Machine Translated by Google

ein Open Access Journal, herausgegeben von MDPI

Einflussfaktor 1,3
CiteScore 2,3

# Internationale Zeitschrift für Turbomaschinen, Antrieb und Energie



mdpi.com/
Zeitschrift/
ijtpp

EUROTURBO
european turbomachinery society

Machine Translated by Google

# Grußwort des Chefredakteurs

Das ***Internationale Journal der Turbomachinery, Propulsion and Power (IJTPP,*** ISSN 2504-186X) ist Eigentum von Euroturbo (www.euroturbo.eu), einer gemeinnützigen internationalen Wissenschaftsorganisation, die im Februar 2012 gegründet wurde. Euroturbo wurde von einer Gruppe engagierter Wissenschaftler und Ingenieure gegründet, die aktiv zum Erfolg mehrerer wissenschaftlicher

Ereignisse im Bereich der Turbomaschinen in den letzten 25 Jahren. Das Journal wurde als interdisziplinäres Verbreitungsinstrument konzipiert, und obwohl der Kern des Journals auf die

Neben dem Design befasst sich das Journal auch mit der Analyse, Modellierung und Prüfung von Turbomaschinen und turbomaschinenbasierten Antriebs- und Energieumwandlungssystemen. Technologische Innovationen auf System- und Komponentenebene, die Entwicklung und Anwendung neuer Strömungskonzepte sowie fortschrittliche experimentelle und numerische Techniken passen natürlich in den Rahmen. Das Journal begrüßt Manuskripte von hoher wissenschaftlicher Qualität, die sich mit grundlegenden und angewandten Fragen der Turbomaschinenströmungen befassen.

**Chefredakteur**

Prof. Marcello Manna

**Mitherausgeber**

Prof. Dr. Tony Arts
Gerard Bois
Cengiz Camci (Universität)
Ruud Eggels
Peter Ireland
Reinhard Niehuis

Kenichiro Takeishi, Professor für Angewandte Physik an der Universität Tokio

## Ziele

***Das International Journal of Turbomachinery, Propulsion and Power*** konzentriert sich auf die aktuelle und zukünftige wissenschaftliche und technologische Entwicklung von Turbomaschinen in den verwandten Bereichen turbomaschinenbasierter Antriebs- und Energiesysteme. Von primärem Interesse sind die Thermodynamik, die Strömungsmechanik, die Wärmeübertragung und die angewandte Verbrennung von Energiegeräten und -systemen für die Luft- und Raumfahrt, die Schifffahrt und die Industrie, sowohl aus Komponenten- als auch aus Systemperspektive. Ebenso sind grundlegende und angewandte Studien von Energieumwandlungssystemen auf der Grundlage ein- oder mehrphasiger Fluidströme, ein- oder mehrspeziesartig, unter Beteiligung einer oder mehrerer Turbomaschinen gefragt.

Das ***IJTPP*** ist dazu gedacht, Kollegen aus der Wissenschaft, von Forschungsinstituten und der Industrie, die sich vorwiegend für Turbomaschinen interessieren, ein qualitativ hochwertiges Verbreitungstool für Forschung und Entwicklung anzubieten.

Machine Translated by Google

## Umfang

- Turbomaschinen
- Luft- und Raumfahrtantriebe
- Schiffsantriebe
- Turbolader
- Stromerzeugung
- Thermodynamik
- Strömungsmechanik
- Wärmeübertragung

Vibrationen

- Aeroakustik
- Angewandte Verbrennung (Luftfahrt, Luft- und Raumfahrt, stationäre Energiesysteme)
- Windenergie
- Meeresenergie

## Vorteile für Autoren

**Offener Zugang**

Unbegrenzter und kostenloser Zugriff für Leser

**Keine Urheberrechtsbeschränkungen**

Behalten Sie das Urheberrecht an Ihrer Arbeit und die freie Nutzung Ihres Artikels

**Gründliches Peer-Review**

**Rabatte auf Artikelbearbeitungsgebühren (APC)**

Wenn Sie einem Institut angehören, das am MDPI Institutional Open Access teilnimmt Programm

**Keine Platzbeschränkungen, kein zusätzlicher Platz oder Farbladungen**

Keine Einschränkung hinsichtlich der maximalen Länge der Beiträge, der Anzahl der Abbildungen oder der Farben

**Schnelle Veröffentlichung**

Eine erste Entscheidung wird den Autoren etwa 63,9 Tage nach der Einreichung mitgeteilt; die Annahme zur Veröffentlichung erfolgt nach 27,6 Tagen (Medianwerte für in dieser Zeitschrift im ersten Halbjahr 2024 veröffentlichte Artikel).

Machine Translated by Google

**MDPI ist Mitglied von**

**Partnergesellschaft:**

Europäische Gesellschaft für Turbomaschinen (Euroturbo)

**Redaktion**

ijtpp@mdpi.com

MDPI

Grosspeteranlage 5 4052

Basel, Schweiz Tel: +41 61 683

77 34 mdpi.com

Juli 2024

Machine Translated by Google

Internationale Zeitschrift für
*Turbomaschinen Antrieb und Leistung*

MDPI

Artikel

# Charakterisierung der instationären Leckageströmung in einem Axialventilator †

**Matteo Dellacasagrande *, Edward Canepa ‡ Andrea Cattanei ‡ und Mehrdad Moradi ‡**

**Fakultät für Maschinenbau, Energie-, Management- und Verkehrstechnik (DIME), Universität Genua, 16145 Genua, Italien; edward.canepa@unige.it (EC); andrea.cattanei@unige.it (AC); mehrdad.moradi@edu.unige.it (MM)**

*** Korrespondenz: matteo.dellacasagrande@edu.unige.it.**

**† Dieser Artikel ist eine erweiterte Version unseres Tagungspapiers ETC15-187, das auf der 15. Europäischen Turbomaschinenkonferenz in Budapest, Ungarn, vom 24. bis 28. April 2023 veröffentlicht wurde.** **‡ Diese Autoren haben zu gleichen Teilen zu dieser Arbeit beigetragen.**

**Zusammenfassung: Die vorliegende Arbeit berichtet über eine experimentelle Untersuchung der Leckageströmung in einem langsam laufenden Lüfterring. Vorhandene 2D-Particle-Image-Velocimetry-Messungen (PIV), die in einer meridionalen Ebene vor dem Rotorspalt durchgeführt wurden, wurden weiter verarbeitet und mittels der Proper Orthogonal Decomposition (POD) analysiert. Drei Werte des dimensionslosen Druckanstiegs über dem Rotor wurden untersucht. Dabei konzentrierte man sich auf den Zwischenfall, bei dem eine starke radiale Schwingung in der Leckageströmung beobachtet wurde: Die POD-Ergebnisse haben gezeigt, dass die Leckageströmung unter diesen Bedingungen periodische radiale Schwingungen aufweist, die nicht mit der periodischen Bewegung der Schaufelblätter korrelieren. Darüber hinaus wurde festgestellt, dass solche kohärenten Bewegungen den Turbulenztransport an verschiedenen radialen Positionen fördern, während r Das vorliegende POD-Verfahren kann allgemein auf Strömungen in Turbomaschinen angewendet werden, um deren instationäres Verhalten neben den klassischen Phasenmittelungsmethoden auf Basis rotorbezogener Größen zu chara Der vorliegende Ansatz ist neuartig für die Untersuchung der Leckströmungsdynamik in Axialventilatoren.**

**Schlüsselwörter: Axialventilator, rotierende Abdeckung, Leckströmung, PIV, POD**

check for updates

**Zitat: Dellacasagrande, M.; Canepa, E.; Cattanei, A.; Moradi, M. Charakterisierung instationärer Leckströmungen in einem Axialventilator.** Int. J. Turbomach. Propuls. Power **2023, 8, 34. https://doi.org/10.3390/ijtpp8030034**

**Wissenschaftlicher Redakteur: Antoine Dazin**

**Erhalten: 10. Juli 2023**
**Überarbeitet: 4. September 2023**
**Akzeptiert: 7. September 2023**
**Veröffentlicht: 13. September 2023**

**Copyright: © 2023 bei den Autoren. Lizenznehmer MDPI, Basel, Schweiz.**

**Dieser Artikel ist ein Open Access-Artikel, der unter den Bedingungen und Bedingungen der Creative Commons Namensnennungs-Lizenz (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).**

## 1. Einleitung

**Axialventilatoren, die in Kühlsystemen von Kraftfahrzeugen eingesetzt werden, sind üblicherweise mit einer rotierenden Ummantelung ausgestattet – einem Ring, der die Schaufelspitzen verbindet, den volumetrischen Wirkungsgrad verbessert und die gesamte Baugruppe verstärkt. Leider verursacht dies eine starke Zunahme der abgestrahlten Geräusche aufgrund der vorhandenen kohärenten Strömungsstrukturen (Longhouse [1]) ,** die **in der Leckageströmung enthalten sind ,** die aus dem Spalt zwischen dem Ring und dem feststehenden Gehäuse freigesetzt wird **und schließlich wieder vom Rotor angesaugt wird. Ein derartiges Geräusch ist häufig im niedrigen bis mittleren Frequenzbereich vorherrschend und kann auch den größten Beitrag zur abgestrahlten Leistung leisten, siehe z. B. Canepa et al. [2,3]. Die qualitativen Merkmale der Leckageströmung sind bekannt, siehe z. B. Fukano et al. [4], Fukano und Jang [5], Piellard et al. [6], Magne et al. [7], Moreau und Sanjose [8], Allerdings stellen kohärente Strömungsstrukturen im Allgemeinen ein ziemlich kompliziertes fluiddynamisches Problem dar und im vorliegenden Fall sind ihre Eigenschaften nicht vollständig bekannt: Die Tatsache, dass Geräuschschwellen bei Subharmonischen der Schaufeldrehfrequenz auftreten, deutet darauf hin, dass sie mitrotieren, aber die Beziehung zur Spaltgeometrie und zum Betriebspunkt ist nicht ganz klar. Um wirksame Lösungen zur Geräuschreduzierung zu finden und auch zuverlässige Testfälle für numerische Simulationen bereitzustellen, ist ein tieferer Einbli**

**Der vorliegende Beitrag setzt die aerodynamische Untersuchung von Canepa et al. [13] fort, die auf 2D-PIV-Messungen in der Meridionalebene basierte. In dieser Studie wurde eine detaillierte Analyse der Auswirkungen des Betriebspunkts auf das Leckageströmungsm Es zeigte sich nämlich, dass oberhalb des Auslegungsbetriebspunktes eine plötzliche Änderung des Strömungsmusters auftritt, die sich stark auf den abgestrahlten Lärm auswirkt. Diese Än**

Machine Translated by Google



**eines Wechsels zwischen einer an der Ringlippe anliegenden und direkt vom Rotor wieder angesaugten Rückströmung und einer Radialströmung, die sich mit der Hauptrotorzuströmung vermischt, nachdem sie den Messbereich radial verlassen hat. Mittels bedingter Mittelwerte konnte zudem gezeigt werden, dass bei der Änderung beide Strömungsmuster zusammen mit allen dazwischenliegenden vorhanden sind. Es war jedoch nicht möglich, die Merkmale des Übergangs näher zu untersuchen und auch festzustellen, ob solche Muster einer regelmäßigen zeitlichen Abfolge folgen oder sich zufällig abwechseln. In der vorliegenden Arbeit, die eine erweiterte Version des Konferenzpapiers der Autoren Dellacasagrande et al. [15] ist, werden die in die Strömung eingebetteten kohärenten Strömungsstrukturen** mittels eines POD-basierten Verfahrens untersucht, das die **zuvor von Lengani et al. [16] vorgestellte Phasenmittelungstechnik verwendet .** Mit diesem Ansatz konnten die periodischen Dynamiken der Leckageströmung identifiziert werden, die nicht unbedingt mit der **Rotorposition korrelieren .**

## 2. Versuchsaufbau und Messtechnik Die hier

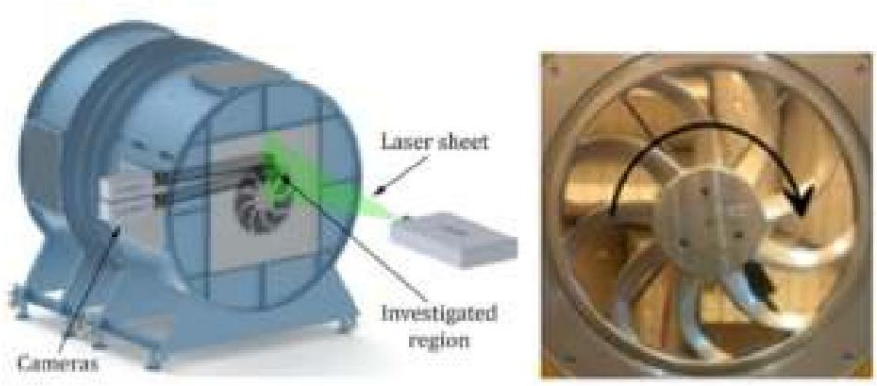
**präsentierten Daten sind Teil der Versuchsdatenbank, die in der Arbeit der vorherigen Autoren Canepa et al. [13] gesammelt wurde.** Die Messkampagne wurde im **Aeroakustiklabor von DIME durchgeführt,** wobei der Lüfter auf einem Prüfstand montiert war, der auf Grundlage der ISO **5801-Normen entworfen wurde; siehe Abbildung 1a. Der getestete Rotor ist ein neunblättriger Aluminiumprototyp, der mithilfe einer numerisch gesteuerten Fräsmaschine hergestellt wurde (Abbildung 1b). Die Rotorsteifigkeit verhindert, dass die Geometrie durch aerodynamische Last und Zentrifugalkraft verändert wird, wodurch Quereffekte auf die Veränderung de**

**Der Rotor hat einen Spitzenradius** rtip **von 222 mm, ein Naben-zu-Spitzenradiusverhältnis rhub/rtip von 0,374 und eine Sehne, die von der Nabe zur Spitze zwischen 43 mm und 50 mm variiert. Am Auslegungspunkt beträgt der Durchflusskoeffizient** ÿdes = Qdes/(utipÿr tip) = **0,0869 und der Druckanstiegskoeffizient** tip) = ÿdes = ÿpdes/(0,5ÿ0u **0,0993, wobei** Q **der Volumenstrom und** ÿp der Lüfterdruckanstieg (statischer Auslassdruck minus Gesamtdruck am Einlass) ist. Die Messungen wurden bei einer konstanten Drehzahl ÿ von 2400 U/min **durchgeführt ; je nach Betriebspunkt liegt die sehnenbasierte Reynoldszahl ungefähr zwischen 31.000 und 41.000 an der Nabe und zwischen 186.000 und 188.000 an der Spitze. Während der Tests wurden** ÿp **und** ÿ kontinuierlich gemessen. **Die Drehzahl wurde mithilfe eines optischen Drehzahlmessers und eines Streifens reflektierenden Klebebands, der auf ein Rotorblatt geklebt war, kontrolliert, wodurch ein TTL-Signal pro Umdrehung erzeugt wurde. Der Spalt zwischen dem rotierenden Ring und dem stationären Gehäuse besteht aus 5 mm breiten axialen und radialen Teilen; siehe Abbildung 1c. Um die Auswirkung des Druckanstiegs auf die Leckageströmungsdynamik zu untersuchen, wurden drei** der zwölf zuvor von Canepa et al. [13] untersuchten ÿ- **Werte berücksichtigt , nämlich** *ÿ* **= 0,0788,** 0,0899, 0,103. An diesen Betriebspunkten **wurde das interessanteste Verhalten der Leckageströmung** beobachtet.

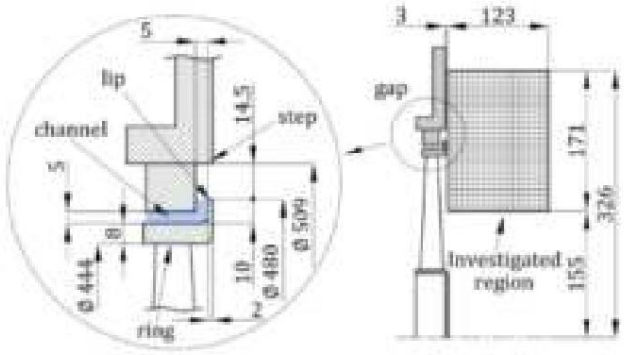
**Das Strömungsfeld wurde in der Meridionalebene nahe dem Spitzenspalt mithilfe eines 2D-PIV-Systems untersucht, und zwar in einem rechteckigen Bereich im Abstand** x = **3 mm vom Ring mit einer Ausdehnung von** Lx = **123 mm und** Lr = **171 mm, d. h.** r/rtip = **0,698** ÿ **1,468 und** x/rtip = **0,014** ÿ **0,581; siehe Abbildung** 1c. Die Messungen wurden mit zwei **Kameras mit einer maximalen Bildfrequenz von 6 Hz durchgeführt .** Die axialen (u) **und radialen** (v) **Geschwindigkeitskomponenten wurden mithilfe einer räumlichen Kreuzkorrelationsfunktion ermittelt, die momentane Vektorfelder aus 83** x **116 Punkten auf einem quadratischen Raster mit den Schritten** ÿx = ÿr = **1,5 mm ergibt. In der vorliegenden Messkampagne wurden 2000 momentane Vektorfelder erfasst und das vom optischen Tachometer erzeugte TTL-Signal als Referenzsignal für die rotorbasierte Ensemble-Durchschnittsmethode verwendet. Da das verwendete PIV-System es nicht zulässt, das TTL-Signal zum Auslösen der PIV-Erfassung zu verwenden, wurden die PIV-Schnappschüsse für die Berechnung des rotorbasierten phasengemittelten Felds nachträglich geordnet. Die momentanen Vektorfelder wurden in 90 Phasenbehälter pro Umdrehung sortiert. Um die statistische Zuverlässigkeit zu erhöhen, wurden die Daten über eine Blattsteigung gemittelt , was 10 meridionale Verteilungen auf der Grundlage von etwa 1**

Machine Translated by Google






**(a) Prüfstand nach ISO 5801-Norm.** **(b) 9-Blatt-Aluminiumlüfter.**




**(c) Geometrie des Lückenbereichs und PIV-Sichtfeld.**

**Abbildung 1. (a) Versuchsanlage; (b) getesteter Aluminiumlüfter-Prototyp; (c) Geometrie des Rotorspaltbereichs und Messsichtfeld.**

### 3. Zeitlich gemitteltes Strömungsfeld

**Abbildung 2 zeigt die zeitlich gemittelten Geschwindigkeitsfelder mit dem darüber gelegten Konturdiagramm der gesamten turbulenten kinetischen Energie (TKE). Im Fall** ÿ = **0,0788 wird die Leckageströmung direkt wieder vom Rotor aufgenommen. Zusammen mit dem Bereich erhöhter TKE, der bei etwa 1** < r/rtip < **1,15 beobachtet wird, macht dies diesen Betriebszustand zum kritischsten in Bezug auf die Geräuschentwicklung (siehe Canepa et al. [3]). Ein völlig anderes Szenario kennzeichnet den Strömungsfall bei** ÿ = **0,103: Die den Spalt verlassende Strömung bewegt sich radial nach außen und verlässt die Messebene, bevor sie in den Rotor eintritt. Daher interagiert die Leckageströmung nicht direkt mit den Rotorblättern, da sie sich erst bei gr**
**Darüber hinaus werden niedrigere TKE-Werte beobachtet, wobei die Maximalwerte bei** r/rtip > **1,1 auftreten.**

**Der interessanteste Zustand ist der Fall** ÿ = **0,0899. Hier ist die zeitlich gemittelte Radialgeschwindigkeit ( v) positiv für** r/rtip > **1, was zu einem größeren Rückflussbereich im Vergleich zum Fall** ÿ = 0,0788 führt. Im Gegensatz zum Fall ÿ = 0,103 **tritt der Leckstrom jedoch in den Rotor ein , bevor er die Messebene** verlässt . **Wie im Folgenden gezeigt wird, ist eine ausgeprägte radiale Schwingung des Leckstroms für den vergrößerten Bereich hoher TKE-Werte für** ÿ = **0,0899 verantwortlich (siehe auch Canepa et al. [13]). Ansonsten haben sich die Bedingungen** ÿ = **0,0788 und 0,103 hinsichtlich der Leckstromdynamik als deutlich stabiler erwiesen. Basierend auf den oben berichteten Beobachtungen konzentriert sich die vorliegende Arbeit auf die Analyse des Falls** ÿ = **0,0899 und des damit verbundenen instationären Verhaltens des Leckstroms.**
**Ziel ist es, alle möglichen Quellen periodischer Unstetigkeit zu untersuchen, die die Leckageströmungsdynamik beeinflussen und die nicht unbedingt mit der Winkelposition des Rotors in Zusammenhang stehen müssen. Zu diesem Zweck wird eine POD-basierte Phasenmittelungstechnik zur detaillierten Untersuchung der kohärenten Bewegungen eingesetzt, die die Leckageströmung für diesen spezifisch**

Machine Translated by Google



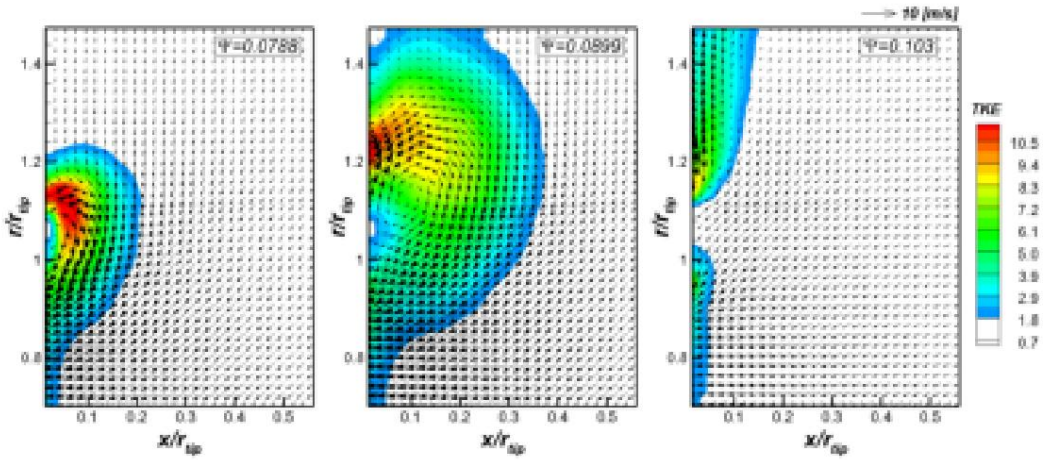



**Abbildung 2. Vektorielle Darstellung des zeitlich gemittelten Strömungsfelds mit darüber gelegtem Konturdiagramm der gesamten TKE [m2/s2 ] .** Dargestellt sind **die Fälle** ÿ = **0,0788, 0,0899 und 0,103.**

**4. Korrekte orthogonale Zerlegung instationärer Leckageströmungen** 4.1.
Mathematisches POD-Framework

**Die eigentliche orthogonale Zerlegung wurde erstmals von Lumley [17] für die Analyse turbulenter Strömungen vorgeschlagen. Bei einem bestimmten Geschwindigkeitsfeld (d. h. u(x, t)) liefert das POD-Verfahren räumliche Modi ÿ(x) (die den Strömungsstrukturen ähneln) und zeitliche Koeffizienten** ÿ(t) **(unter Beibehaltung der Modusdynamik). Gemäß der ursprünglichen Formulierung von Lumley [17] werden POD-Modi als Eigenvektoren des räumlichen Kreuzkorrelationstensors von Strömungsproben berechnet. In der vorliegenden Arbeit wurde** die sukzessive Formulierung von Sirovich **[18]** übernommen, bei der die POD-Koeffizienten direkt als Eigenvektoren der zeitlichen **Kreuzkorrelationsmatrix** C **erhalten werden :**

$$CX = \ddot{y}X \quad \textbf{(1)}$$

**wobei** C = UTU, U **die Momentaufnahmematrix mit den momentanen Realisierungen des Feldes,** X **die Matrix mit den Eigenvektoren von C und** ÿ **eine Diagonalmatrix mit den sortierten Eigenwerten ist .** Sobald die zeitlichen POD-Koeffizienten aus Gleichung **(1) berechnet sind , erhält man die entsprechenden räumlichen Modi durch Projektion als**

$$Z = UX\ddot{y}\,\ddot{y}^{\frac{1}{2}} \quad \textbf{(2)}$$

**wobei** Z **die Matrix ist, die die POD-Modi ÿ(x)** enthält , **normalisiert mit ihren entsprechenden Eigenwerten. POD kann auch verwendet werden, um Modelle reduzierter Ordnung zu konstruieren, die eine gefilterte Snapshot-Matrix** UK liefern , **die nur den Beitrag der ersten** K **Modi enthält. Dies wird durch Invertieren von Gleichung (2) erreicht:**

$$UK = Z\ddot{y}^{\frac{1}{2}}X^{T} \quad \textbf{(3)}$$

**wobei die letzten** Nt ÿ K **Spalten von** Z **auf Null gesetzt werden.**

**Nachdem die POD-Modi berechnet wurden, wurde eine POD-basierte Phasenmittelungstechnik angewendet, bei der das Referenzsignal direkt aus den führenden Modi extrahiert wird (siehe Lengani et al. [16]). Insbesondere wenn innerhalb der Strömung periodische konvektive Strukturen auftreten, werden typischerweise gekoppelte Modi beobachtet, d. h. Modi mit ähnlichem Energiegehalt und ähnlicher räumlicher Verteilung (siehe Legrand et al. [19]). Daher können die entsprechenden Modelle niedriger Ordnung verwendet werden, um die momentanen Schnappschüsse basierend auf der durch die Modi hervorgehobenen Hauptperiode zu sortieren . Gemäß Gleichung (3) kann der Beitrag des k-ten POD-Modus zum i-ten PIV -Schnappschuss wie folgt geschrieben werden**

$$\text{Sie}(k)\,(\mathbf{x,r,}\,ti) = \ddot{y}\,(k)\,(x,r)\ddot{y}\,(k) \quad {}^{1}\bar{y}\ddot{y}\,(k)\,i) \quad \textbf{(4)}$$

Machine Translated by Google



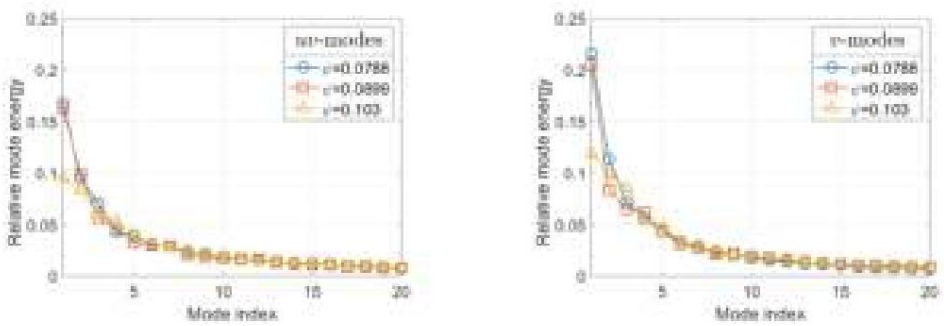
**dem** *die* (k) (i) **ist das i-te Element des k-ten POD-Koeffizienten. Wenn dann der k-te und der** (k + **1)-te, bei** *ÿ*- **Modi gekoppelt sind und dieselben konvektiven Strukturen repräsentieren, wird der Phasenwinkel** ÿi **des i-ten Datensatzes definiert als**

$$\ddot{y}i = \frac{\ddot{y}\,(k)\,(x1,r1)\ddot{y}\,(k) \quad \frac{1}{2}\,\ddot{y}(k)\,i)}{\ddot{y}\,(k+1)\,(x2,r2)\ddot{y}\,(k+1) \qquad \frac{1}{2}\,\ddot{y}\,(k+1)\,(i)} \tag{5}$$

**wobei (x1,r1) und (x2,r2) Kontrollpunkte sind, die zur Berechnung der Phase jeder Momentaufnahme verwendet werden. Gemäß der oben genannten Methode können alle Momentaufnahmen anhand ihres entsprechenden Phasenwinkels sortiert und ein POD-basiertes phasengemitteltes Geschwindigkeitsfeld berechnet werden. Da diese Arbeit auf die Charakterisierung der radialen Bewegungen mit der Leckageströmung abzielt, werden die POD-Modi der radialen Geschwindigkeitskomponente als Referenz für die vorliegende POD-Analyse verwendet. Letztere wurde unter Berücksichtigung des Anteils des schwankenden Geschwindigkeitsfelds durchgeführt, der nicht von der Rotorposition beeinflusst wird. Genauer gesagt wurden die periodischen Komponenten, die aus dem rotorbasierten Phasenmittelungsverfahren gewonnen wurden, vor Anwendung des POD-Verfahrens aus den ursprünglichen Momentaufnahmen entfernt. Dies geschah, weil das rotorbasierte phasengemittelte Feld, das hier der Kürze halber nicht gezeigt wird, keine r**

4.2. POD-Analyse von nicht mit dem Rotor in Zusammenhang

stehenden Schwankungen **Die dominanten kohärenten Bewegungen, die nicht mit der Rotorposition in Zusammenhang stehen, werden in diesem Abschnitt mithilfe der eigentlichen orthogonalen Zerlegung untersucht. Abbildung 3 zeigt die** prozentuale Energie der ersten 20 POD-Modi, die aus dem gesamten POD-Kernel (d. h. durch Ausfüllen **der Matrix** U **mit** u- **und v-, uv-Modi) und nur aus der Radialgeschwindigkeit (v-Modi) gewe In den Fällen** ÿ = **0,0788 und 0,0899 erfasst der erste Modus des Gesamtkerns mehr als 16 % der Gesamtenergie der Schwankungen, während die Energie des führenden Modus** in ÿ = 0,103 **deutlich geringer ist. Dies deutet darauf hin, dass in den Fällen** ÿ = **0,0788 und 0,0899 die nicht mit dem Rotor in Zusammenhang stehenden Schwankungen von wenigen großen kohärenten Mustern dominiert werden, die einen höheren Anteil der turbulenten kinetischen Energie erfassen als im Fall** ÿ = **0,103. Ähnliche Überlegungen gelten auch für die POD-Modi der radialen Geschwindigkeitskomponente. Interessanterweise** zeigen **die Modi 3 und 4 von** v im Fall ÿ = **0,0899 (Abbildung 3b) einen ähnlichen Energiegehalt wie in den anderen Fällen. Wie im Folgenden erläutert, sind diese Modi repräsentativ für dieselben kohärenten Strukturen und werden für die Analyse des instationären Verhaltens herangezogen, das den Leckagefluss für diesen Betriebszustand cha**




**(A)** **(B)**

**Abbildung 3. Energie der (a) uv-Modi und (b) v-Modi für** *ÿ* **= 0,0788, 0,0889 und 0,103. POD-Ergebnisse werden unter Berücksichtigung des Anteils der Geschwindigkeitsschwankungen erzielt, die nicht mit der Rotorposition zusammenhängen.**

**Abbildung 4 zeigt beispielhafte Modi des Gesamtkernels für die drei** hier betrachteten ÿ -Werte . **Diese Modi wurden aus den ersten 10 ausgewählt, um die wichtigsten kohärenten Muster innerhalb des rotorunabhängigen fluktuierenden Geschwindigkeitsfeldes hervorzuheben. Modi unter den** ersten 10, die ähnliche Muster wie die in Abbildung 4 **dargestellten aufweisen, werden hier der Kürze halber nicht aufgeführt . Darüber hinaus hängt der Modusindex streng vom analysierten Strömun**

Machine Translated by Google



**Neben den dominanten POD-Modi wird die Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion** (pd **f) des Auftretens von Wirbelstrukturen für jeden Fall in Form von grauen Flächen (untere Diagramme) angezeigt. Solche** pd f- **Verteilungen wurden mittels einer wavelet-basierten Wirbelidentifikationstechnik (siehe Simoni et al. [20])** erhalten , **die auf das insgesamt fluktuierende Geschwindigkeitsfeld angewendet wurde ,** d. h., im Gegensatz zu dem, was **für die Berechnung der Modi getan wurde, wurden auch die rotorbezogenen Unstetigkeiten berücksichtigt .** Daher liefert der Vergleich zwischen den pd f- **und den POD- Modusverteilungen Informationen über die räumliche Lage von Wirbelstrukturen , die mit der Rotorposition in Zusammenhang stehen oder nicht. Insbesondere kann man deutlich erkennen, dass ein dominanter** pd f- **Peak in allen Fällen an den räumlichen Positionen auftritt, an denen großräumige kohärente Strukturen durch die Modi hervorgehoben werden. Die meisten der in der vorlieg**

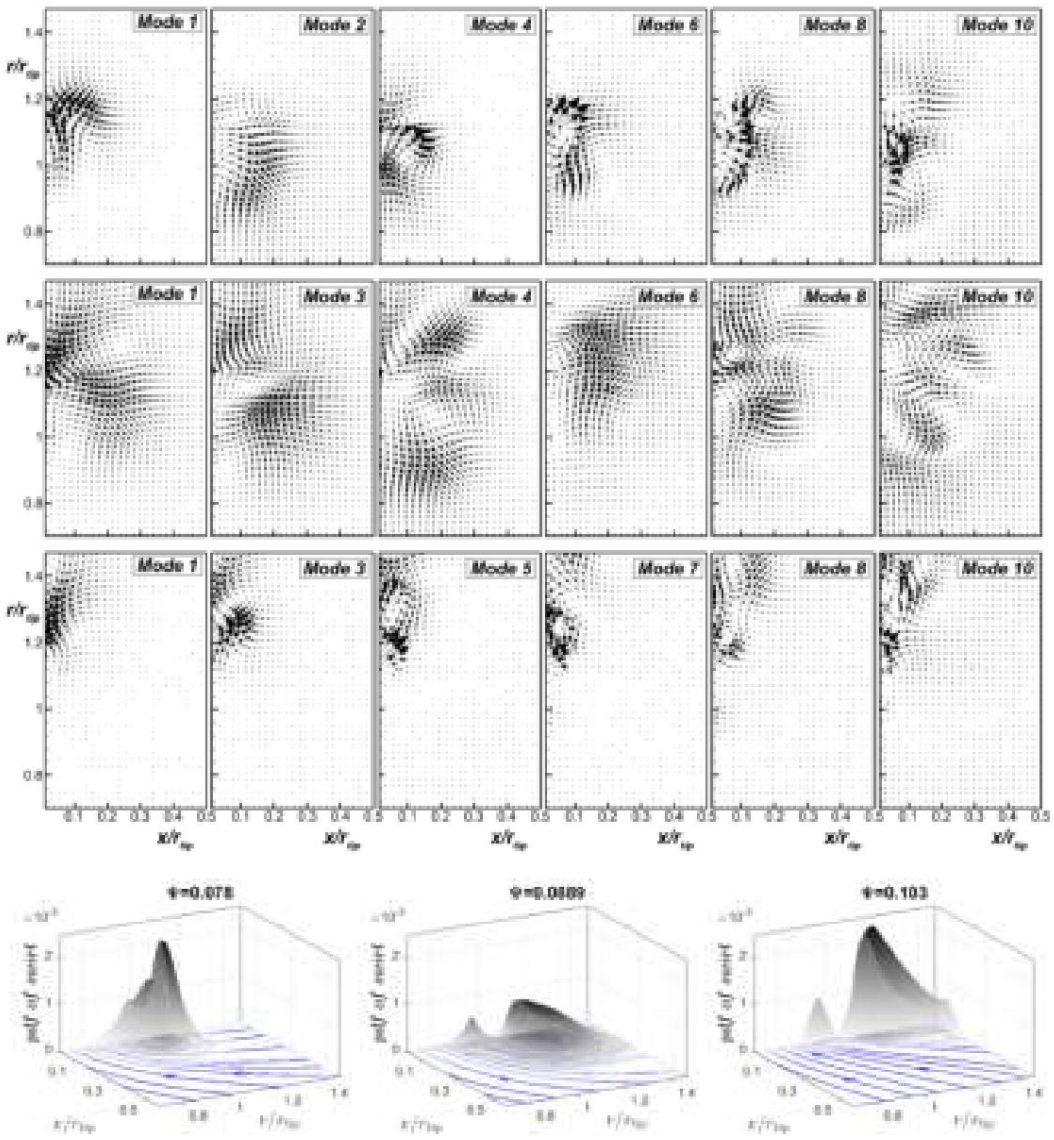



**Abbildung 4. (Obere Diagramme): vektorielle POD-Modi von rotorunabhängigen Fluktuationen (von oben nach unten** ÿ = **0,0788, 0,0899 und 0,103). (Untere Diagramme):** pd f **von Wirbelereignissen, die den zeitlichen Mittelwert der Strömungslinien überlagert sind; Wahrscheinlichkeitsdichtefunktionen werden unter Berücksichtigung des insgesamt schwankenden Geschwindigkeitsfelds berechnet.**

**Im Fall** ÿ = **0,0788 ähneln die dominanten POD-Modi wirbelartigen Strukturen in der Nähe des Rotorspalts und der Schaufelspitze. Sie sind repräsentativ für die kohärenten Schwankungen des Leckagestroms, die im vorliegenden Fall am Rotorring haften bleiben. Im Gege**

Machine Translated by Google



**POD-Modi für den Fall** *ÿ* **= 0,103 zeigen Bereiche mit hoher Wirbelstärke für** r/rtip > **1, während die Energie der Modi vor den Rotorblättern fast null ist. Dies zeigt deutlich, dass für** ÿ = **0,103 der kleinere** pd f- **Peak, der im Blattbereich beobachtet wird (d. h.** r/rtip < **1), w aufgrund einer Rotor-Unstetigkeit.**

Die für den Fall *ÿ* **= 0,0899 berechneten Modi** zeigen kohärente Schwankungen, die **einen größeren räumlichen Bereich abdecken als für die anderen Fälle; Wirbelkerne werden tatsächlich im Blattbereich sowie über dem Rotorspalt beobachtet und weisen somit Ähnlichkeiten mit den Fällen bei den niedrigsten und den höchsten** ÿ- **Werten auf. Dies steht im Einklang mit der Zunahme der** pd f- **Varianz (d. h. der Basisfläche). Beachten Sie, dass die erfassten Strömungsmuster nicht mit der Rotorposition verknüpft sind, da die in Abbildung 4** dargestellten POD-Modi **aus der rotorunabhängigen Unstetigkeit** gewonnen werden . **Die durch die Modi vor dem Rotorblatt hervorgehobenen Strömungsmerkmale dürften daher mit einer anderen Unstetigkeitsquelle verknüpft sein, die die radiale Bewegung der den Spalt verlassenden Strömung verursacht. Folglich ist der im Blattbereich für** *ÿ* = 0,0899 beobachtete pd f- Spitzenwert **auf die Überlagerung sowohl rotorbezogener als auch rotorunabhängiger kohärenter Wirbelstrukturen zurückzuführen. Es wird hier erwähnt, dass die in der vorliegenden Messebene beobachteten Wirbelkerne aufgrund der inhärenten Dreidimensionalität des erzeugten Strömungsfeldes die Spur von Wirbelröhren sein könnten, die sich in Umfangsrichtung erstrecken, wie in der Arbeit der vorherigen Autoren Canepa et al. [3] beschrieben. Dennoch zeigt sich, dass die radialen Bewegungen, die den Leckagefluss für den Zwischenwert des Druckanstiegskoeffizienten** beinhalten , **durch die vorliegende Messreihe gut erfasst werden. Weitere Messungen werden durchgeführt, um die Entwicklung von Leckageflussschwankungen in tangentialer Richtung zu untersuchen.**

**Die in Abbildung 4** dargestellten POD-Modi **haben die bestehenden Ähnlichkeiten zwischen den getesteten Bedingungen hervorgehoben. Genauer gesagt hat sich gezeigt, dass die für den mittleren Druckkoeffizienten berechneten Modi teilweise den kohärenten Mustern ähneln, die durch die führenden Modi hervorgehoben wurden, die für die niedrigsten und höchsten Druckanstiege erhalten wurden. Dies deutet darauf hin, dass der Leckagefluss für den mittleren Druckkoeffizienten zwischen einer anliegenden (wie für** ÿ = **0,0788) und einer radialen (ähnlich dem Fall** ÿ = **0,103) Konfiguration oszilliert. Um eine quantitative Sicht auf die bestehenden Ähnlichkeiten zwischen den dominanten Strömungsmerkmalen zu bieten, die für den Fall** *ÿ* **= 0,0899 und für die beiden anderen Betriebsbedingungen auftreten, haben wir die Kreuzkorrelationsmatrix der räumlichen POD-Modi berechnet, die unabhängig für jeden Wert des Druckkoeffizienten erhalten wurden. Zu diesem Zweck wurden die POD-Modi normalisiert, sodass ihr Skalarprodukt eine direkte Messung der Modusähnlichkeit liefert. Abbildung 5a zeigt den Absolutwert der Korrelationsmatrix zwischen den ersten 15 Modi, die für die Fälle** *ÿ* **= 0,0899 und 0,0788 erhalten wurden, wobei die Modi 3 bzw. 2 den höchsten Korrelationsgrad aufweisen. Andererseits weisen die Modi 6 und 3 die höchste Ähnlichkeit bei der Berechnung der POD-Korrelationsmatrix für die Fälle** *ÿ* **= 0,0899 und 0,103 auf (Abbildung 5b).**

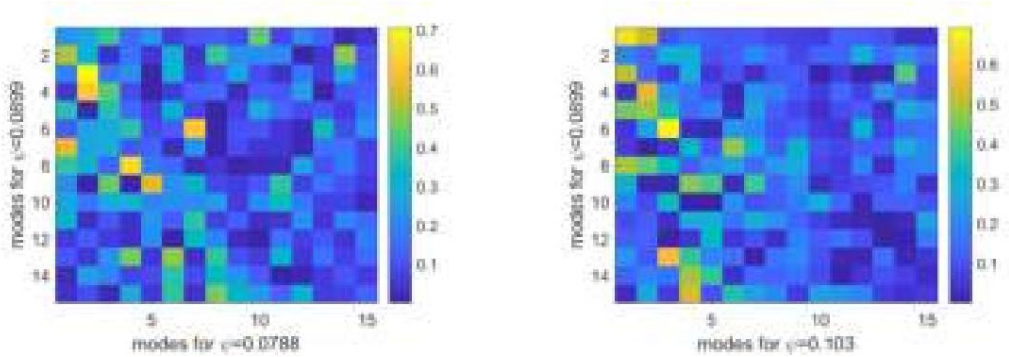
**Die Betrachtung der räumlichen Verteilungen der hier hervorgehobenen korrelierenden Moden (siehe Abbildung 4) liefert Hinweise auf die Ähnlichkeiten zwischen den Strömungsfällen. Mode 3 für den Fall** *ÿ* **= 0,0899 zeigt kohärente Schwankungen in der Nähe des Rotorspalts, ebenso wie Mode 2 für den Fall** *ÿ* **= 0,0788. Ansonsten ist Mode 6 repräsentativ für Wirbelkerne, die für** r/rtip > **1 auftreten, ähnlich wie Mode 3 für den Fall** *ÿ* **= 0,103. Der vierte, für den Zwischendruckkoeffizienten berechnete Mode zeigt dagegen kohärente Bewegungen, die die gesamte Messebene betreffen und somit repräsentativ für die Leckströmungsschwingung sind.**

**Gemäß Gleichung (4) behalten die zeitlichen Koeffizienten des POD den Beitrag der entsprechenden Modi zu jedem der PIV-Schnappschüsse bei. Die Betrachtung der Koeffizienten 3 und 6 für den Fall** *ÿ* **= 0,0899 liefert daher die statistische Verteilung der erfassten** Geschwindigkeitsfelder zwischen den beiden durch die entsprechenden Modi hervorgehobenen Strömungszuständen, die den am stärksten anliegenden **und am stärksten** radialen Bedingungen **ähneln . In diesem Sinne können alle für den mittleren Druckanstieg gesammelten PIV-Schnappschüsse in einer 2D-Ebene (6)** ÿ *ÿ* **(3)** wiedergegeben werden , **die durch die POD-Koeffizienten** *ÿ* definiert ist , **wobei der i-te Strömungsbericht ausgedrückt wird durch (6)** (i), *ÿ* **(3)** (i) . **Dies Koordinatensatz** *ÿ* **jedes Symbol einen ist in Abbildung 6a dargestellt, wo in Bezug auf den anderen PIV-Schnappschuss im Koordinatensystem darstellt, das durch die gewählten zeitlichen Koeffizienten definiert ist. Letztere werden durch die Projektion der Schnappschussmatrix auf die normalisierten Modi berechnet; daher behalten ihre Normen die Energie der Schwankungen bei. Es ist**

Machine Translated by Google

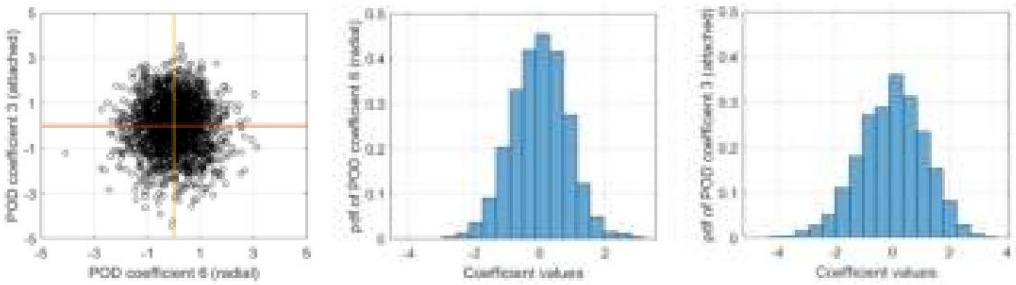


Es **ist bemerkenswert, dass die für den Fall** ÿ **= 0,0899 aufgenommenen Schnappschüsse eine quasi-Gauß- Verteilung bei beiden Koeffizienten aufweisen (siehe Abbildung 6b,c). Daher zeigt die Projektion der aufgenommenen Schnappschüsse auf den durch die Koeffizienten 3 und 6 definierten POD-Unterraum keine bimodalen Verteilungen, die auf das Auftreten gut definierter Cluster innerhalb der Daten hinweisen könnten, die einem intermittierenden Strömungsmuster zugeordnet sind. Es wird daher erwartet, dass die Leckströmung kontinuierlich zwischen verschiedenen Zuständen oszilliert, die selten eine reine radiale und anhaftende Konfiguration erreichen. Im folgenden Abschnitt wird das in Abschnitt** 4.1 vorgestellte POD-Verfahren **verwendet, um Licht auf die kohärenten Bewegungen zu werfen, die die radialen Schwankungen der Strömung antreiben, die die Lücke verlässt.**




**(A)** **(B)**

**Abbildung 5. Kreuzkorrelationsmatrix der POD-Modi für die Fälle (a)** ÿ **= 0,0788–0,0899 und (b)** ÿ **= 0,103–0,0899.**




**(A)** **(B)** **(C)**

**Abbildung 6. (a) Streudiagramm der POD-Koeffizienten 6 und 3 für den Fall** ÿ **= 0,0899; jedes Symbol bezieht sich auf einen anderen PIV-Schnappschuss, der im vorliegenden Koordinatensystem durch die entsprechenden Koeffizientenwerte definiert ist. (b) Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion des Koeffizienten 6 für alle Schnappschüsse; (c) Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion des Koeffizienten 3 für alle Schnappschüsse.**

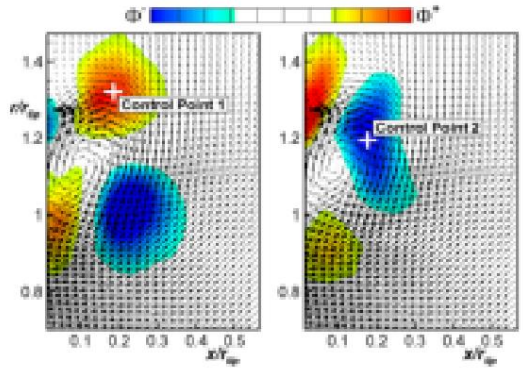
## 4.3. Charakterisierung der Leckströmungsdynamik für den Fall ÿ = 0,0899

**Um das oszillierende Verhalten der Leckageströmung für den Fall** ÿ = **0,0899 zu untersuchen, werden in diesem Abschnitt die Modi von** v weiter verarbeitet. Insbesondere **hat sich gezeigt, dass die Modi 3 und 4 hinsichtlich ihres Energiegehalts gekoppelt sind (siehe rechte Darstellung von Abbildung** 3, quadratische Symbole) und dass ihre räumlichen Verteilungen, die in Abbildung **7a dargestellt sind , ähnlich sind, aber in der mittleren Strömungsrichtung verschoben sind. Laut Legrand et al. [19]** sind **diese Modi daher repräsentativ für dieselben periodischen konvektiven Strukturen und können zur Berechnung eines POD-basierten phasengemittelten Geschwindigkeitsfelds verwendet werden. Dies könnte die bestehende Verbindung zwischen den von den Modi erfassten periodischen Mustern und dem oszillierenden Verhalten hervorheben, das die Leckageströmung für** ÿ = **0,0899 charakterisiert. Gemäß Gleichung (5) wurde die Phase jedes Schnappschusses basierend auf den Modi 3 und 4 berechnet. Dazu wurden zwei Kontrollpunkte in Regionen mit dem entgegengesetzten Vorzeichen der Modi ausgewählt (siehe die weißen Kreuze in Abbildung 7a). Sobald jedem Flussdatensatz der richtige Phasenwinkel zugewiesen wurde, können die PIV-Schnappschüsse neu angeordnet und dann das entsprechende phasengemittelte Feld berechnet werden. Abbildung 7b zeigt die rotorunabhängigen Schwanku**

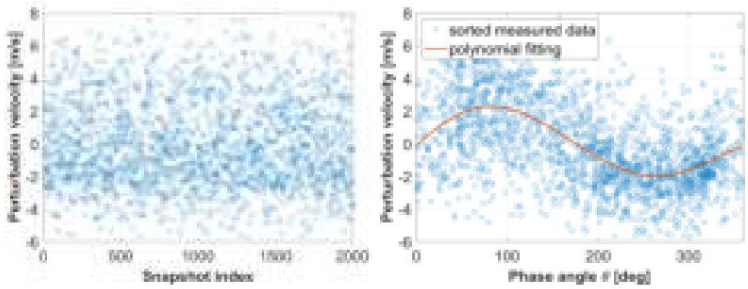
Machine Translated by Google



**abgetastet am Kontrollpunkt 1. Beachten Sie, dass die PIV-Schnappschüsse mit einer Abtastrate erfasst wurden, die deutlich kleiner ist als die charakteristischen Frequenzen des Strömungsfelds ; daher sind die Strömungsaufzeichnungen zufällig innerhalb der durch die Modi hervorgehobenen Hauptperiode angeordnet. Stattdessen zeigt Abbildung 7c die sortierten Geschwindigkeitswerte, die gegenüber dem den entsprechenden Schnappschüssen zugewiesenen Phasenwinkel aufgetragen sind. Zusätzlich werden die phasengemittelten Werte, die mittels einer polynomischen Anpassung fünfter Ordnung an die phasensortierten Geschwindigkeitsdaten erhalten wurden, mit einer durchgezogenen roten Linie dargestellt, die ein gut definiertes periodisches Muster zeigt. Die vorliegende Methode wurde auf alle Messpunkte angewendet, um ein POD-basiertes phasengemitteltes Feld zu berechnen, das die periodischen kohäre**




**(A)**




**(B)** **(C)**

**Abbildung 7. (a) Konturdiagramme der normalisierten Modi 3 und 4 der radialen Geschwindigkeitskomponente, überlagert mit der Vektordarstellung des zeitlich mittleren Geschwindigkeitsfelds; (b) nicht sortierte, am Kontrollpunkt 1 geprüfte Störungsgeschwindigkeitswerte; (c) sortierte, am Kontrollpunkt 1 geprüfte Störungsgeschwindigkeitswerte, aufgetragen als Funktion des Phasenwi**

**Das obere Diagramm von Abbildung 8 zeigt das auf POD basierende, phasengemittelte, schwankende Geschwindigkeitsfeld (u^, v^) bei verschiedenen Phasenwinkeln, während im unteren Diagramm auch der Beitrag der zeitmittleren Geschwindigkeit enthalten ist, d. h.** (u^ + **u**, **v**^ + v). **Das Konturdiagramm von v^ ist auch den entsprechenden Vektorfeldern überlagert. Es wird hier erwähnt, dass das phasengemittelte Feld unter Berücksichtigung aller dominanten Modi berechnet wird, auch wenn der Phasenwinkel jeder Momentaufnahme nur in Bezug auf die Modi 3 und 4 der Radialgeschwindigkeit berechnet wird.**
**Die in den oberen Diagrammen von Abbildung 8** dargestellten Schnappschüsse **zeigen gegenläufige Wirbel, die sich in der Nähe der Blattspitze bilden (siehe die roten und blauen Kreise in den Diagrammen). Dies sind die Signaturen von Wirbelröhren, die sich in tangentialer Richtung entwickeln, wie von Canepa et al. [3] beschr Sobald sie gebildet sind, rotieren sie und bewegen sich dann in Richtung des Rotoreinlassabschnitts (siehe Diagramme bei *ÿ* = 120ÿ und 300ÿ ). Für 300ÿ** < *ÿ* < **360ÿ** wird erwartet, dass **außerhalb der Messebene eine neue wirbelartige Struktur auftritt** (r/rtip > **1,3). Eine solche Struktur bewegt sich mit niedrigeren Radien, was zu dem im ersten Diagramm beobachteten Strömungsmuster** führt *(ÿ* = **0** ÿ ). **Es ist erwähnenswert, dass die durch das vorliegende Verfahren hervorgehobenen periodischen Schwankungen durch die Umkehrung der radialen Geschwindigkeitskomponente von den größten positiven Werten, die für *ÿ* = 60ÿ** beobachtet wurden , **zu den negativsten Werten, die für *ÿ* = 240ÿ** auftreten, gekennzeichnet sind .
**Dies wird in Abbildung 9 weiter hervorgehoben, die die Geschwindigkeitsdaten zeigt, die über der Schaufelspitze bei**

Machine Translated by Google



**wurde stattdessen im rotorbasierten phasengemittelten Feld nicht beobachtet (siehe Canepa et al. [3]).** Interessanterweise **zeigt das zeitlich gemittelte Geschwindigkeitsfeld (untere Diagramme), wenn die in den oberen Diagrammen von Abbildung 8** dargestellten periodischen Schwankungen **hinzugefügt werden ,** eine ausgeprägte vertikale Bewegung **im Bereich um den Rotorspalt. Die großräumige Wirbelstruktur mit dem Mittelpunkt bei etwa** r/rtip **= 1,1 für** *ÿ* = **0** ÿ **dehnt sich in vertikaler Richtung aus, und** v **wechselt wieder von negativen zu positiven Werten für** r/rtip **>1,22. Die vorliegenden Ergebnisse zeigen deutlich, dass das oszillierende Verhalten und die mittlere Strömungsverformung, die für** *ÿ* **= 0,0889 beobachtet wurden, mit der periodischen Bewegung der kohärenten Strukturen in Bezug auf die Modi 3 und 4 von v verknüpft sind, die unabhängig von der Rotorposition ist. Die Berechnung d** Aufgrund **der niedrigen Abtastrate kann dies jedoch nicht direkt aus den vorliegenden Messungen abgeleitet werden .** Weitere Untersuchungen werden in einer speziellen **Arbeit zur detaillierten Untersuchung des Frequenzinhalts der in Abbildung 8 dargestellten Strömungsmuster durchgeführt.**

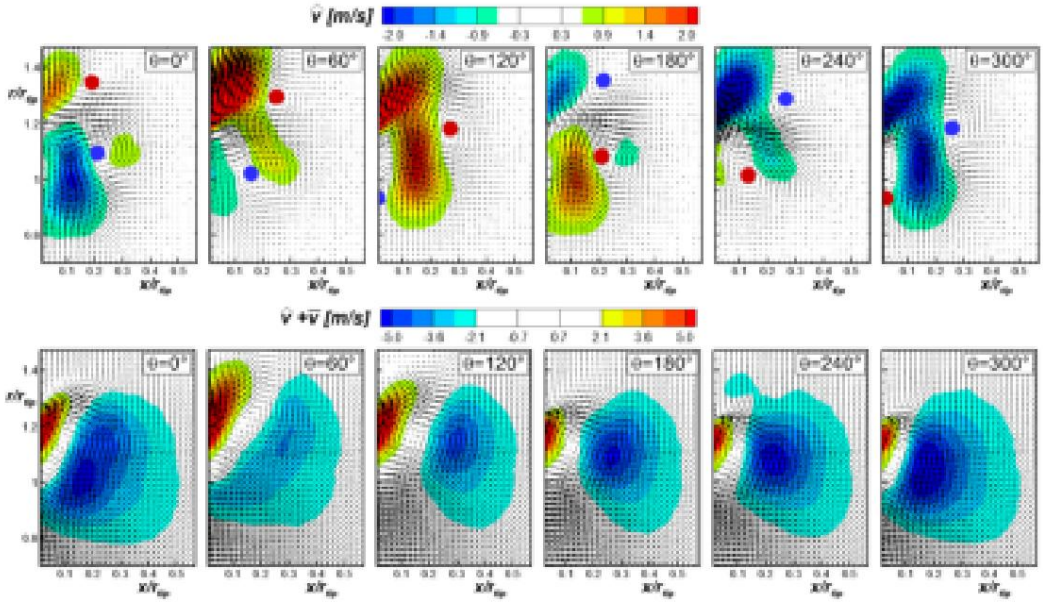



**Abbildung 8. (Oben): Auf POD basierendes phasengemitteltes Feld der rotorunabhängigen Unstetigkeit bei festen Phasenwinkeln . (Unten): Auf POD basierendes phasengemitteltes Feld der rotorunabhängigen Unstetigkeit, aufsummiert zum zeitmittleren Geschwindigkeitsfeld.**

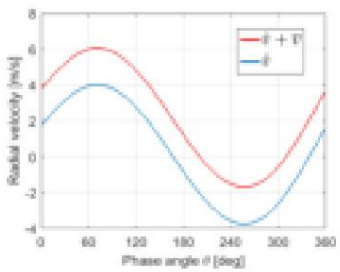



**Abbildung 9. Radiale Komponente der POD-gemittelten unaufgelösten Geschwindigkeit vˆ mit (rot) und ohne (blau) Beitrag des zeitgemittelten Felds. Die Daten werden bei** x/rtip = **0,05 und** r/rtip = **1,3 untersucht.**

**Um die Bereiche der Messebene zu untersuchen, die am stärksten von den kohärenten Bewegungen betroffen sind, die in die Strömung eingebettet sind, wurde die Energie der periodischen Schwankungen berechnet, die durch die rotorbasierten und POD-basierten Phasenmittelungsverfahren bereitgestellt werden. Die so abgeleiteten Energieverteilungen werden in den Abbildungen 10 und 11 mit der Energie der gesamten axialen und radialen schwankenden Geschwindigkeiten verglichen. Die höchste Energie des Rotorphasenfelds (Index** Rotor) **findet sich in den Schaufel- und Spaltbereichen für beide Geschwindigkeitskomponenten . Im Gegensatz dazu ist die Energie der periodischen Bewegungen, die in Abbildung 8** hervorgehoben sind , **oberhalb des R**

Machine Translated by Google



**Schwankungen bei der Förderung der vertikalen Bewegung des Leckagestroms über dem Spaltbereich. Darüber hinaus ist die Energie der POD-phasengesteuerten radialen Fluktuationen deutlich größer als die der Rotorperiode. Beim Vergleich der Beiträge der periodischen Unstetigkeitsquellen mit der Gesamtenergie der Fluktuationen kann man erkennen, dass letztere im Vergleich zu den anderen viel größer ist. Dies deutet darauf hin, dass die ungelöste Unstetigkeit eine Schlüsselrolle bei der Definition der Gesamtenergie der Fluktuationen spielt, insbesondere was die radiale Geschwindigkeitskomponente betrifft. Im nächsten Abschnitt werden die POD- und die rotorbasierten phasengemittelten Felder zur Berechnung der phasengemittelten Verteilungen der quasiturbulenten kinetischen Energie und ihrer Erzeugung herangezogen, wodurch die Auswirkungen der verschiedenen periodischen Unstetigkeitsquellen auf d**

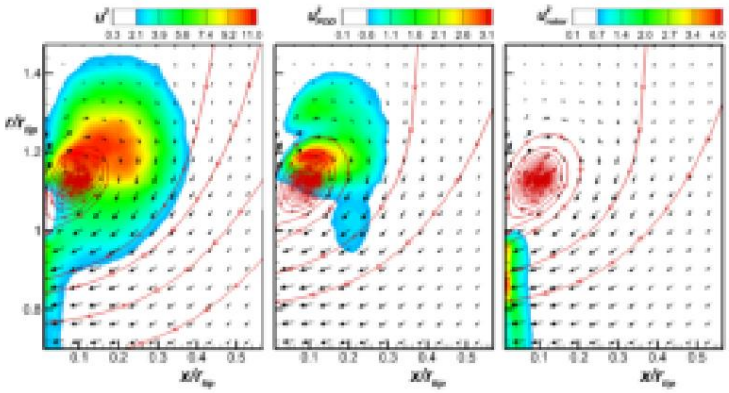


**Abbildung 10. Konturdiagramme der Energie axialer Geschwindigkeitsschwankungen, berechnet aus dem Gesamtgeschwindigkeitsfeld (links,** $u^2$**), dem POD-phasengemittelten Feld (Mitte,** $u^2_{POD}$**) und aus dem rotorbezogenen Schwankungen (rechts,** $u^2_{Rotor}$**). Das zeitlich gemittelte Vektorfeld wird angegeben. Zeitlich gemittelte Stromlinien werden dargestellt** u **mit roter Farbe.**

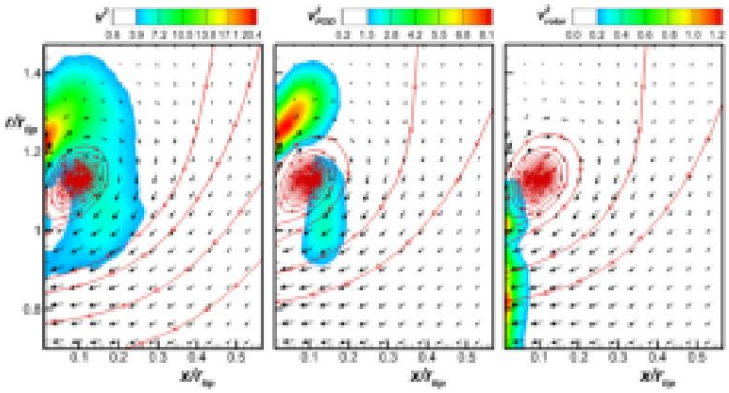


**Abbildung 11. Konturdiagramme der Energie der Radialgeschwindigkeitsschwankungen, berechnet aus dem Gesamtgeschwindigkeitsfeld (links,** $v^2$**), dem POD-phasengemittelten Feld (Mitte,** $v^2_{POD}$**) und vom Rotor bezogen Schwankungen (rechts,** $v^2_{Rotor}$**). Das zeitlich gemittelte Vektorfeld wird angegeben. Zeitlich gemittelte Stromlinien werden dargestellt** v **mit roter Farbe.**

4.4. Phasengemittelte Verteilungen quasi-turbulenter kinetischer Energie und deren Erzeugung.

**In diesem Abschnitt werden die phasengemittelten TKE-Verteilungen auf Grundlage der Schaufelperiode und der durch die Moden extrahierten periodischen Bewegung beschrieben. Zusätzlich wurde die TKE-Produktion auf Grundlage phasengemittelter Größen berechnet (siehe z. B. Michela**

$$PTKE = u\,\overline{\ddot{y}^2}\,\frac{\ddot{y}\hat{u}}{\ddot{y}x}\,\ddot{y}^2 + v\,\overline{\ddot{y}^2}\,\frac{\ddot{y}\hat{v}}{\ddot{y}r} + u\,\ddot{y}v\,\ddot{y}\,\overline{\ddot{y}^2}\,\frac{\ddot{y}\hat{u}}{\ddot{y}r} + \frac{\ddot{y}\hat{v}}{\ddot{y}x} \quad (6)$$

**wobei** · **phasenabhängige Größen bezeichnet,** $(u)$ **das turbulente Geschwindigkeitsfeld und** $(\hat{u}, \hat{v})$ das phasengemittelte Feld ist. Die in Gleichung (6) **auftretenden Spannungsterme wurden**

Machine Translated by Google



**berechnet aus der nichtperiodischen Unstetigkeit, die durch Subtraktion der rotor- und POD-basierten phasengemittelten Felder von der insgesamt schwankenden Geschwindigkeit erhalten wurde. Anschließend wurden die gemessenen Daten basierend auf dem entsprechenden Phasenindex der beiden periodischen Muster sortiert** und anschließend mit dem Dehnungstensor kombiniert, der die Verformung **der mittleren und phasenabhängigen Felder berücksichtigt .**

**Abbildung 12 zeigt die Konturdiagramme der rotorbasierten phasengemittelten turbulenten kinetischen Energie** (TKEROT) **und ihrer zugehörigen Produktion** (PTKEROT). Die Diagramme werden bei den **Phasenwinkeln** *ÿ* **= 0, 144ÿ, 216ÿ und 288ÿ angezeigt . Zusätzlich werden die Gradientenvektoren von uˆ und vˆ in schwarzer bzw. roter Farbe dargestellt, um die Bereiche mit hoher Belastung hervorzuheben.**

**Interessanterweise zeigen sowohl** TKEROT **als auch** PTKEROT **vernachlässigbare Schwankungen mit dem Phasenwinkel; die turbulente kinetische Energie und ihre Erzeugung hängen also nicht von der Rotorphase ab. Darüber hinaus wird das Maximum beider Größen im Spaltbereich beobachtet, wo die größten Gradienten des phasengemittelten Felds auftreten. Die Turbulenzerzeugung ist daher durch die Kombination hoher phasenabhängiger Dehnun Es ist bemerkenswert, dass sowohl positive als auch negative** PTKEROT -Werte **für alle Phasenwinkel beobachtet werden. Das Auftreten negativer** PTKEROT- Werte **weist auf eine Energierückübertragung vom ungelösten instationären Feld zum entsprechenden phasengemittelten Feld hin. Der Integralwert von** PTKEROT **ist jedoch positiv, was zu einer Erhöhung des Gesamtturbulenzniveaus innerhalb des Strömungsfelds führt.**

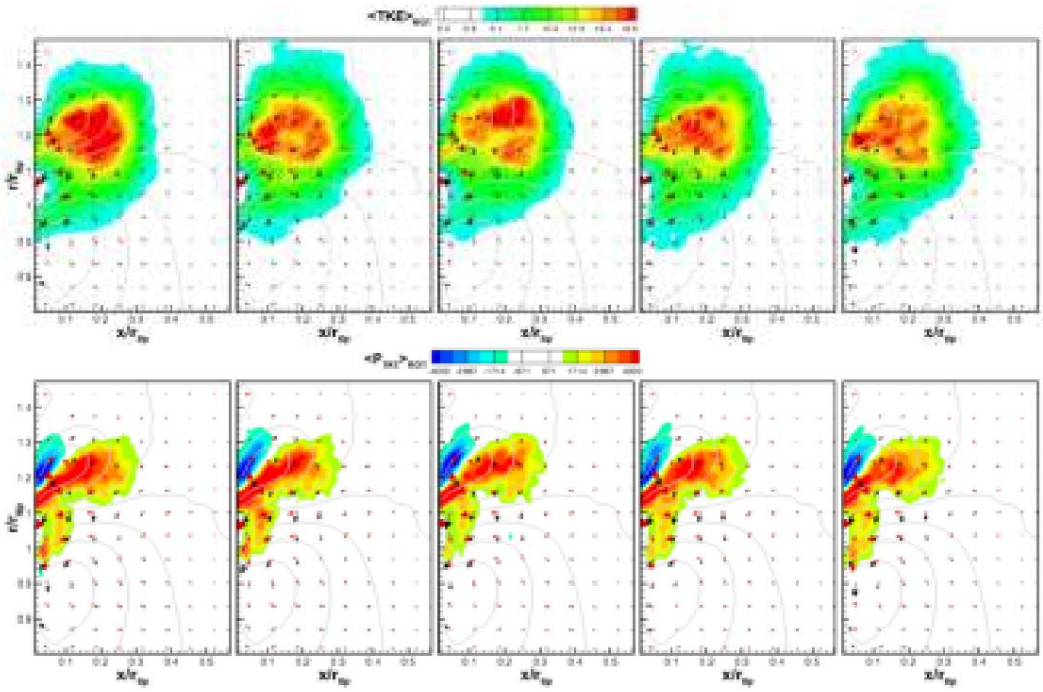


**Abbildung 12. (Oben): Konturdiagramm der rotorbasierten phasengemittelten turbulenten kinetischen Energie basierend auf der Blattperiode** TKEROT[m2/s **2 ]. (Unten): Konturdiagramm der phasengemittelten turbulenten kinetischen Energieproduktion basierend auf der Blattperiode** PTKEROT[m2/s **3 ]. Die Diagramme werden bei den Phasenw** *ÿ* **= 0 , 72ÿ , 144ÿ , 216ÿ und 288ÿ . Schwarze und rote Vektoren stellen die axialen bzw. radialen Geschwindigkeitsgradienten des phasengemittelten Felds dar. Konturlinien der zeitlich mittleren Axialgeschwindigkeit sind grau dargestellt.**

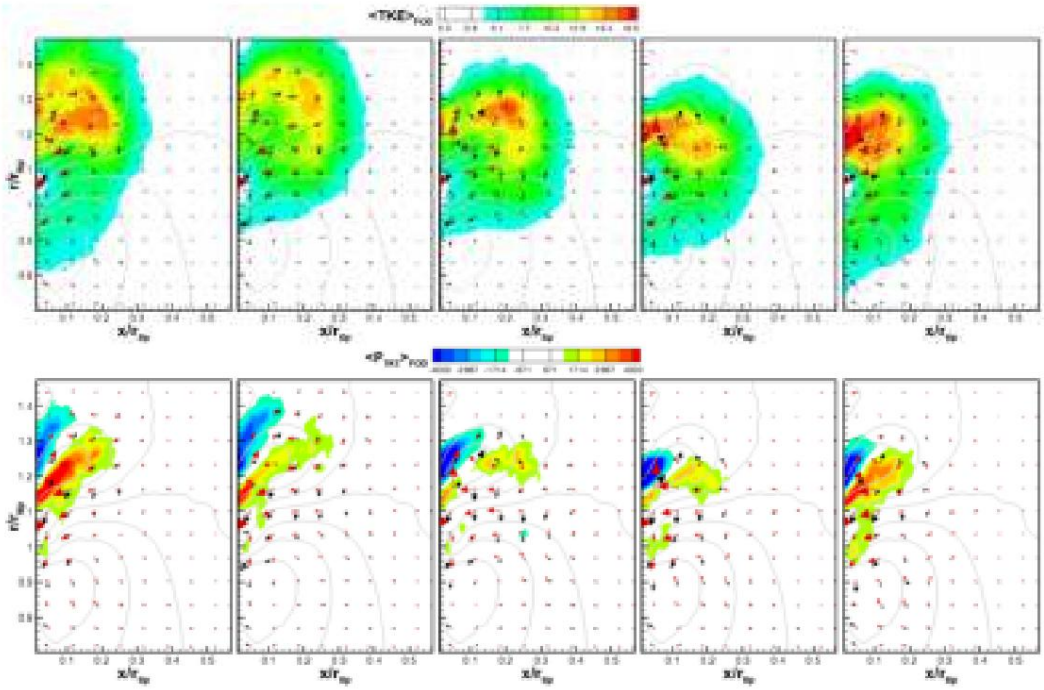
**Ein völlig anderes Szenario charakterisiert die auf POD basierende phasengemittelte TKE** (TKEPOD) **und die damit verbundene Produktion** (PTKEPOD), **siehe Abbildung 13. Die** TKEPOD-**Verteilung zeigt eine hohe Abhängigkeit vom Phasenwinkel hinsichtlich ihrer Maximalwerte und ihrer räumlichen Positionen. Die höchsten** TKEPOD -Werte **treten immer bei** r/rtip > **1 auf, während niedrigere vor dem Rotorblatt beobachtet werden. Darüber hinaus bewegt sich der Bereich der maximalen TKE innerhalb des Referenzzeitraums auf unterschiedlichen Radien. Dieses Verhalten ähnelt gut dem im phasengemittelten Feld in Abbildung 8 beobachteten. Dies deutet d**

Machine Translated by Google



**Die durch die POD-Analyse hervorgehobenen Störungen können zu Turbulenztransport an unterschiedlichen radialen Stellen führen.**

**Da die Wechselwirkung zwischen der durch die Leckströmung erzeugten Strömungsunstetigkeit und dem Rotor je nach Interaktionsbereich unterschiedliche Geräuschpegel erzeugen kann, könnte die Fähigkeit des derzeit angewandten Verfahrens, Turbulenztransport aufgrund kohärenter Bewegungen innerhalb der Strömung hervorzuheben, für die akustische Optimierung der hier getesteten aerodynamischen Komponente nützlich sein. Interessanterweise dominieren negative** PTKEPOD -Werte; daher ist die von den POD-Modi erfasste periodische Bewegung hauptsächlich **für die Energierückübertragung vom ungelösten zum POD-basierten phasengemittelten Geschwindigkeitsfeld verantwortlich . Dieses Verhalten unterscheidet sich von dem, was auf der Grundlage des rotorbasierten Phasenmittelungsverfahrens festgestellt wurde .**



**Energie, Abbildung 13): Konturdiagramm der auf POD basierenden, phasengemittelten turbulenten kinetischen** TKEPOD[m2/s2 ] . **(Unten): Konturdiagramm der phasengemittelten turbulenten kinetischen Energieproduktion auf POD-Basis PTKEPOD [ m2/**s3 ] . **Die Diagramme werden bei den Phasenwinkeln ÿ ÿ , 72ÿ , 144ÿ , 216ÿ und** = **0,288ÿ** angezeigt . **Schwarze und rote Vektoren stellen die axialen bzw. radialen Geschwindigkeitsgradienten des phasengemittelten Felds dar. Konturlinien der zeitlich mittleren Axialgeschwindigkeit werden in Grau angezeigt.**

**5. Schlussfolgerungen**

**Die vorliegende Arbeit präsentierte eine POD-basierte Analyse der instationären Leckageströmung eines Axialventilators mit rotierender Ummantelung. Es wurden drei Werte der Belastungskoeffizienten untersucht , von denen der mittlere Belastungskoeffizient ein stark instationäres Verhalten der den Spalt verlassenden Strömung zeigte. Für diesen Betriebszustand wurde festgestellt, dass sich die Leckageströmung an verschiedenen radialen Positionen bewegt, während sie in den anderen Fällen deutlich stabiler ist. Die hier angewandte POD-basierte Technik hat deutlich gezeigt, dass dieses Verhalten durch das Auftreten kohärenter Wirbelstrukturen bestimmt wird, die durch eine ausgeprägte Periodizität gekennzeichnet sind, die sich von der Laufschaufel-Durchlaufperiode unterscheidet. Tatsächlich zeigte das rotorbasierte phasengemittelte Feld keine kohärenten Bewegungen, die die Leckage beeinflussten. Hierin** wurden **POD-basierte phasengemittelte TKE- und** PTKE- **Verteilungen berechnet und dann mit denen verglichen, die auf der Grundlage der Rotorreferenz erhalten wurden. Es hat sich gezeigt, dass rotorunabhängige Schwankungen einen starken Turbulenztransport an verschiedenen radialen Positionen hervorrufen und so möglicherweise die Geräuschentwicklung des Rotors beeinflussen.** Daher wird angenommen, dass **das hier verwendete Verfahren zur Phasenmittelung für die akustische Optimierung**

Machine Translated by Google



**Beiträge der Autoren: Konzeptualisierung, EC und AC; Methodik, EC und MM; Software, MD; Validierung, MD und EC; Schreiben – Vorbereitung des Originalentwurfs, MD und AC; Schreiben – Überprüfung und Bearbeitung, MD. Alle Autoren haben die veröffentlichte Version des Manuskripts gelesen und stimmen ihr zu.**

**Finanzierung: Diese Forschung erhielt keine externe Finanzierung.**

**Erklärung des Institutional Review Board: Nicht zutreffend.**

**Einverständniserklärung: Nicht zutreffend.**

**Erklärung zur Datenverfügbarkeit: Daten sind auf angemessene Anfrage bei den Autoren erhältlich.**

**Interessenkonflikte: Die Autoren erklären, dass keine Interessenkonflikte vorliegen.**

## Abkürzungen

**In diesem Manuskript werden die folgenden Abkürzungen verwendet:**

**PIV-Partikelbild-Velocimetrie**
**POD Richtige orthogonale Zerlegung**
**LDV Laser-Doppler-Velocimetrie**
**TKE Turbulente kinetische Energie**
PTKE **Erzeugung turbulenter kinetischer Energie**
**ROT Rotor**

## Verweise


1. **Longhouse, R. Kontrolle des Spitzenwirbelgeräusches von Axialventilatoren durch rotierende Abdeckungen.** J. Sound Vib. **1978,** 58, **201–214.** [CrossRef]
2. **Canepa, E.; Cattanei, A.; Zecchin, FM; Milanese, G.; Parodi, D. Eine experimentelle Untersuchung des Spitzenleckgeräusches bei Axialventilatoren mit rotierender Ummantelung.** J. Sound Vib. **2016,** 375, **115–131.** [CrossRef]
3. **Canepa, E.; Cattanei, A.; Mazzocut Zecchin, F. Leckagegeräusche und damit verbundenes Strömungsmuster in einem langsam laufenden Axialventilator mit rotierendem Abdeckung.** Int. J. Turbomach. Propuls. Power **2019, 4, 17.** [CrossRef]
4. **Fukano, T.; Takamatsu, Y.; Kodama, Y. Die Auswirkungen des Spitzenspiels auf den Lärm von Niederdruck-Axial- und Mischstromventilatoren.** J. Sound Vib. **1986,** 105, **291–308.** [CrossRef]
5. **Fukano, T.; Jang, CM Spitzenspaltgeräusche von Axialventilatoren, die unter Auslegungs- und Nichtauslegungsbedingungen betrieben werden.** J. Sound Vib. **2004,** 275, **1027–1050.** [CrossRef]
6. **Piellard, M.; Coutty, BB; Le Goff, V.; Vidal, V.; Perot, F. Direkte Aeroakustiksimulation des Kühlgebläsesystems eines Automotors: Auswirkung der vorgelagerten Geometrie auf Breitbandrauschen. In Proceedings der 20. AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, Atlanta, GA, USA, 16.–20. Juni 2014; S. 2455.**
7. **Magne, S.; Moreau, S.; Berry, A. Subharmonisches tonales Rauschen von Rückflusswirbeln, die von einem langsam laufenden Ringventilator in gleichmäßiger Zulaufströmung abgestrahlt werden.** J. Acoust. Soc. Am. **2015,** 137, **228–237.** [CrossRef]
8. **Moreau, S.; Sanjose, M. Subharmonische Breitbandhöcker und Spitzengeräusche bei langsam laufenden Ringventilatoren.** J. Acoust. Soc. Am. **2016,** 139, **118–127.** [CrossRef]
9. **Zenger, FJ; Renz, A.; Becher, M.; Becker, S. Experimentelle Untersuchung der Geräuschemission von Axialventilatoren unter verzerrten Zuströmbedingungen .** J. Sound Vib. **2016,** 383, **124–145.** [CrossRef]
10. **Na, GD; Kameier, F.; Springer, N.; Mauß, M.; Paschereit, C. URANS-Simulationen und experimentelle Untersuchungen zu instationären aerodynamischen Effekten im Schaufelblattbereich einer ummantelten Fan-Konfiguration.** Turbo Expo Power Land Sea Air. Am. Soc. Mech. Er **2017,** 50770, **V001T09A003.**
11. **Canepa, E.; Cattanei, A.; Jafelice, F.; Zecchin, FM; Parodi, D. Einfluss von Rotorverformung und Schaufelbelastung auf das Leckagegeräusch in langsam laufenden Axialventilatoren.** J. Sound Vib. **2018,** 433, **99–123.** [CrossRef]
12. **Canepa, E.; Cattanei, A.; Zecchin, FM; Parodi, D. Großräumige instationäre Strömungsstrukturen in der Leckageströmung eines langsam laufenden Lüfter mit rotierender Ummantelung.** Exp. Therm. Fluid Sci. **2019,** 102, **1–19.** [CrossRef]
13. **Canepa, E.; Cattanei, A.; Moradi, M.; Nilberto, A. Experimentelle Untersuchung der Leckageströmung in einem Axialventilator bei variabler Laden.** Int. J. Turbomach. Propuls. Power **2021, 6, 40.** [CrossRef]
14. **Zhu, T.; Lallier-Daniels, D.; Sanjosé, M.; Moreau, S.; Carolus, T. Rotierende kohärente Strömungsstrukturen als Quelle für Schmalbandspitzen Spaltgeräusche von Axialventilatoren.** J. Sound Vib. **2018,** 417, **198–215.** [CrossRef]
15. **Dellacasagrande, M.; Canepa, E.; Cattanei, A.; Moradi, M. Charakterisierung der instationären Leckageströmung in einem Axialventilator. In Proceedings der 15. European Turbomachinery Confeerence, Paper Nr. ETC2023-187, Budapest, Ungarn, 24.–28. April 2023. Online verfügbar: https://www.euroturbo.eu/publications/conference-proceedings-repository/ (abgerufen am 3. September 2023)**
16. **Lengani, D.; Simoni, D.; Ubaldi, M.; Zunino, P. POD-Analyse des instationären Verhaltens einer laminaren Ablöseblase.** Exp. Therm. Fluid Sci. **2014,** 58, **70–79.** [CrossRef]
17. **Lumley, JL Stochastische Werkzeuge in Turbulenzen.** Appl. Math. Mech. **1970,** 12, **1–194.**
18. **Sirovich, L. Turbulenz und die Dynamik kohärenter Strukturen. Teil I–III.** Q. Appl. Math. **1987,** 45, **561–590.** [CrossRef]

Machine Translated by Google



19. **Legrand, M.; Nogueira, J.; Lecuona, A. Zeitliche Rekonstruktion von Strömungen aus nicht zeitaufgelösten Daten Teil I: Mathematische tals.** Exp. Fluids **2011,** 51, **1047–1055. [CrossRef]**
20. **Simoni, D.; Lengani, D.; Guida, R. Eine Wavelet-basierte Intermittenz-Erkennungstechnik aus PIV-Untersuchungen in Übergangsgrenzschichten .** Exp. Fluids **2016,** 57, **145. [CrossRef]**
21. **Michelassi, V.; Wissink, JG Turbulente kinetische Energieerzeugung in der Leitschaufel einer Niederdruck-Linearturbinenkaskade mit eingehende Nachläufe.** Int. J. Rotat. Mach. **2015,** 2015, **650783. [CrossRef]**

**Haftungsausschluss/Anmerkung des Herausgebers: Die in allen Veröffentlichungen enthaltenen Aussagen, Meinungen und Daten sind ausschließlich die der einzelnen Autoren und Mitwirkenden und nicht die von MDPI und/oder den Herausgebern. MDPI und/oder die Herausgeber lehnen jegliche Verantwortung für Personen- oder Sachschäden ab, die aus den im Inhalt erwähnten Ideen, Methoden, Anweisungen oder Produkten resultiere**

Machine Translated by Google

Internationale Zeitschrift für
*Turbomaschinen*
*Antrieb und Leistung*

MDPI

Artikel

# Akustische Randbedingungen für Can-Annular-Brennkammern †

**James Brind**

**Whittle Laboratory, Universität Cambridge, Cambridge CB3 0DY, Großbritannien; jb753@cam.ac.uk**

† **Dieser Artikel ist eine erweiterte Version unseres Artikels ETC15-140, der in den Proceedings der 15. European Turbomachinery Conference, Budapest, Ungarn, 24.–28. April 2023, veröffentlicht wurde.**

**Zusammenfassung: In diesem Artikel wird ein analytisches Modell für akustische Randbedingungen in einem Gasturbinen-Verbrennungssystem mit ringförmigem Rohr abgeleitet und validiert, das aus einzelnen Rohren besteht, die mit einem offenen Ringraum vor einer Turbine verbunden sind. Das analytische Modell verwendet einen empirischen Parameter: eine Verbindungsimpedanz zwischen benachbarten Rohren. Diese Impedanz wird aus zeitabhängigen Berechnungen von Zweirohrsektoren repräsentativer Brennkammern extrahiert. Die Berechnungen zeigen, dass die Reaktanz der Rayleigh-Leitfähigkeit folgt, während der Widerstand einen Wert in der Größeno**
Mit einem kalibrierten Wert des akustischen Widerstands reproduziert das analytische Modell **die durch Vollringberechnungen vorhergesagten Dosen-zu-Dosen-Übertragungsfunktionen** bei kompakten Frequenzen auf eine Größenord**Bei Variation der Spaltlänge zwischen Brennkammer und Turbine zeigen sowohl Modell als auch Berechnungen ein Minimum an reflektierter Energie, das im Vergleich zum Referenzspalt um 63 % abfällt. Eine parametrische Studie liefert eine Konstruktionsrichtlinie für die Spaltlänge bei minimal reflektierter Energie, die es dem Konstrukteur ermöglicht, die Übertragung vom Verbrennungssystem zu maximieren und die Dämpfungsanforderungen zu r**

**Schlüsselwörter: Can-Ring-Rohr; Brennkammer; Turbine; akustische Impedanz; Aeroakustik**

## 1. Einleitung

**Bei Gasturbinenbrennkammern ist die thermoakustische Instabilität eine selbsterregte Schwingung, die durch Rückkopplung zwischen instationärer Wärmefreisetzung und Schallwellen verursacht wird. Die daraus resultierenden großen Druckschwankungen sind aus Lärm- und Konstruktionsgründen unerwünscht. In Phase befindliche Druck- und Wärmefreisetzungsstörungen wirken als Quelle akustischer Energie, die ein Konstrukteur durch Übertragung durch die Turbine und Dämpfun Daher ist für die Vorhersage thermoakustischer Instabilität ein Brennkammermodell mit genauen Randbedingungen zur Charakterisierung der von der Turbinenschnittstelle reflektierten Wellen erforderlich.**

**Industrielle Gasturbinen verwenden ringförmige Brennkammersysteme, bei denen Übergangskanäle einzelne Brenner mit einem axialen Spalt vor der Leitschaufel der Turbinendüse verbinden. Aufgrund der Rotationssymmetrie wurde in der bisherigen Konstruktionspraxis angenommen, dass eine einzelne Kammer ein gutes Modell des gesamten Verbrennungssystems darstellt. Diese Vereinfachung ist praktisch, da die experimentellen oder rechnerischen Kosten mit der Anzahl der getesteten Kammern skalieren, vernachlässigt jedoch die Kopplung zwischen benachbarten Kammern durch Azimutwellen.**

**Kaufmann et al. [1] haben in den Druckschwankungsspektren einer ringförmigen Anlage einen Peak gemessen, der in einem Einzeldosentest nicht vorhanden war. Thermoakustische Viertelringberechnungen reichten aus, um den zusätzlichen Peak zu erfassen, und zeigten, dass er einem Push-Pull-Modus entspricht, bei dem benachbarte Dosen gegenphasig schwingen. Venkatesan et al. [2]** haben experimentell **gezeigt , dass das Blockieren des Verbindungsbereichs im Brennkammer-Turbinen-Spalt einen Push-Pull-Modus in ihrer Zweidosen-Testvorrichtung unterdrückte.**

**Ghirardo et al. [3] führten Helmholtz-Simulationen eines ringförmigen Brenners durch und lieferten experimentelle Beweise für ihre vorhergesagten azimutalen Modenformen. Die Simulationen ergaben Randbedingungen, die für die thermoakustische Modellierung geeignet sind: akustische Wellenübertragungsfunktionen zwischen allen möglichen Rohrpaaren. Sie betonen, dass Stabilität eine Systemeigenschaft ist und nur durch ein thermoakustisches Systemmodell bestimmt werden kann, das einen Ring reagierender Brenner umfasst, die durch einen vollständigen Satz von Rohr-zu-Rohr-Übertragungsfun**

check for updates

**Zitat: Brind, J. Acoustic Boundary Bedingungen für Can-Annular Brennkammern.** Int. J. Turbomach. Propuls. Power **2023, 8, 32. https:// doi.org/ 10.3390/ijtpp8030032**

**Wissenschaftlicher Redakteur: Antoine Dazin**

**Erhalten: 8. Juni 2023**
**Überarbeitet: 11. Juli 2023**
**Akzeptiert: 4. September 2023**
**Veröffentlicht: 8. September 2023**

**Copyright: © 2023 beim Autor. Lizenznehmer MDPI, Basel, Schweiz.**
**Dieser Artikel ist ein Open Access-Artikel, der unter den Bedingungen und Bedingungen der Creative Commons Namensnennungs-Lizenz (CC BY-NC-ND) (https:// creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).**

Machine Translated by Google



In einem iterativen Designprozess ist ein Modell niedriger Ordnung hilfreich, um zeitaufwändigere experimentelle Tests oder numerische Berechnungen zu ergänzen. von Saldern et al. [4] verwendeten die Massenerhaltung über einen kompakten Spalt und eine Rayleigh-Leitfähigkeit für die Verbindungsimpedanz zwischen benachbarten Dosen, um analytische Ausdrücke für Dosenübertragungsfunktionen bei niedrigen reduzierten Frequenzen zu entwickeln. Ihre Vorhersagen sind qualitativ ähnlich zu den Dosenübertragungsfunktionen aus den Simulationen von Ghirardo et al. [3]. Fournier et al. [5] zeigten, dass die Ergänzung der Rayleigh-Leitfähigkeit mit einer charakteristischen Länge, einer Funktion des azimutalen Modus, die empirisch aus zweidimensionalen Helmholtz-Simulationen angepasst wurde, die Ergebnisse der akustischen Impedanzphase auf 2 % genau anpasst.

Insgesamt zeigt die Literatur, dass ein Einkammerbrennermodell ohne Kommunikation zwischen den Kammern nicht repräsentativ für einen Ringkammerbrenner ist. Das Verbindungsimpedanzmodell von von Saldern et al. [4] ist vielversprechend; Instabilitätsfrequenzen in großen industriellen Gasturbinen sind typischerweise niedrig und liegen im kompakten Bereich. Der empirische Verbindungsimpedanzparameter wurde jedoch noch nicht in vollständig repräsentativen Konfigurationen charakterisiert.

Die vorliegende Arbeit ermittelt zunächst die Empfindlichkeit der Verbindungsimpedanz gegenüber der Geometrie, indem Werte aus nichtlinearen Zeitverlaufsberechnungen von Zweikammerbrennkammersektoren extrahiert werden . Anschließend werden analytische und numerische Vollringvorhersagen von Kammerübertragungsfunktionen verglichen. Schließlich wird das analytische Modell verwendet, um den Konstruktionsraum für Kammerbrennkammern mit zwei Kammern zu untersuchen.

Dieses Dokument, eine erweiterte Version eines früheren Konferenzbeitrags [6], enthält die folgenden Beiträge: •

Validierung des Verbindungsimpedanzmodells von von Saldern et al. [4] in einer industriell repräsentativen Rohr-Ring-Brennkammer; Klärung der

• Bedeutung des akustischen Widerstands innerhalb der Rohrkammer bei der Vorhersage von Rohr-zu-Rohr-

Übertragungsfunktionen; • Eine neue Designrichtlinie für die Auswahl des Abstands zwischen Brennkammer und Turbine, um die reflektierte Energie zu minimieren und so Stabilitätsprobleme durch Reduz

## 2. Analytisches Modell der Verbindungsimpedanz

Das vorliegende analytische Modell folgt der Methode, die von Saldern et al. [4] vorgeschlagen und später von Orchini [7] erweitert wurde. Dieser Abschnitt enthält eine Herleitung, die die Wirkung einer allgemeinen nachgeschalteten Impedanz ohne weitere Komplikationen berücksichtigt. Kurz zusammengefasst: Das Modell erhält die Masse über dem Spalt zwischen Brennkammer und Turbine, eine empirische Verbindungsimpedanz verknüpft Geschwindigkeiten innerhalb der Dose mit Druckschwankungen in benachbarten Dosen und eine Fourier-Reihe verknüpft den Druck in benachbarten Dosen durch eine Phasenverschiebung.

Das Modell basiert auf vier Annahmen: (i) Die akustische Wellenlänge ist viel größer als der Dosen- oder Spaltquerschnitt, so dass der Spalt kompakt ist. (ii) Der Brenner umfasst N identische Dosen, jede mit Symmetrie um eine Ebene mit konstantem ÿ . (iii) Im Spalt gibt es keine mittlere Strömung. (iv) Der Brenner ist mit einer Turbine mit bekannter (dimensionaler) akustischer Impedanz gegenüber ebenen Druckwellen verbunden, Zplane = p ÿ/ÿavd .

Obwohl für Zplane weitere analytische Modelle verfügbar sind , wird in diesem Dokument die Impedanz der nachgeschalteten Turbine anhand von CFD-Ergebnissen für die Erzwingung ebener Wellen in einem offenen Ringraum nach Brind und Pullan [8] beschrieben. Dadurch werden Fehler im Brennkammermodell von möglichen Fehlern im analytischen Turbinenmodell isoliert.

Abbildung 1 zeigt die für die Herleitung erforderliche Notation. Die reale dreidimensionale Brennkammer- und Turbinengeometrie in Abbildung 1a wird als das in Abbildung 1b gezeigte Netzwerk modelliert. Jeder der Brennkammerbehälter hat ein Kontrollvolumen, CVn, das über seinen Sektor des Brennkammer-Turbinen-Abstands definiert ist. Das analytische Modell liefert eine akustische Impedanz an der Vorderkante von CVn , die als Randbedingung in einer separaten thermoakustischen Berechnung der Brennkammerbehälter verwendet werden kann.

Machine Translated by Google



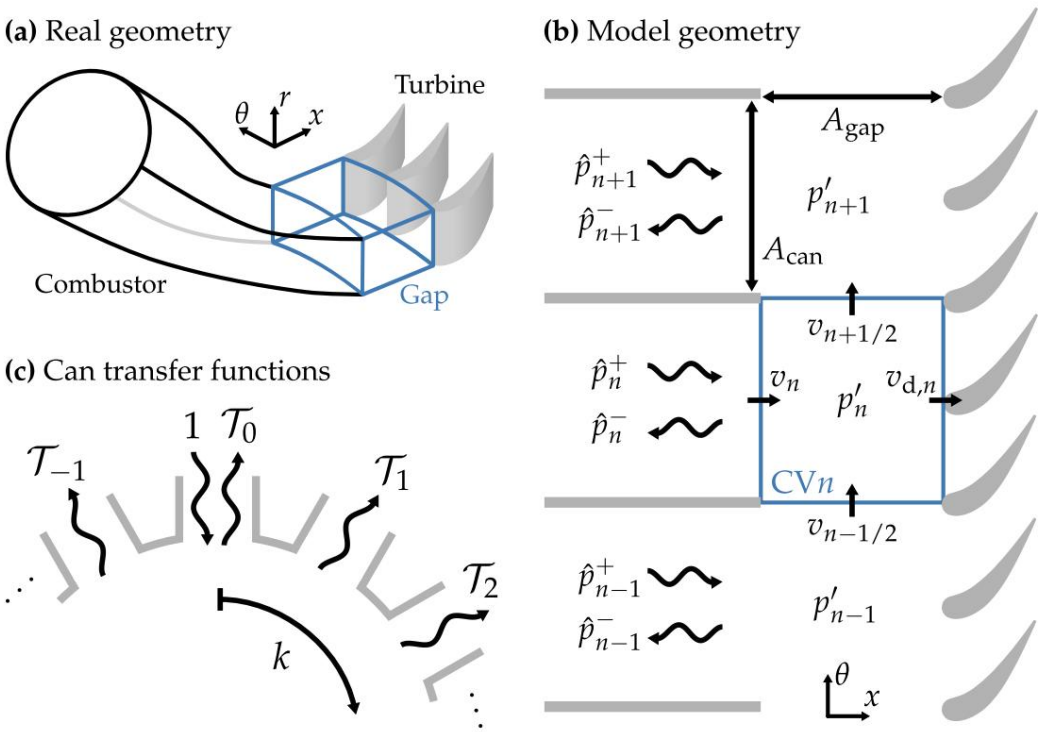



**Abbildung 1. Notation für das analytische Modell der Verbindungsimpedanz: (a) reale Brennkammer- und Turbinengeometrie mit Kontrollvolumen; (b) Modellgeometrie mit für die Herleitung erforderlichen Größen; (c) Definition der Dosenübertragungsfunktionen** Tk . **Beachten Sie, dass Dosen axial oder radial ausgerichtet sein kö**

**Im kompakten Regime ist die Schalldruckstörung** p ÿ **ist über jedes Kontrollvolumen gleichmäßig und die Geschwindigkeitsstörungen** v **sind über jede der vier begrenzenden Kontrollflächen gleichmäßig. Innerhalb der Annahmen des Modells sind die Dosenübertragungsfunktionen unabhängig von der detaillierten Form des Brenners und zwei Bereiche Acan und Agap reichen aus, um die Geometrie zu charakterisieren. Dies bedeutet, dass die Dosen axial oder radial ausgerichtet sein können.**

**Mit den in Abbildung 1b definierten Größen erfordert die Erhaltung der Masse im Kontrollvolumen CVn**

$$\textbf{Acan}\ \text{vn}\ \ddot{\textbf{y}}\ \textbf{vd,n} + \textbf{Agap}\ \textbf{vn}\ddot{\textbf{y}}\textbf{1/2}\ \ddot{\textbf{y}}\ \textbf{vn+1/2} = \textbf{0}\ . \tag{1}$$

**Um die Geschwindigkeiten innerhalb der Dosen zu ermitteln, definieren Sie eine dimensionslose Impedanz der Verbindungen zwischen den Dosen.**

$$\ddot{y} = \frac{\mathbf{1}}{\ddot{y}a}\,\frac{P^{\ddot{y}}_{N}\ \ddot{y}\,p_{n+1}}{\mathbf{Vn+1/2}}\ , \tag{2}$$

und in Gleichung **(1) einsetzen ,**

$$\textbf{Acan}\ \text{vn}\ \ddot{\textbf{y}}\ \textbf{vd,n} + \ddot{y}\quad -\frac{\mathbf{1}}{\ddot{y}a}\,\underline{\textbf{Agap}}\quad {}^{\ddot{y}}_{p\,\textbf{n}\ddot{\textbf{y}}\textbf{1}}\qquad {}^{\ddot{y}}_{\ddot{y}\ 2\ \text{Punkte}_N}\ +\ {}^{\ddot{y}}_{p\,n+1} \qquad = \mathbf{0}\ . \tag{3}$$

**Unter Berufung auf Linearität kann eine allgemeine kreisförmige Verteilung der Druckschwankungen als Fourierreihe ausgedrückt werden,**

$$P^{\ddot{y}}_{(\ddot{y})} = \ddot{y}m\ \tilde{\mathbf{p}}\ {}^{\ddot{y}}_{m}\ \textbf{exp(im}\ddot{\textbf{y}}\textbf{),} \tag{4}$$

**wobei eine Tilde die Amplituden der azimutalen Harmonischen bezeichnet. Bei festem azimutalen Modus m** sind **die Drücke in zwei benachbarten Dosen, die einen Winkel von** *ÿÿ* **= 2ÿ/N voneinander entfernt haben, durch eine Phase verbu**

Machine Translated by Google



Verschiebung $p_{ÿ+1} = p_n$ ñ exp(imÿÿ). **Setzt man die Phasenverschiebung in Gleichung (3) ein und vereinfacht unter Verwendung trigonometrischer Identitäten,**

$$ÿa \frac{vn}{P_N^ÿ} \frac{vd,n}{P_N^ÿ} \frac{4}{ÿ} \frac{Agap}{Acan} \sin 2 \frac{mÿ = 0}{N}. \quad (5)$$

**Dann wird die Gesamtimpedanz bei einem bestimmten Azimutmodus neu geordnet.**

$$Zm = \frac{1}{ÿa} \frac{P_N^ÿ}{ÿ v_N} = \frac{1}{Zplane} + \frac{1}{Zcan,\ m} \quad ÿ1 \quad Zcan,m = 4 \sin 2 \frac{Acan}{mÿ} \frac{ÿ \text{ mit}}{Agap} \frac{}{N}. \quad (6)$$

**Beim Erstellen eines thermoakustischen Modells ist es bequemer, mit Dosenübertragungsfunktionen Tk zu arbeiten ,** wie **in Abbildung 1c dargestellt, statt mit modalen Impedanzen** Zm. **Die k-te Übertragungsfunktion ist definiert als reflektierte Wellen in einer beliebigen Dose, von einfallenden Wellen in einer anderen Dose ,** die k **Positionen entfernt ist,**

$$Tk = \frac{p\hat{}nÿ}{p\hat{} + nÿk}, \quad (7)$$

**wobei ein Hut die charakteristischen Wellenamplituden bezeichnet,**

$$P^{\pm} = \frac{1}{2} \quad p \pm ÿ \, p \frac{ÿ \, du}{A} \cdot \quad (8)$$

**Nach Ghirardo et al. [3] ergeben sich die Übertragungsfunktionen aus der inversen diskreten Fourier-Transformation der modalen Reflexionskoeffizienten** Rm,

$$Tk = \frac{1}{N} ym \, Rm \, \mathbf{exp(ÿikmÿÿ)} \, \mathbf{wobei} \, Rm = \frac{p\tilde{}_N^ÿ}{P_M^+} = \frac{Zm \, ÿ \, 1}{Zm + 1}. \quad (9)$$

**Gleichung (9) lässt sich wie folgt begründen. Das Antreiben einer einzelnen Dose ist gleichbedeutend mit einem Impuls im Dosenbereich und regt daher alle azimutalen Modi gleichermaßen an. Die akustische Reaktion im modalen Bereich wird durch die Reflexionskoeffizienten bei jeder Harmonischen gewichtet. Die inverse Fourier-Transformation führt zurück zum Dosenbereich und liefert die reflektierten Wellen in jeder Dose, die aus dem ursprünglichen Impuls resultieren.**

## 3. Zeitbasierter Rechenansatz

**In diesem Abschnitt wird der Ansatz der numerischen Strömungsmechanik der vorliegenden Arbeit beschrieben. Dabei werden die Methoden von Brind und Pullan [8] verwendet. Durch Anwendung von Zwang auf nichtlineare Zeitverlaufsberechnungen und Analyse der resultierenden akustischen Antwort können Übertragungsfunktionen berechnet werden.**

### 3.1. Bereich und Randbedingungen **Der**

**betrachtete Brenner und die Turbine sind repräsentativ für eine große industrielle Gasturbine. Der Brenner besteht aus** N = **20 zylindrischen Rohren, die alle identisch und symmetrisch zu einer Ebene mit konstantem ÿ sind und über Übergangskanäle mit einem offenen Ringraum vor der Turbine verbunden sind. Das analytische Modell beschreibt das akustische Verhalten vor der Rohrhinterkante nicht, daher ist eine vereinfachte Rohrgeometrie ohne Einspritzdüsen und Kühlströmungen für diese Validierungsberechnungen ausreichend. Ein axialer Spalt mit der Länge Lgap/cx = 0,9 trennt Brenner und Turbine. Abbildung 2 zeigt schematisch den Berechnungsbereich und die Randbedingungen.**

Machine Translated by Google



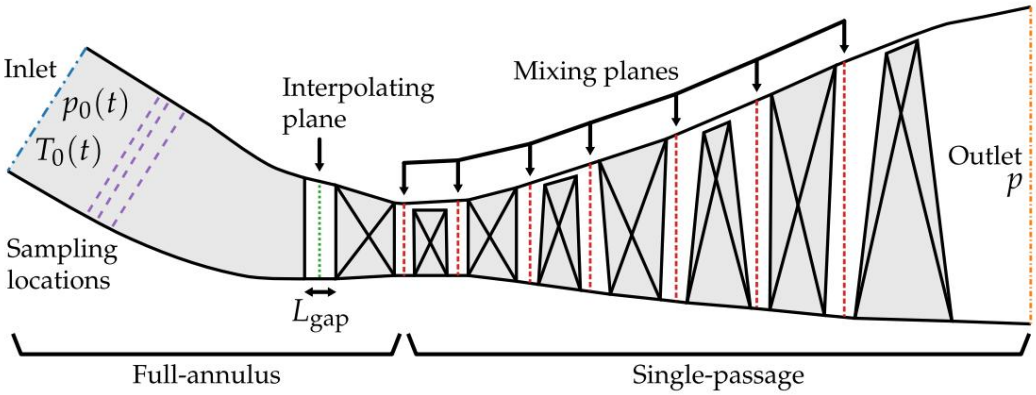



**Abbildung 2. Domänen- und Randbedingungen für gekoppelte CFD-Simulationen von Brennkammer und Turbine.**

**Das Turbinendesign ist eine realistische vierstufige Geometrie mit Kühlmittelströmen, Leckströmen und dreidimensionaler Beschaufelung. Oberflächenflecken, die zusätzliche Massen-, Impuls- und Energieströme erzeugen, injizieren einen Gesamtkühlmittelstrom von etwa 25 % des Massenstro Die Strömung ist Unterschall, mit einer Mach-Zahl von** Ma **ÿ 0,1 in der Brennkammer und einer Mach- Zahl am Leitschaufelaustritt von** Ma **ÿ 0,7. Die Reynolds-Zahl, basierend auf der axialen Sehne der Leitschaufel und der Austrittsgeschwindigkeit, liegt in der Größenordnung von** Re **ÿ 4 × 106 .**

**Um alle möglichen Azimutmodi zu erfassen, verbindet das Rechenmodell Brennkammer und Leitschaufel in einer Vollringkonfiguration, verbunden mit Einzeldurchgangsdarstellungen der nachgeschalteten Schaufelreihen unter Verwendung von Mischebenen. Alternativ liefern Rechenmodelle mit zwei Dosen bei geradem N ausreichende Daten, um einen Wert für die Verbindungsimpedanz bei reduziertem Rechenaufwand** zu extrahieren *(ÿ* **ist unabhängig von m).**

**Der Bereich ist umfangsmäßig periodisch. Die Randbedingungen am Einlass sind vorgegebene einheitliche Werte für Stagnationsdruck und Temperatur; die Randbedingung am Auslass ist ein vorgegebener statischer Druck, wobei spannweitige Schwankungen ein radiales Gleichgewicht voraussetzen Obwohl räumlich einheitlich, sind die Einlassrandbedingungen Funktionen der Zeit. Da die mehrstufige Turbine eine vernachlässigbare Übertragung stromaufwärts zulässt, haben Reflexionen von der Auslassgrenze keinen Einfluss auf die Lösung im Brenner. Reflexionen von den Einlassgrenzen werden in der Nachbearbeitung berücksichtigt und korrigiert.**

**Eine umlaufende Interpolationsebene verbindet die Gitter der Brennkammer- und Düsenleitschaufeln an einer Schnittstelle innerhalb des Brennkammer-Turbinenspalts (Abbildung 2). Durch die Interpolation werden die Rasterdichten von Brennkammer und Turbine nach Teilungsrichtung entkoppelt. Mischebenen verbinden nachfolgende Reihen der Turbine. Dieses Modell führt zu einer Reduzierung der Rechenkosten um eine Größenordnung bei vernachlässigbarem Genaui Um diese Tatsache zu bestätigen, ergaben Berechnungen mit den ersten drei Turbinenreihen im Vollring Übertragungsfunktionen innerhalb von 2 % des Modells mit nur Düsenleitschaufeln.**

### 3.2. Rechendetails Die

Simulationen wurden mit **TURBOSTREAM** 3 **durchgeführt , einem mehrblockstrukturierten, kompressiblen , instationären Navier-Stokes-Löser mit Reynolds-Gemittelung, der von Brandvik und Pullan [9] entwickelt wurde. Der Code verwendet eine Finite-Volumen-Formulierung mit räumlicher Genauigkeit zweiter Ordnung und impliziter dualer Zeitschrittberechnung mit einem Rückwärtsdifferenzverfahren zweiter Ordnung. Die Simulationen verwenden ein algebraisches Mischungslängen-Turbulenzmodell: eine rechnerisch kostengünstige Wahl, die bei Kalibrierung mit Messungen genaue Ergebnisse liefert. Dennoch liegt der Schwerpunkt der Simulationen auf der Ausbreitung reibungsloser Wellen, da akustische viskose Effekte auf eine dünne Grenzschicht mit einer Dicke in der Größenordnung** von **ÿ/ÿ** f /cx = **1,6 × 10ÿ3** beschränkt sind . **Das Turbulenzmodell muss nur eine repräsentative mittlere Strömung ermitteln , quantitative Vorhersagen der Turbinenleistung sind nicht unbedingt erforderlich. Eine vollständig turbulente Wandfunktion erzeugt Scherspannungen an festen Begrenzungen in einem Abstand von** ÿy **ÿ 30 in Wandeinheiten. Auflösungsstudien bestätigten die Diskretisierungsunabhängigkeit mit mindestens 100 Gitterpunkten pro akustischer Wellenlänge und 72 Zeitschritten pro akustischer Periode. Dies erfordert etwa**

Machine Translated by Google



**106 Knoten in jedem Brennkammerrohr und Schaufelkanal. Durch die Duplizierung von Brennkammer und Düse zur Bildung eines vollflächigen Ringsektors ergibt sich ein Netz mit 58 × 106 Knoten.**

**Bei erzwungenen Berechnungen nehmen die Einlassrandbedingungen die Form an**

$$\frac{p0(t)}{\overline{p0}} = 1 + F(t) \text{ und } \frac{T0(t)}{\overline{T0}} = \left(\frac{p0(t)}{\overline{p0}}\right)^{\frac{\ddot{y}\ddot{y}1}{\ddot{y}}}, \text{ mit } F(t) = \ddot{y}\sin(2\ddot{y}\ddot{y}f0t). \quad (10)$$

$$j = 2$$

**In Gleichung (10)** ist $\ddot{y}$ = **0,1 % ein kleiner Amplitudenparameter, und die Werte von f0 und** J **werden so gewählt, dass sie einen reduzierten Frequenzbereich von 0,02 ÿ** $\ddot{y}$ **ÿ 0,1 abdecken, wobei** $\ddot{y}$ = f **cx/a. Dieser Frequenzbereich ist typisch für Verbrennungsinstabilitäten in großen Industriemaschinen.**

**Bei Vollringberechnungen wird zur Anregung aller azimutalen Modi ein beliebiger Satz von Dosenindizes** n = **{1, 7, 8, 14, 16} erzwungen, während** in den anderen Dosen $\ddot{y}$ = **0 ist. Vorläufige Simulationen zeigten, dass die berechneten Übertragungsfunktionen unabhängig vom Anregungsmuster waren, was bestätigt, dass das Problem linear ist. Bei Zwei-Dosen-Berechnungen werden beide Dosen in Gegenphase gezwungen, wodurch nur der** Modus m = **N/2 angeregt wird.**

**Instationäre Berechnungen werden von einer konvergierten stationären Lösung aus gestartet und über acht Antriebsperioden ausgeführt. Anschließend werden Strömungsfelddaten für weitere acht Antriebsperioden abgetastet. Ein Fall erfordert zwei Tage Echtzeitzeit auf vier Nvidia A100-Grafikprozessor**

### 3.3. Nachbearbeitung von CAN-Übertragungsfunktionen

**In diesem Abschnitt wird die Berechnung der Dosenübertragungsfunktionen** Tk **aus den CFD-Ergebnissen zum Vergleich mit dem analytischen Modell beschrieben. Der Löser gibt instationäre Strömungsfelddaten an drei Querschnittsabtastebenen aus, die in Abbildung 2 für jede der** N **Brennkammerdosen dargestellt sind. Zu jedem Zeitpunkt werden die Druckschwankungen über die Abtastebenen flächengemittelt, um skalare, aber instationäre Werte zu erhalten.**

**Die Kleinstquadrate-Methode zur Trennung von Wellen mit mehreren Mikrofonen von Poinsot et al. [10] ergibt stromaufwärts und stromabwärts verlaufende charakteristische Wellenamplituden in allen N Dosen,** $p\hat{}^{+}_{N}$ **ÿ und** $p\hat{}^{-}_{N}$ **aus Druckschwankungen auf den drei Abtastebenen in jeder Dose, bei gegebenen Abständen zwischen den Ebenen und der Schallgeschwindigkeit. Durch Phasenverschiebung der Wellen zur Mitte des Brennkammer-Turbinen-Spalts wird die Übereinstimmung mit dem analytischen Modell sichergestellt. Der Segmentierungsansatz von Miles [11,12] berücksichtigt Flächenvariationen entlang de**

Wenn wir nur **die** (n **ÿ k)te Dose verwenden, ergibt sich aus Gleichung (9), dass die reflektierte Welle in der n-**

$p\hat{}^{+}_{nÿk} = Tk\,p\hat{}^{+}_{nÿk}$ **ten Dose** $p\hat{}^{-}_{nÿk}$ **Im Allgemeinen ist die gesamte reflektierte Welle eine lineare Überlagerung von Beiträgen ÿ aus allen Dosen. Summiert man über k,**

$$p\hat{}^{-}_{nÿ} = \ddot{y}_{k} Tk\,p\hat{}^{+}_{nÿk} \quad \text{oder } \hat{p}^{-}\ddot{y} = \mathbf{T}\ddot{y}\,\hat{p}^{+}. \quad (11)$$

**Gleichung (11) ist per Definition eine diskrete Faltung eines periodischen Vektors von** N **Transfers mit Funktionen T und einem periodischen Vektor von** N **einfallenden zu einem periodischen Vektor Wellen** $p\hat{}^{+}$ **von** N **reflektierten Wellen** $p\hat{}^{-}$ **ÿ. Nach dem Faltungssatz ist** die Lösung von Gleichung **(11)** $\mathbf{T} = \mathbf{F}^{\ddot{y}1}(F(p\hat{}^{-}\ddot{y})/F(p\hat{}^{+}))$, **wobei F den diskreten Fourier-Transformationsoperator bezeichnet. Die Formulierung der Gleichung (11) erfordert keine Annahme eines nicht reflektierenden Einlasses Grenzen.**

### 3.4. Extrahieren der Verbindungsimpedanz

Es gibt zwei Möglichkeiten, die Verbindungsimpedanz **ÿ aus einer CFD-Lösung nachzubearbeiten .** Die direkte Methode besteht darin, Gleichung **(2) mithilfe flächengemittelter, fouriertransformierter** Größen **auszuwerten : statischer Druck auf einer Ebene an der Dosenhinterkante und azimutale Schallgeschwindigkeit auf einer Ebene, die den Spalt überspannt. Die indirekte Methode verwendet eine „Push-Pull“-Kraft bei festem Azimutmodus** m = **N/2. Die Wellentrennung auf Abtastebenen abseits der Dosenhinterkante , wo die Akustik eindimensional ist, ergibt charakteristische Wellenamplituden**

Machine Translated by Google



**und einem Reflexionskoeffizienten RN/2** = **p˜** ÿ/p˜ +|m=N/2 **für diesen Modus. Wandelt man RN/2 in eine Impedanz ZN/2 wie in Gleichung (9) um, setzt** m = **N/2 und stellt Gleichung (6) um,**

$$\frac{4Agap\ \ddot{y}}{Acan} = \frac{1}{ZN/2} \cdot \frac{1}{Zplane}^{\ddot{y}1} . \quad (12)$$

**Die direkte Methode beinhaltet ein willkürliches Mittelungsverfahren, das nicht streng mit der Annahme einer eindimensionalen Akustik übereinstimmt, aber für alle Frequenzen gilt. Die indirekte Methode hat keine Flächenmittelung, setzt aber die Gültigkeit des analytischen Modells voraus und gilt daher nur für kompakte Frequenzen. In diesem Dokument werden Reaktanzen zitiert, die mit der direkten Methode berechnet wurden, um Frequenztrends zu erfassen, und Widerstände, die mit der indirekten Methode berechnet wurden, um die größte Übereinstimmung mit dem analytischen Modell zu erzielen.**

#### 4. Quantifizierung der akustischen Verbindungsimpedanzen

**Das analytische Modell verwendet einen empirischen Parameter: eine Verbindungsimpedanz** *ÿ* **zwischen benachbarten Dosen, definiert in Gleichung (2). Dieser Abschnitt verwendet zeitversetzte Simulationen von Rechenmodellen mit zwei Dosen, um Werte für resistive (verlustbehaftete) und reaktive (Trägheits-)Teile von** *ÿ* = *ÿ* + *iÿ* extrahieren **und ihre Empfindlichkeit gegenüber der Geometrie zu bestimmen. Abbildung 3 zeigt vier für diese Studie verwendete Geometrien. Der Fall „Datum“ ist vollständig repräsentativ. Bei der Geometrie „Getaktet“ handelt es sich um das Datum, das um eine halbe Leitschaufelteilung gedreht wurde, um die Wände der Brennkammerdosen mit der Düsenmitte auszurichten . Die Geometrien „Gleiten“ und „Dick“ haben quadratische Brennkammerdosen mit konstantem Querschnitt und einer**

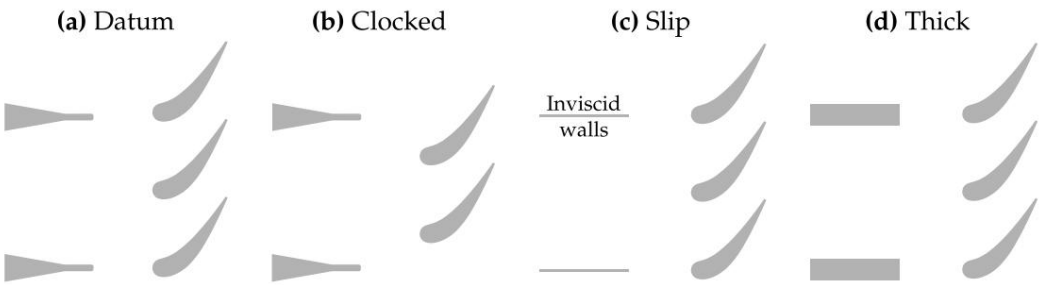



**Abbildung 3. Vier Geometrien eines Brennkammerrohrs: (a) Bezugsrohr und Übergangskanal, (b) Bezugsrohr mit halber Schaufelteilung, (c) Quadrat mit dünnen, nichtviskosen Wänden, (d) Quadrat mit dicker Hinterkante. Nicht maßstabsg**

### 4.1. Akustische Reaktanz

**Abbildung 4a zeigt akustische Reaktanzen ÿ für die vier Brennkammergeometrien als Funktion der reduzierten Frequenz** *ÿ* = f **cx/a. Für Datum- und Slip-Fälle** ist *ÿ* **proportional zur Frequenz, wie bei einem Trägheitseffekt zu erwarten, und liegt innerhalb von 6 % der klassischen Rayleigh-Leitfähigkeit ÿRay** = *2ÿ* f **Agap/a. Die getaktete Reaktanz hat eine Steigung von der doppelten Ray Wenn die Brennkammerwand nicht in Umfangsrichtung mit den Vorderkanten der Leitschaufeln ausgerichtet ist, ist das in Bewegung befindliche Flüssigkeitsvolumen und damit die Trägheit größer als bei einer idealen dünnwandigen Öffnung, für die die Rayleigh-Leitfähigkeit abgeleitet wird.**

Der dicke Brenner weist für *ÿ* **ÿ 0,06 eine ähnliche Reaktanz wie die Fälle Datum und Slip auf . Bei hohen reduzierten Frequenzen weicht die dicke Reaktanz von einem linearen Trend ab, da sich die Wirbelablösung an der Hinterkante auf die Antriebsfrequenz einstellt. Die Wirbelablösung verstärkt die akustische Bewegung und verringert die effektive Trägheit. In realen Brennkammern mit repräsentativen dünnen Hinterkanten** w/cx < **0,1 ist der Wirbelablösungseffekt bei typischen Verbrennungsinstabilitätsfrequenzen ÿ** *ÿ* **0,1 vernachlässigbar.**

Machine Translated by Google



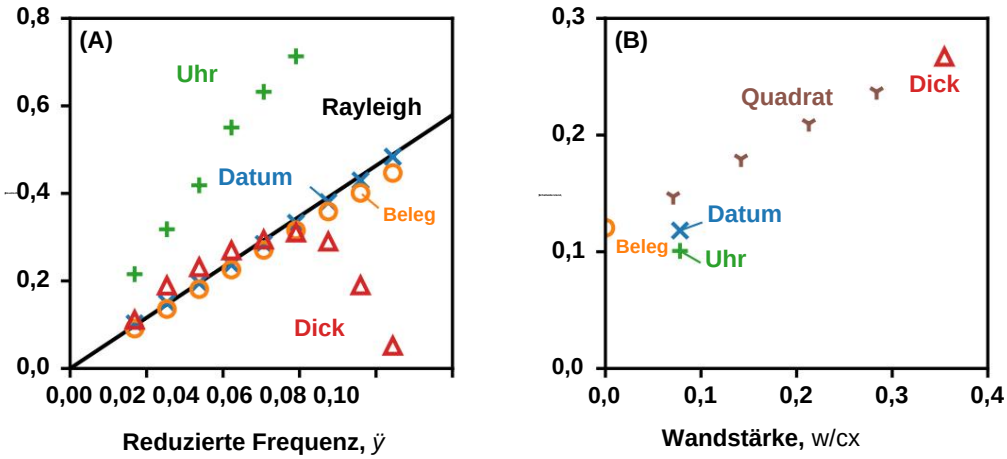



**Abbildung 4. Anschlussimpedanz für verschiedene Brennkammergeometrien: (a) Realteil, akustischer Blindwiderstand; (b) Imaginärteil, akustischer Widerstand bei** *ÿ* **= 0,017. In repräsentativen Fällen liegt der Blindwiderstand innerhalb von 6 % der klassischen Rayleigh-Leitfähigkeit. Der Widerstand steigt linear mit der Brenn**

### 4.2. Akustischer Widerstand

**Abbildung 4b zeigt die akustischen Widerstände für die vier Fälle in Abbildung 3 sowie zusätzliche quadratische Brennkammern mit unterschiedlicher Wandstärke. Die Widerstände werden mit der indirekten Methode bei einer reduzierten Frequenz von** *ÿ* **= 0,017 berechnet und als Funktion der Wandstärke aufgetragen .**

**Alle Widerstände mit Wandstärken** w/cx **ÿ 0,1 liegen im Bereich 0,1 ÿ** *ÿ* **ÿ 0,15, eine Abweichung von ±20 % um den Mittelwert. Der von Null verschiedene Widerstand im Slip-Fall zeigt, dass für akustische Verluste keine viskose Nachlaufströmung hinter der Brennkammerwand erforderlich ist, was nahelegt, dass ein viskoser Effekt dafür verantwortlich ist. Bei der Familie der quadratischen Brennkammergeometrien im Bereich von 0 ÿ** w/cx **ÿ 0,36 steigt der Widerstand linear von** *ÿ* **= 0,121 auf** *ÿ* **= 0,267 an. Ein linearer Anstieg des Widerstands steht im Einklang mit einem Effekt, der mit dem Verbindungsvolumen skaliert.**

**Bei gleicher Wandstärke weisen die Datum- und Clocked-Geometrien kleinere akustische Widerstandswerte auf als die quadratischen Brennkammern, was zeigt, dass der Effekt der Form der Brennkammerhinterkante und des Taktens mit der Turbine nicht vernachlässigt werden kann.**

### 4.3. Einfluss der Brennkammer-Turbinen-Spaltlänge

**Die Länge des Brennkammer-Turbinenspalts ist ein Freiheitsgrad, der dem Konstrukteur zur Verfügung steht und durch einen Kompromiss zwischen der Gesamtgröße der Maschine und der Ungleichmäßigkeit des Turbineneinlassströmungsfelds ausgewählt wird. Wenn die Verbindungsimpedanz eine starke Funktion der Spaltlänge wäre, würde das analytische Modell mehrere Kalibrierungen erfordern, um den Einfluss der Spaltlänge auf die Übertragungsfunktionen zu untersuchen.**

**Durch Verschieben des Datum-Brennraums in axialer Richtung und Extrahieren der akustischen Widerstände** für jede Länge aus Zwei-Dosen-Berechnungen erhält man die in Abbildung **5 gezeigten Punkte .**

**Im Bereich 0,15 ÿ Lgap/cx ÿ 2,35 variiert der Schallwiderstand um ±15 % im Vergleich zum repräsentativen Wert Lgap/cx = 0,92. Die Unempfindlichkeit des Schallwiderstands in diesem** weiten Bereich lässt darauf schließen, dass das vorliegende Modell mit einer Kalibrierung bei **nur einer einzigen Spaltlänge eine gute Genauigkeit erreichen kann .**

Machine Translated by Google



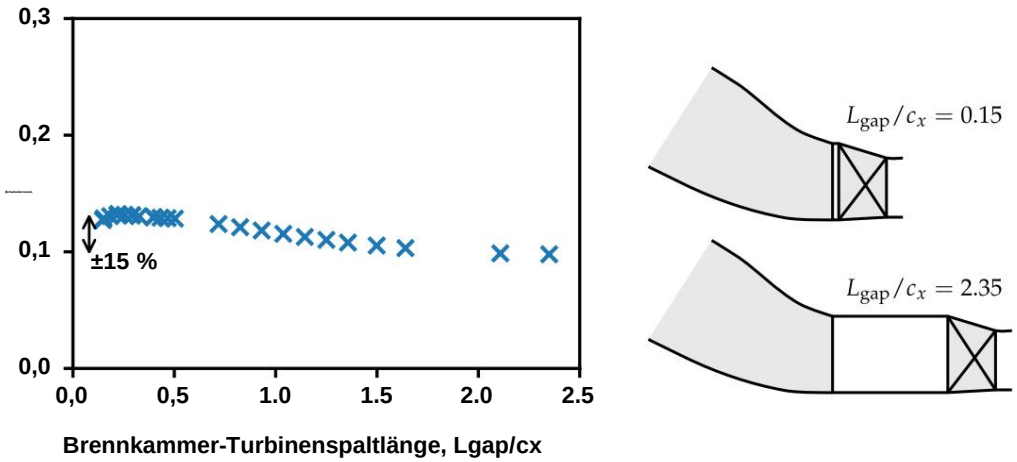



**Abbildung 5. Akustischer Widerstand der Datum-Brennkammer mit variiertem axialen Brennkammer-Turbinen-Abstand. Der Widerstand ist unabhängig von der Lückenlänge und schwankt über den gesamten simulierten Bereich um ±15 %.**

### 4.4. Physikalischer Mechanismus

**Um den physikalischen Mechanismus des akustischen Widerstands zu identifizieren, ist die Verfolgung akustischer Energie auf lokaler Ebene. Morfey [13] definierte einen verallgemeinerten akustischen Energiefluss,**

$$\text{Nein} = p \quad 2 \; p \; \ddot{y}a \quad \overline{Vi \; \ddot{y} \; 2 \; vi} + \quad + \ddot{y} \; 2 \; p \frac{ViVj}{A} \quad vj + \ddot{y}Vj \; vivj \; , \qquad (13)$$

**wobei pa die und vi sind statische Druck- und Geschwindigkeitskomponentenschwankungen, während ÿ, Vi und mittlere Dichte, die Geschwindigkeitskomponenten und die Schallgeschwindigkeit sind. Der erste Term in Gleichung (13) ist der klassische Schallenergiefluss nach Kirchhoff, der nur in einem stationären, gleichförmigen Medium erhalten bleibt; die übrigen Terme gelten für ein bewegtes Medium. Die zeitliche Mittelung von Gleichung (13) ergibt die verallgemeinerte Schallintensität I = Nÿ und das lokale i , die Schallenergieproduktion ist ÿ·I ein rotationsfreier, reibungsfreier, gleichförmiger Entropiefluss.**

**. Wie Morfey [13] zeigte, ist ÿ·I = 0 bis 2. Ordnung in**

**Abbildung 6 zeigt die akustische Energieerzeugung, ÿ·I über der Mittelebene des Datum-Brenners. Abgesehen von einem Bereich stromabwärts der Brennerwand ist der Verlust akustischer Energie vernachlässigbar. Im Bereich negativer ÿ·I führt die Wechselwirkung zwischen mittlerer Strömung in Strömungsrichtung und azimutalen akustischen Schwankungen zu einem Absinken der akustischen Energie in Wirbelstärkenschwankungen (wie bei streifender Strömung über einer Öffnung).**

**Der Schallverlust durch Wechselwirkung mit der mittleren Strömung in Strömungsrichtung ist ein anderer Mechanismus als die Wechselwirkung mit der Wirbelablösung an der Hinterkante des Brenners. Wenn die Wirbelablösung an der Hinterkante vorherrschend wäre, würde sich der Bereich negativer Schallenergieproduktion auf der stromaufwärts gelegenen Seite der Lücke befinden – der Verlust durch Ablösung stimm Da die Ablösefrequenz um den Faktor fünf höher ist als die akustische Frequenz, kommt es bei dieser Datum-Geometrie mit dünner Hinterkante zu keiner Interaktion.**

Machine Translated by Google



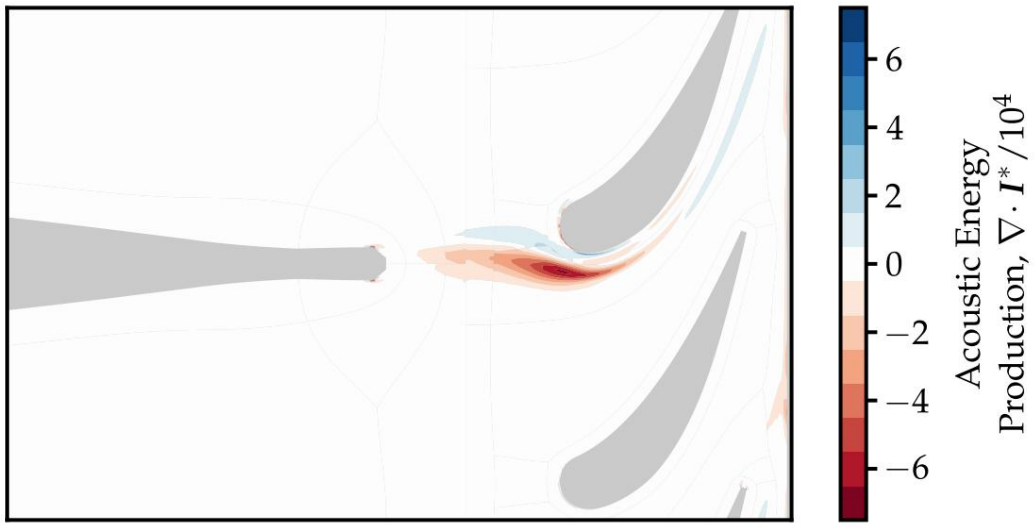



**Abbildung 6. Akustische Energieerzeugung im Spalt zwischen Brennkammer und Turbine in der Mitte der Datum- Geometrie, bei reduzierter Frequenz** $\ddot{y}$ **= 0,017. Der Verlust konzentriert sich stromabwärts der Brennkammerwan**

**5. Kann Funktionsvorhersagen übertragen**

**Der vorherige Abschnitt hat gezeigt, dass bei repräsentativen Brennkammern mit ringförmigen Rohren die akustische Reaktanz zwischen Rohren nahe an der Rayleigh-Leitfähigkeit liegt und der akustische Widerstand ungefähr** $\ddot{y}$ **= 0,12 beträgt, mit geringer Empfindlichkeit gegenüber der Geometrie, und in einer Vielzahl von Fällen um bis zu 20 % variiert. Dieser Abschnitt vergleicht CFD-Ergebnisse für den gesamten Ring für Rohrübertragungsfunktionen der Datum-Geometrie mit Vorhersagen aus dem analytischen Modell. Um die Verbindungsimpedanz zu kalibrieren, wird die Reaktanz auf den Rayleigh-Wert und der Widerstand auf den Wert eingestellt, der aus einer Zweirohrberechnung gewonnen wurde.**

**Abbildung 7 veranschaulicht die Bedeutung der Modellierung der Kommunikation zwischen den Brennkammern und der Berücksichtigung des akustischen Widerstands. Die naive Anwendung des Reflexionskoeffizienten Rplane** für ebene Wellen **an der Hinterkante der Brennkammer, ohne Berücksichtigung der Übertragung auf andere Brennkammern, führt zu einem Fehler von einem Faktor zwei im Vergleich zum Reflexionskoeffizienten T0 der Brennkammer. Die Einstellung** *von* $\ddot{y}$ **= 0 für ein reines Rayleigh-Leitfähigkeitsmodell nach von Saldern et al. [4] ignoriert den akustischen Widerstand und prognostiziert |T0| um bis zu 68 % zu hoch.**

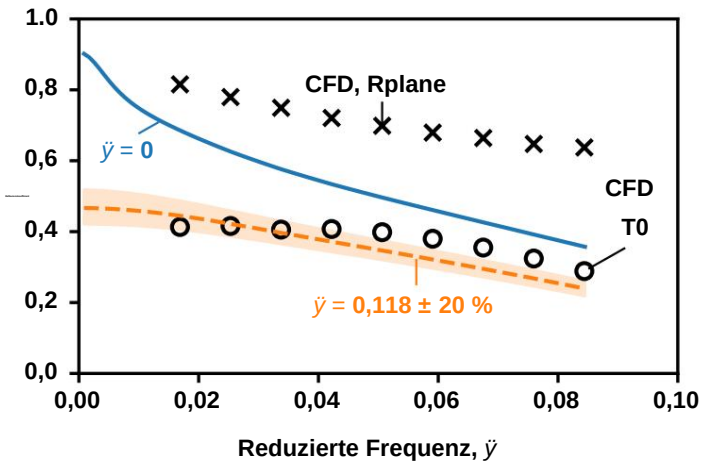



**Abbildung 7. Ebenen- und Dosenreflexionskoeffizientengrößen für Datum-Brennkammer, Modell (Linien) und CFD (Symbole). Das Rayleigh-Leitfähigkeitsmodell mit** $\ddot{y}$ **= 0 überschätzt T0 um bis zu 68 %; die Verwendung eines akustischen Widerstands** $\ddot{y}$ **= 0,118, der aus einer Zweidosensimulation extrahiert wurde, stimmt mit CFD auf 23 %**

**Unter Verwendung des Widerstandswertes** $\ddot{y}$ **= 0,118, der aus einer Zwei-Dosen-Berechnung dieser Geometrie gewonnen wurde, stimmt diese mit CFD auf 23 % überein und ist bei der kompakten reduzi**

Machine Translated by Google



**Frequenz** *ÿ* = **0,017. Das schattierte Band in Abbildung 7 zeigt die Empfindlichkeit der T0- Vorhersagen gegenüber dem Variationsbereich von** *ÿ* , der **in repräsentativen Geometrien mit** w/cx **ÿ 0,1 in Abbildung 4b beobachtet wurde. Eine 20-prozentige Störung von** *ÿ* **führt zu einer 12-prozentigen Variation von T0 – die vorhergesagten Übertragungsfunktionsgrößen sind robust gegenüber Ungenauigkeiten im akustischen Widerstand.**

**Die thermoakustische Stabilität eines ringförmigen Rohrbündels von Brennkammern hängt von allen Rohrübertragungsfunktionen** Tk ab . **Mit dem kalibrierten Wert des akustischen Widerstands** *ÿ* = **0,118 zeigt Abbildung 8 Rohrübertragungsfunktionen für** k = **0, 1, 2, 3 als Funktion der reduzierten Frequenz. Mit** zunehmendem k **verringert sich die Übertragung auf weiter entfernte Rohre, was eine Konzentration auf kleine** k rechtfertigt **(aufgrund der Symmetrie Tÿk** = Tk ).

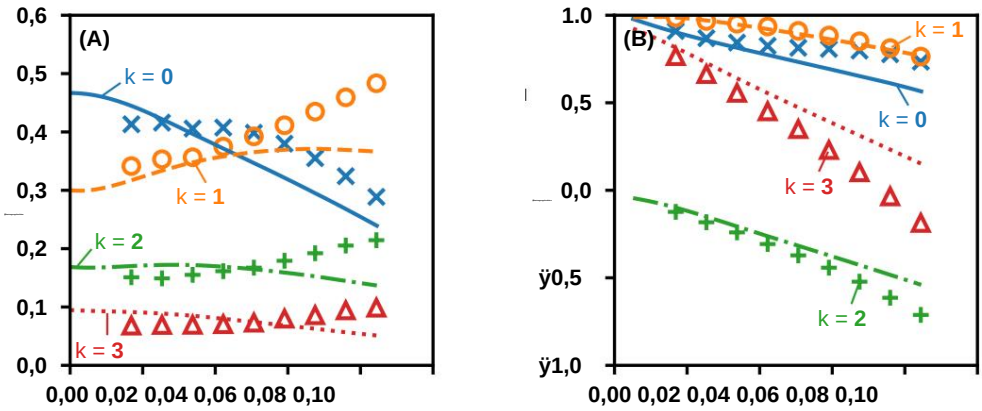



**Abbildung 8. Can-Transferfunktionen für Datum-Brennkammer: (a) Größe, (b) Phase. Vergleich des analytischen Modells (Linien) mit CFD-Simulationen (Symbole). Mit kalibriertem akustischem Widerstand** *ÿ* = **0,118 stimmt das analytische Modell mit einer Größe von 0,03 bei** *ÿ* = **0,017 überein.**

CFD-Berechnungen und analytisches Modell stimmen bei einer niedrigen **reduzierten Frequenz** *von ÿ* = 0,017 **auf 0,03 Größenordnungen überein ; siehe Abbildung 8a. Der Spalt wird im analytischen Modell jedoch als kompakt angenommen ,** was bei hohen reduzierten Frequenzen *von ÿ* **ÿ** 0,05 **zu Größenordnungsfehlern erster Ordnung führt . Kompaktheit ist die grundlegendste und stärkste Um nichtkompakte Effekte zu berücksichtigen, wäre eine zweidimensionale Lösung mit höherer Genauigkeit des akustischen Felds im Spalt zwischen Brennkammer und Turbine erforderlich. Die Phasenvorhersagen in Abbildung 8b stimmen bei** *ÿ* = **0,017 auf 0,15 rad genau überein und entsprechen qualitativ dem Trend.**

**Abbildung 9 zeigt die Auswirkung der Spaltlänge zwischen Brennkammer und Turbine auf die Kanalübertragungsfunktionen. Die Annahme der Kompaktheit beschränkt die Analyse auf eine niedrige reduzierte Frequenz** *ÿ* = **0,017. Das Modell erfasst quantitativ Variationen in den Übertragungsfunktionen, einschließlich eines Minimums | T0| nahe Lgap/cx** = **0,2; siehe Abbildung 9a. Ein konstanter akustischer Widerstand** *ÿ* = **0,118 am repräsentativen Spalt ist ausreichend, um eine gute Übereinstimmung über den Spaltbereich hinweg zu erzielen (die vollständigen Ergebnisse in Abbildung 5 werden nicht verwendet). Wenn Berechnungen des gesamten Rings bei einer Spaltlänge verfügbar sind, führt eine nachträgliche Anpassung des Widerstands basierend auf |T0| zu einer besseren Übereinstimmung, und die |T0| -Minima stimmen zwischen CFD- und analytischem**

**Zurück zu Gleichung (6): Die Gesamtimpedanz ergibt sich aus den parallelen Beiträgen von Turbine und Brennkammer. Bei einer festen Frequenz und im Azimutmodus gibt es einen Wert von ÿAcan/Agap , bei dem sich diese beiden Beiträge in destruktiver Interferenz ausrichten, was eine niedrige Gesamtimpedanz ergibt. Obwohl die CAN-Übertragungsfunktionen eine Kombination aus modalen Reflexionen sind (Gleichung (9)),** unterstützt **die scharfe Phasenverschiebung von ÿT0 in Abbildung 9b in der Nähe des Wendepunkts diese Erklärung für die Existenz des Minimums.**

Machine Translated by Google



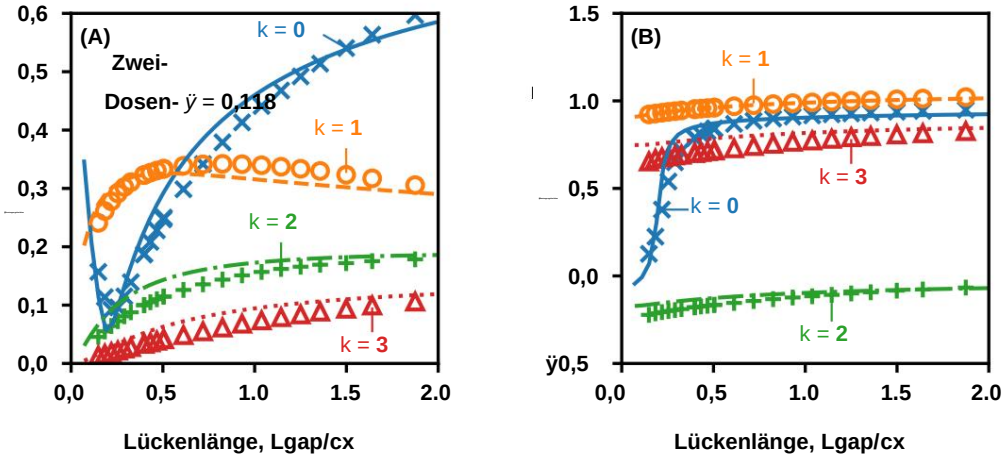



**Abbildung 9. Einfluss der Brennkammer-Turbinen-Spaltlänge auf die Übertragungsfunktionen für die Bezugsbrennkammer bei** *ÿ* **= 0,017, Modell (Linien) und CFD (Symbole): (a) Größe, (b) Phase. Unter Verwendung eines Werts des akustischen Widerstands** *ÿ* **= 0,118, der am Bezugsspalt kalibriert wurde, erfasst das Modell die Trends quantitativ. Ein Minimum T0 tritt bei Lgap/cx ÿ 0,2 auf.**

### 6. Design Space Study – Minimierung der reflektierten Energie

Sowohl die CFD-Simulationen als auch das analytische Modell identifizieren in Abbildung 9 einen minimalen Dosenreflexionskoeffizienten, der bei einer Spaltlänge ungleich Null auftritt. In diesem Abschnitt wird das analytische Modell verwendet, um die Parameter zu bestimmen, die dieses Minimum beeinflussen, und die Auswirkungen auf die Konstruktion gekoppelter Brennkammern und Turbinen.

Der größte thermoakustische Stabilitätsvorteil entspricht einer minimalen reflektierten Energie, berechnet als E = ÿk |Tk | $^2$ akustischen Energie . Mit weniger reflektierter Energie benötigt der Bren akustische Dämpfung zur Aufrechterhaltung der Stabilität. Die Summierung über alle Dosen berücksichtigt die Tatsache, dass ein Minimum in nur T0 einer Umverteilung der Übertragung auf andere Dosen entsprechen kann, anstatt die Übertragung durch die Turbine zu erhöhen.

Im in Abbildung 9 dargestellten Fall nimmt die reflektierte Energie bei der repräsentativen Spaltlänge Lgap/cx = 0,9 einen Wert von E = 0,43 an. Eine Reduzierung der Spaltlänge bis zum Erreichen eines Minimums bei ÿ $_{gap/cx}$ = 0,15, die reflektierte Energie sinkt auf einen Wert von E = 0,16 , ergibt einen Abfall von 63 % im Vergleich zum repräsentativen Spalt.

Das analytische Modell in Gleichung (6) enthält vier unabhängige Parameter:

$$E = \text{Funktion } A_{can}/A_{gap}, \ \ddot{y}, \ R_{plane}, \ \ddot{y}_{Lücke} \quad (14)$$

Eine Möglichkeit, Acan/Agap zu ändern, besteht darin, den mittleren Ringradius und das Verhältnis von Naben-zu-Spitzenradius festzulegen und die Anzahl der Dosen zu variieren . Die Wahl des Verhältnisses von Naben-zu-Spitze ist beliebig, da sowohl Acan als auch Agap proportional zur Ringhöhe sind. Wie bei den bisher vorgestellten Vorhersagen wird die akustische Reaktanz auf den Rayleigh-Wert eingestellt, während der akustische Widerstand ein freier Parameter ist. Diese Designstudie geht von einer konstanten reduzierten Frequenz von *ÿ* = 0,02 im kompakten Bereich aus, in dem das analytische Modell am genauesten ist. Die Designstudie geht außerdem von einem realen nachgeschalteten Reflexionskoeffizienten Rplane ohne Phasenverschiebung aus, eine gültige Vereinfachung im kompakten Bereich.

Abbildung 10a zeigt die Variation der Spaltlänge bei minimaler reflektierter Energie, $\ddot{y}_{Lücke,}$ L wenn die verbleibenden drei dimensionslosen Parameter von einem Basiszustand abweichen, der für große industrielle Gasturbinen repräsentativ ist. L ist umgekehrt proportional zur Anzahl der Dosen. Da $\ddot{y}_{Lücke}$ Acan ÿ 1/N und Agap ÿ Lgap ist, entspricht dies den Minima, die bei einem konstanten Wert von Acan/ Agap ÿ 1/(NLgap) auftreten, wenn andere Parameter festgelegt sind. Abbildung 10a zeigt auch, dass L direkt proportional zum Schallwiderstand und zum Reflexionskoeffizienten der nachgeschalteten Turbine $\ddot{y}_{Lücke}$ ist.

Abbildung 10b zeigt die minimale reflektierte Energie, E , als Funktion der Parameter bei ÿ Gleichung (14). Die Anzahl der Dosen hat einen schwachen Effekt, mit E ÿ Erhöhung um 21 %, wenn N abfällt

Machine Translated by Google



**vom Bezugspunkt 20 bis 7. Wenn der akustische Widerstand gegen Null fällt,** steigt **E ÿ schnell an – die Existenz eines Minimums erfordert einen Widerstand ungleich Null und würde durch ein reines Rayleigh-Leitfähigkeitsmodell nicht erfasst werden. Die minimal reflektierte Energie steigt, wenn die nachgeschaltete Turbine reflektierender wird, was mit der parallelen Form von Gleichung (6) übe**

**Die Beziehungen in Abbildung 10a implizieren, dass die optimale Lückenlänge entspricht**

$$\ddot{y}\text{RplaneAcan/Agap} = \text{konstant} = 1{,}91 \pm 12\ \% \quad (15)$$

wobei zur **Berechnung der Konstante eine analytische Modellierung des gesamten Konstruktionsraums von Abbildung 10** bei einer kompakten reduzierten Frequenz von *ÿ* = **0,02 verwendet wurde .** Eine Erhöhung der reduzierten Frequenz **auf** *ÿ* = **0,05 erhöht die Konstante um 13 %. Gleichung (15) ist eine Konstruktionsrichtlinie, die bei der Auswahl des Brennkammer-Turbinen-Abstands für minimale Reflexion und maximalen Schallverlust des Verbrennungssystems hilft.**

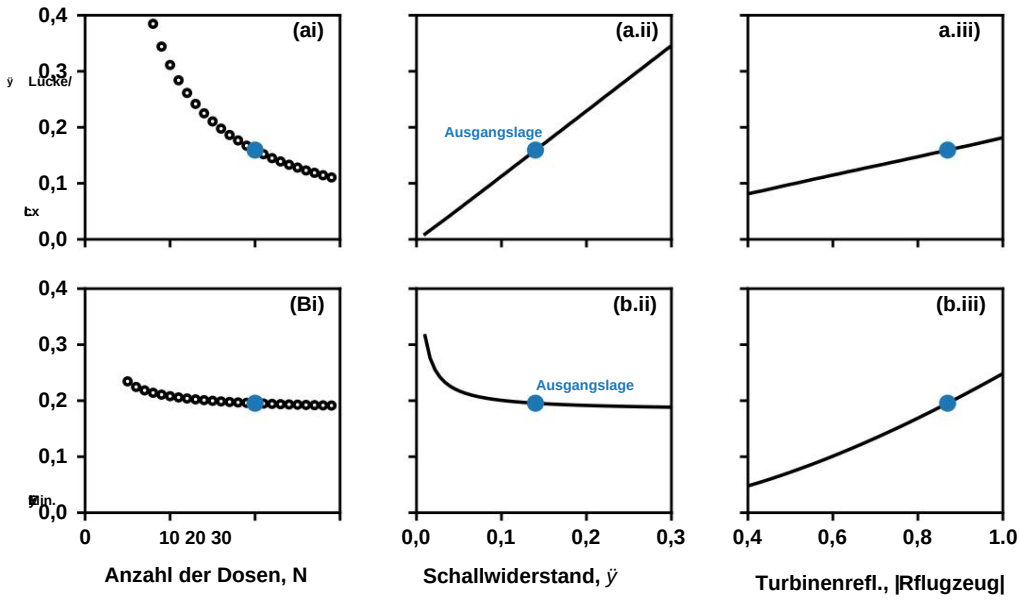



**Abbildung 10. Einfluss der Konstruktionsparameter (i) Anzahl der Dosen, N; (ii) Schallwiderstand, ÿ; und (iii) Turbinenreflexionskoeffizient, |Rplane| auf (a) optimale Brennkammer-Turbinen-Spaltlänge, (b) minimale reflektierte Energie. Die optimale Spaltlänge L ist umgekehrt proportional zu N und proportional zu *ÿ* und Spalt |Rplane|.**

**Um die Richtlinie in der Praxis anzuwenden, hat ein Ingenieur mehrere Möglichkeiten, einen akustischen Widerstand zuzuweisen. Wenn keine Berechnungen verfügbar sind, könnte eine erste Schätzung aus früheren Erfahrungen *ÿ* ÿ 0,1 sein. Eine Zwei-Dosen-Berechnung einer neuen Geometrie liefert einen genaueren Widerstand und, falls erforderlich, eine genauere Reaktanz. Die Anpassung an eine Berechnung des gesamten Rings ergibt den genauesten Wert für ÿ. Wenn dann Gleichung (15) für Agap** umgestellt **und durch die Ringhöhe geteilt wird, erhält man die optimale Spaltlänge.**

## 7. Schlussfolgerungen

**In diesem Artikel wurden zeitabhängige CFD-Analysen und ein analytisches Modell angewendet, um Übertragungsfunktionen zwischen einfallenden und reflektierten Wellen in einem ringförmigen Brennerrohr vorherzusagen. Diese Übertragungsfunktionen sind notwendige Randbedingungen für ein thermoakustisches Modell zur Bestimmung der Stabilität des Verbrennungssystems. Die Ergebnisse zeigen: 1. Das analytische Verbindungsimpedanzmodell von von Saldern et al. [4] erfordert einen akustischen Widerstand in der Größenordnung *von ÿ* ÿ 0,1 für Rohrübertragungsfunktionen, um CFD-Simulationen eines repräsentativen Gasturbinenbrenners zu entsprechen. Der Widerstand entsteht aufgrund der mittleren Strömungsrichtung und ist für repräsentative Brennerwandstärken eine schwache Funktion der Brennerrohrgeometrie.**

Machine Translated by Google



2. **Mit einem kalibrierten akustischen Widerstand reproduziert das analytische Modell den gesamten Ringraum CFD kann Funktionen auf 0,03 Amplitude und 0,15 Rad Phase im kompakten übertragen Regime, was auf die Gültigkeit der Modellannahmen hinweist. Vorhersagefehler nehmen zu schnell für** *ÿ* **ÿ 0,05 aufgrund nichtkompakter Effekte.**
3. **Bei Variation der Brennkammer-Turbinen-Spaltlänge ergibt sich für eine gegebene Kompaktfrequenz eine minimale reflektierte Energie bei einer Spaltlänge ungleich Null. Im Bezugsfall reflektierte Energie sinkt um 63% bei Lgap/cx = 0,15 im Vergleich zum Bezugswert Lgap/cx = 0,9. Die Minimum, wo die Beiträge der nachgeschalteten Turbine und anderer Dosen sich ausrichten Gegenphase, wird sowohl durch CFD-Simulationen als auch durch das analytische Modell erfasst.**
4. **Analytische Untersuchung des gekoppelten Rohr-Ringbrennkammer-Turbinen-Designraums ergibt eine Richtlinie für die minimal reflektierte Energie: bei optimaler Spaltlänge,**

$$\ddot{y}\text{RebeneAcan/Agap} \ddot{y} 1{,}91 .$$

**Das vorliegende analytische Modell erweist sich als nützliches Werkzeug zur Schätzung akustischer Randbedingungen in einem schnellen, iterativen Brennkammer-Entwurfsprozess, unterliegt jedoch zwei Einschränku Zunächst muss der Wert des akustischen Widerstandes kalibriert werden; die Übertragungsfunktionen jedoch sind nicht stark empfindlich gegenüber diesem Parameter. Zweitens geht das Modell von geringen reduzierten Frequenzen, die typisch für Instabilitäten in großen Industriemaschinen sind, aber nicht**
## Der Mechanismus der getrennten Impedanzbeiträge von Turbine und Gehäuse
**Dadurch bleibt die optimale Spaltlänge auch bei höheren Frequenzen erhalten.**

**Finanzierung: Diese Forschung wurde von Mitsubishi Heavy Industries finanziert, Zuschussnummer G106034.**

**Erklärung zur Datenverfügbarkeit: Der Autor ist nicht berechtigt, Daten weiterzugeben.**

**Danksagung: Der Autor dankt Mitsubishi Heavy Industries für die Finanzierung dieses Projekts.**
**insbesondere S. Uchida, K. Saitoh und T. Koda für ihr Interesse und ihre Unterstützung. Der Autor dankt**
**G. Pullan für seine Kommentare zu einem Entwurf dieses Manuskripts.**

**Interessenkonflikte: Der Autor erklärt, dass kein Interessenkonflikt besteht.**

**Nomenklatur**

**römisch**

a **[m sÿ1 ] Schallwellengeschwindigkeit**
A **[m2 ]** cx **Bereich**
**[m]** f **[Hz] Axialsehne der Schaufel**
**[–]** i k **[–] Frequenz**
**Imaginäre Einheit**
**Kann den Index verschieben**
**L-Abstand Brennkammer-Turbinen-Abstand**
**[m]** m **[–] Azimutalmodus-Index**
N **[–] Kann indizieren**
N **[-] Anzahl Dosen**
p **[Pa] Druck**
**R [-] Reflexionskoeffizient**
T **[K] Temperatur**
**T [-] Übertragungskoeffizient**
V **[m sÿ1 ] Geschwindigkeit**
w **[m] Brennkammerwandstärke**
**Z [–] Nichtdimmbare Impedanz**

**griechisch**

*ÿ* **[–] Spezifisches Wärmeverhältnis**
**E [–] [–]** *ÿ* **Reflektierte Schallenergie**
**[–] Anschlussimpedanz**
*ÿ* **[rad]** *ÿ* **Akustische Reaktanz**
**[–] [m2 s Winkelkoordinate**
*ÿ* **Reduzierte Frequenz**
*ÿ* **ÿ1 ] Kinematische Viskosität**
*ÿ* **[–] [kg Akustischer Widerstand**
*ÿ* **mÿ3 ] Dichte**

**Indizes und Akzente**

**0 Stagnationsbedingungen**
**Charakteristische Welle**
ÿ **Störung relativ zum Mittelwert**
~ **± Stromaufwärts oder stromabwärts verlaufend Azimutalmodus**
— **Zeitlicher Durchschnitt**
ÿ **Minimale reflektierte Schallenergie**

Machine Translated by Google



## Verweise


1. **Kaufmann, P.; Krebs, W.; Valdes, R.; Wever, U. 3D-thermoakustische Eigenschaften von Einkammer- und Mehrkammerbrennern Konfigurationen. In** Proceedings der ASME Turbo Expo; **ASME: New York, NY, USA, 2008. [CrossRef]**
2. **Venkatesan, K.; Cross, A.; Yoon, C.; Han, F.; Bethke, S. Studie zur Verbrennungsdynamik von Hochleistungsgasturbinen unter Verwendung eines Zweikammer-Verbrennungssystems. In** Proceedings of the ASME Turbo Expo; **ASME: New York, NY, USA, 2019. [CrossRef]**
3. **Ghirardo, G.; Di Giovine, C.; Moeck, JP; Bothien, MR Thermoakustik von Can-Annular-Brennkammern.** J. Eng. Gas Turbines Power **2019,** 141, **011007. [CrossRef] 4. von Saldern, JGR; Orchini, A.; Moeck, JP Analyse thermoakustischer Modi in Can-Annular-Brennkammern unter Verwendung effektiver Bloch-artige Randbedingungen.** J. Eng. Gas Turbines Power **2021,** 143, **071019. [CrossRef]**
5. **Fournier, GJJ; Meindl, M.; Silva, CF; Ghirardo, G.; Bothien, MR; Polifke, W. Low-Order-Modellierung von Can-Annular-Brennkammern.** J. Eng. Gas Turbines Power **2021,** 143, **121004. [CrossRef]**
6. **Brind, J. Akustische Randbedingungen für Can-Annular-Brennkammern. In Proceedings der 15. European Turbomachinery Conference, Beitrag Nr. ETC2023-140, Budapest, Ungarn, 24.–28. April 2023.**
7. **Orchini, A. Eine effektive Impedanz zur Modellierung der aeroakustischen Kopplung von über Öffnungen verbundenen Kanälen.** J. Sound Vib. **2022,** 520, **116622. [CrossRef]**
8. **Brind, J.; Pullan, G. Modellierung der akustischen Impedanz von Turbinen.** Int. J. Turbomach. Propuls. Power **2021, 6, 18. [CrossRef]**
9. **Brandvik, T.; Pullan, G. Ein beschleunigter 3D-Navier–Stokes-Solver für Strömungen in Turbomaschinen.** J. Turbomach. **2011,** 133, **021025. [Querverweis]**
10. **Poinsot, T.; Le Chatelier, C.; Candel, S.; Esposito, E. Experimentelle Bestimmung des Reflexionskoeffizienten einer vorgemischten Flamme in einem Kanal.** J. Sound Vib. **1986,** 107, **265–278. [CrossRef]**
11. **Miles, JH Akustische Übertragungsmatrix eines Kanals oder einer Düse mit variablem Querschnitt, der/die eine komprimierbare Unterschallströmung transportiert.** J. Acoust. Soc Am. **1981,** 69, **1577–1586. [CrossRef]**
12. **Miles, JH Antwort des Autors.** J. Sound Vib. **1995,** 182, **328–335. [CrossRef]**
13. **Morfey, C. Akustische Energie in ungleichförmigen Strömungen.** J. Sound Vib. **1971,** 14, **159–170. [CrossRef]**


**Haftungsausschluss/Anmerkung des Herausgebers: Die in allen Veröffentlichungen enthaltenen Aussagen, Meinungen und Daten sind ausschließlich die der einzelnen Autoren und Mitwirkenden und nicht die von MDPI und/oder den Herausgebern. MDPI und/oder die Herausgeber lehnen jegliche Verantwortung für Personen- oder Sachschäden ab, die aus den im Inhalt erwähnten Ideen, Methoden, Anweisungen oder Produkten resultieren.**

Machine Translated by Google

Internationale Zeitschrift für
*Turbomaschinen*
*Antrieb und Leistung*

MDPI

Artikel

# Potenzial der statischen Druckrückgewinnung von Rotor-Only Niederdruck-Axialventilatoren†

**Hauke Witte *, Christoph Bode und Jens Friedrichs**

**Institut für Strahlantriebe und Turbomaschinen, Technische Universität Braunschweig, Hermann-Blenk-Str. 37, 38108 Braunschweig, Deutschland; chr.bode@ifas.tu-braunschweig.de (CB); j.friedrichs@ifas.tu-braunschweig.de (JF)**
*** Korrespondenz: h.witte@ifas.tu-braunschweig.de; Tel.: +49-531-391-94229**
**† Dieses Manuskript ist eine erweiterte Version des Tagungspapiers ETC2023-157, das in den Proceedings der 15. European Turbomachinery Conference, Budapest, Ungarn, 24.–28. April 2023, veröffentlicht wurde.**

**Zusammenfassung: Niederdruck-Axialventilatoren werden typischerweise in einer Nur-Rotor-Konfiguration installiert und blasen direkt in die freie Atmosphäre aus, wobei der Ausstoß eine starke Wirbelkomponente aufweist. Da derartige Konstruktionen ohne Leitschaufeln den dynamischen Druck in der Wirbelkomponente nicht wieder in statischen Druck umwandeln können, wird der dynamische Druck normalerweise als Verlust betrachtet. Das radiale Gleichgewicht zeigt jedoch, dass ein erheblicher Teil der in dieser Wirbelkomponente enthaltenen kinetischen Energie als statischer Druck in der freien Atmosphäre zurückgewonnen wird. Dieser zusätzliche Ein Vergleich zwischen zwei Konfigurationen mit und ohne Nachleitschaufeln ermöglicht die Formulierung eines Bewertungskriteriums für die Konfiguration mit reinem Rotor. Unter Verwendung dieses Bewertungskriteriums zeigt die Untersuchung von Geschwindigkeitsprofilen, die generischen Rotordesigns entsprechen, vielversprechende Ergebnisse hinsichtlich der Druckrückgewinnung für neue Designs.**

**Schlüsselwörter: Niederdruck-Axialventilatoren; Druckrückgewinnung; freier Ausstoß**

check for updates

**Zitat: Witte, H.; Bode, C.; Friedrichs, J. Potenzial der statischen Druckrückgewinnung von Niederdruck-Axialventilatoren mit ausschließlich Rotor.** Int. J. Turbomach. Propuls. Power **2023, 8, 33. https://doi.org/10.3390/ ijtpp8030033**

**Wissenschaftlicher Redakteur: Colin Scrivener**

**Empfangen: 22. Mai 2023**
**Überarbeitet: 21. August 2023**
**Akzeptiert: 4. September 2023**
**Veröffentlicht: 8. September 2023**

**Copyright: © 2023 bei den Autoren. Lizenznehmer MDPI, Basel, Schweiz.**
**Dieser Artikel ist ein Open Access-Artikel, der unter den Bedingungen und Bedingungen der Creative Commons Namensnennungs-Lizenz (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/ ).**

## 1. Einleitung

In vielen Anwendungen werden Niederdruck-Axialventilatoren so konstruiert, dass sie große Volumenströme bei gleichzeitig kleinen Druckverhältnissen erreichen. Aus Kosten- und Platzgründen werden diese Ventilatoren normalerweise in einer Nur-Rotor-Konfiguration installiert, die einen wirbelnden Strahlstrom in die freie Atmosphäre abgibt. Eine solche Konstruktion ohne Auslassleitschaufeln kann den dynamischen Druck der Wirbelkomponente nicht wieder in statischen Druck umwandeln. Dies reduziert den statischen Druck am Auslass der Maschinen. Einfache Überlegungen zeigen jedoch, dass bei diesem freien Auslass eine statische Druckrückgewinnung stattfindet. Tatsächlich kann ein erheblicher Teil der Gesamt-zu-Statik-Druckerhöhung von Niederdruck-Axialventilatoren im Auslass stattfinden; daher ist eine gründliche Bewertung dieser Druckrückgewinnung im Hinblick auf das Ventilatordesign erforderlich.

Erste experimentelle Untersuchungen zum erzielbaren statischen Druckgewinn hinter Axialventilatoren mit reinem Rotor finden sich erstmals in [1]. Hier wird eine Freiwirbelkonstruktion mit einem Naben-Spitzen-Verhältnis von $\ddot{y}$ = 0,5 verwendet. Der gemessene statische Druckgewinn im freien Ausblas entspricht bei dieser Maschine einer Effizienzsteigerung von 4–7 %. Interessant ist, dass das Potenzial zur Effizienzsteigerung durch nachgeschaltete Leitschaufeln für derartige Maschinen in [2] mit 4–12 % angegeben wird, was in ähnlichen Größenordnungen liegt.

In [3] wurde eine Studie zur Maximierung der Effizienz von Axialventilatoren durchgeführt. Die Autoren verwendeten eine CFD-Methode, die mit neuronalen Netzen aus [4] trainiert wurde, und die mit einem evolutionären Optimierungsalgorithmus gekoppelt war. Das Hauptergebnis ihrer numerischen Studie war eine maximale Gesamt-zu-Statik-Effizienz von 68 %, wobei bestimmte geometrische Konstruktionskriterien wie fester Schwenkwinkel oder axialer Bauraum berücksichtigt wurden. Im Gegensatz dazu liegen die typischerweise erreichbaren Gesamt-zu-Statik-Effizienzen von Industriemaschinen eher b

Machine Translated by Google



**In der übrigen einschlägigen Literatur wurde der Fokus nicht auf die integrale Größe des Druckrückgewinns gelegt. Stattdessen wurde das Strömungsfeld der Entladung selbst sehr detailliert untersucht.**

Experimentelle Untersuchungen des Strömungsfeldes hinter Axialventilatoren mit ausschließlich Rotor werden in **[5] durchgeführt .** Dabei zeigen optische Messungen eines in ein Rohr ausströmenden Ventilators, dass **sich eine stark heterogene und ungleichmäßige turbulente Ausströmung ausbildet, die durch hohe Turbulenzintensitäten, insbesondere im sich bildenden Wirbelkern, gekennzeichnet ist, was die Komplexität der Ventilatorausströme verdeutlicht.**

**In [6] wurden numerische Untersuchungen der Nahfeldströmung eines Axialventilators mit nur einem Rotor bei niedrigen Volumenströmen durchgeführt. Die Untersuchungen zeigen, dass die Nahfeldströmung , die einen direkten Einfluss auf den Druckrückgewinn hat, maßgeblich vom Volumenstrom abhängt. Letzterer wiederum hat einen direkten Einfluss auf die Strömungsphänomene innerhalb der Schaufelpassage, die je nach Konstruktionsmethode unterschiedlich ausfallen.**

**In Anbetracht der vorliegenden Studien bleibt das Verhalten der statischen Druckrückgewinnung eine offene Frage. Insbesondere werden in dieser Arbeit, die unserem auf der 15. Europäischen Turbomaschinenkonferenz [7] veröffentlichten Beitrag entspricht, zwei Fragen untersucht: 1. Was ist der maximale Effekt, der durch optimale statische Druckrückgewi und wie kann es ausgewertet werden?**

**2. Inwieweit kann der statische Druckrückgewinn durch die geometrischen Gegebenheiten der Maschine und die Wirbelkonstruktion beeinflusst werden?**

## 2. Statische Druckrückgewinnung bei Niederdruck-Axialventilatoren mit ausschließlich Rotor

### 2.1. Annahmen und allgemeiner Mechanismus

**Abbildung 1 zeigt eine Axialventilatorkonfiguration nur mit Rotor, die in eine freie Atmosphäre entlädt, mit den qualitativen radialen Profilen der Umfangsgeschwindigkeit** *vÿ* **(blau) und des statischen Drucks** p **(rot). Wie in Abschnitt 1 erläutert, ist das Strömungsfeld im Allgemeinen stark heterogen und ungleichmäßig. Folglich sind für die Herleitungen in diesem Dokument mehrere Annahmen notwendig: 1. An Stelle 0, unmittelbar stromabwärts der Hinterkante, ist die Strömung achsensymmetrisch, reibungsfrei und weist keine radialen Geschwindigkeitskomponenten und keine meridionale Krümmung der Austrittsstromlinien auf; 2. Der Umgebungsdruck** pamb **prägt sich der Scherschicht zwischen dem Ventilatorauslass und der freien Atmosphäre auf (d. h. bei** rshear); **3. Stelle 1 liegt weit genug stromabwärts von Stelle 0, sodass die Umfangsgeschwindigkeitskomponente** des Auslasses durch **Impulsaustausch (d. h. Vermischung) mit der Umgebung vollständig verschwunden ist ; 4. Die freie Atmosphäre ist ausreichend groß, so dass Wände und andere Hindernisse den freien Ausstoß nicht beeinflussen. 5. Die Strömung wird als stationär und inkompressibel angenommen.**

**Unter den Annahmen 1 und 2 sind die radialen Verteilungen des statischen Drucks** p **und der Umfangsgeschwindigkeitskomponente** *vÿ* **sind über das radiale Gleichgewicht gekoppelt:**

$$p(r) = \int_{R}^{r\text{Schere}} \ddot{y} \frac{v\ddot{y}(r)^2}{R} Dr. + Pamb. \quad (1)$$

**Betrachtet man Position 0 in Abbildung 1, so zeigt die Entladung eine von Null verschiedene radiale Verteilung der Umfangsgeschwindigkeit. Die Auswertung von Gleichung (1) mit einer solchen Verteilung ergibt eine monoton zunehmende statische Druckverteilung mit** pamb **als Maximalwert an der Scherschicht. Folglich liegt der mittlere statische Druck an Position 0 unter dem Umgebungsdruck .**

**Weiter stromabwärts an Stelle 1 ist die Umfangsgeschwindigkeit unter Annahme 3 verschwunden. Betrachtet man Gleichung (1) erneut, so ergibt sich, dass der statische Druck über den Radius konstant ist und der mittlere Druck an Stelle 1 dem Umgebungsdruck entspricht . Nach dieser Argumentation muss der mittlere statische Druck**

Machine Translated by Google



**von Position 0 auf Position 1 erhöht. Tatsächlich wird von Position 0 auf Position 1 ein beträchtlicher Teil der im Ventilatorauslass enthaltenen kinetischen Energie in potentielle Energie in Form einer statischen Druckerhöhung umgewandelt. Daher wirkt die freie Atmosphäre als Auslassleitschaufel .**

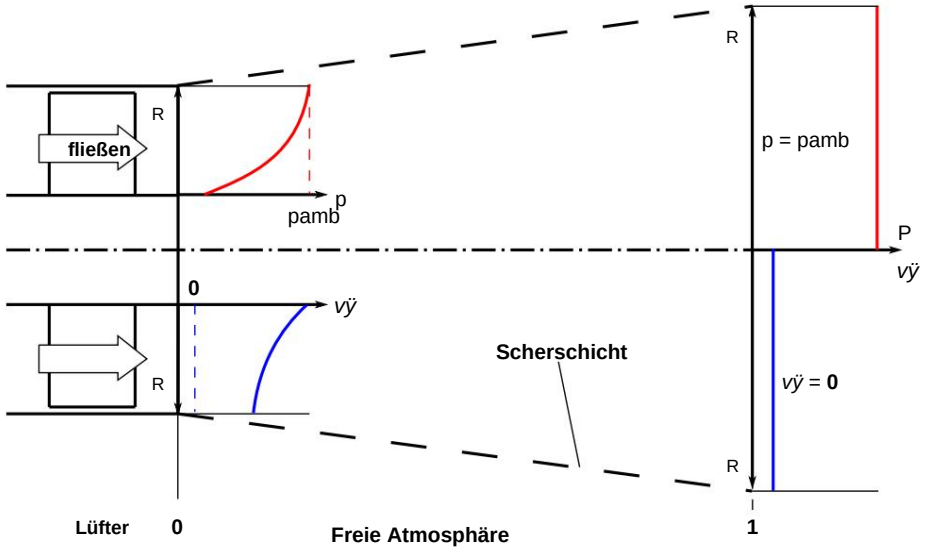



**Abbildung 1. Schematische radiale Verteilung des statischen Drucks (rot) und der Umfangsgeschwindigkeit (blau) an zwei Stellen im Lüfterauslass.**

2.2. Bewertungskriterium der statischen Druckrückgewinnung **Um**

**das Potenzial der statischen Druckrückgewinnung in der freien Atmosphäre zu untersuchen, muss es angemessen bewertet werden. Ein angemessenes Bewertungskriterium sollte in der Lage sein, verschiedene Ventilatorkonstruktionen unabhängig von ihrem Wirbeldesign, Betriebspunkt und ihren geometrischen Merkmalen zu**

**Um ein solches Bewertungskriterium abzuleiten, wird** die Nur-Rotor-Konfiguration aus Abbildung 1 **mit einer Konfiguration mit Nachleitschaufeln verglichen, die in Abbildung 2 schematisch dar Die axialen Verläufe des durchschnittlichen Gesamtdrucks und des statischen Drucks vom Einlass bis zur Stelle 1 sind rot bzw. grün dargestellt. Diese Kurven sind insofern stark idealisiert, als dass Verluste in den Kanälen vor und nach dem Rotor und Stator vernachlässigt werden.**

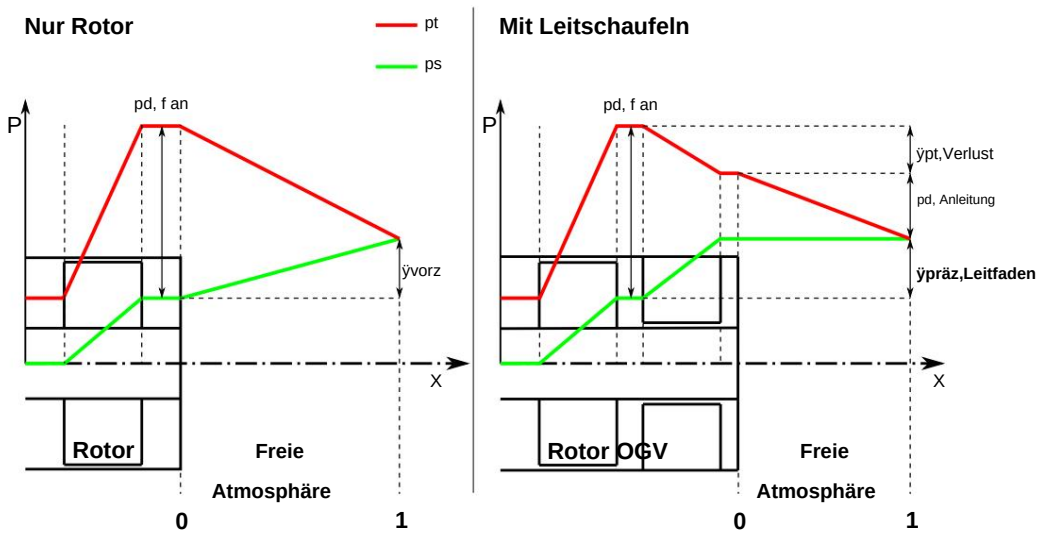



**Abbildung 2. Vergleich zweier Lüfterkonfigurationen – einer Nur-Rotor-Konfiguration (links) und einer Konfiguration mit nachgeschalteten Leitschaufeln (rechts) – und ihrer entsprechenden Gesamtdruckverläufe (rot) und statischen Druckverläufe (grün) vom Einlass bis zur Position 1.**

Machine Translated by Google



In der Rotor-only-Konfiguration (linke Seite von Abbildung 2) erhöht der Lüfter die durchschnittliche statischer und totaler Druck aus den Zuflussbedingungen, was den dynamischen Druck in der Lüfterauslass pd, Lüfter. In der freien Atmosphäre hinter dem Ventilator beträgt der statische Druck steigt um ÿprec und der Gesamtdruck sinkt, bis schließlich der dynamische Druck ist gleich Null.

Die rechte Seite von Abbildung 2 zeigt eine Konfiguration mit Auslassleitschaufeln stromabwärts des Lüfters. In dieser Konfiguration wird angenommen, dass der Lüfter dem Fall des reinen Rotors entspricht. Dabei wird der gleiche Druckanstieg und damit auch der gleiche dynamische Druck pd, f an erreicht. Im Gegensatz zum reinen Rotorfall ist die Umfangsgeschwindigkeitskomponente der Entladung wird in den Nachleitschaufeln verzögert und der statische Druck entsprechend erhöht um ÿprec,guide. Der Auslass der Leitschaufeln hat einen durchschnittlichen dynamischen Druck von pd,guide. Darüber hinaus führen die Auslassleitschaufeln zu einem Gesamtdruckverlust ÿpt,loss in der Strömung. Das Ausströmen der Leitschaufeln in die freie Atmosphäre führt nicht zu einem statischen Druck Erholung, da es gemäß seiner idealisierten Definition keine Umfangsgeschwindigkeitskomponente hat und Folglich ist der zuvor beschriebene Mechanismus der statischen Druckerhöhung nicht anwendbar. Analog zum Fall des Rotors wird der Restdynamikdruck in der freien Atmosphäre tendieren schließlich durch Dissipation an der Stelle 1 gegen Null.

Aus der rechten Seite der Abbildung 2 ist ersichtlich, dass bei der installierten Steckdose Leitschaufeln wird der dynamische Druck des Fans pd, f an exakt aufgeteilt in den Gesamtdruck Verlust der Leitschaufeln ÿpt,loss, der dynamische Druck hinter den Austrittsleitschaufeln pd,guide und der statische Druck erhöhen die Leitschaufeln ÿprec,guide, wie in

$$pd, f\,an = ÿpt,Verlust + pd,Leitfaden + ÿprec,Leitfaden. \quad (2)$$

Daraus lässt sich ein Bewertungskriterium für die Anforderung der Druckerhöhung ableiten der Leitschaufeln ÿprec,guide gleich der statischen Druckrückgewinnung des Rotors sein Konfiguration:

$$\textbf{ÿprec,Leitfaden} = ÿprec. \quad (3)$$

Setzt man dies in Gleichung (2) ein und isoliert den Gesamtdruckverlust der Leitschaufeln ÿpt, Verlustrenditen

$$ÿpt,Verlust = pd, fan\ ÿ\ ÿprec\ ÿ\ pd,Guide. \quad (4)$$

Genauer gesagt, Nachleitschaufeln, die einen Gesamtdruckverlust von ÿpt,loss verursachen, als berechnet nach Gleichung (4) auf das System, erreichen genau den gleichen Betrag an statischem Druck erhöhen, wie es bei einer entsprechenden Rotor-only-Konfiguration in der freien Atmosphäre der Fall ist. Um die Vergleichbarkeit zwischen verschiedenen Designs zu erhöhen, kann dieser Gesamtdruckverlust formuliert werden in einen Gesamtdruckverlustkoeffizienten umgerechnet, der zum gewünschten Bewertungskriterium der statischen Druckrückgewinnung durch

$$ÿLeitfaden = \frac{ÿpt,Verlust}{pd, f\,an\ ÿ\ pd,guide}. \quad (5)$$

Ersetzt man den Gesamtdruckverlust der Leitschaufeln durch Gleichung (4), erhält man schließlich

$$ÿLeit = \mathbf{1}\ ÿ\ \frac{ÿvorz}{pd, f\,an\ ÿ\ pd,guide}. \quad (6)$$

Beim Vergleich verschiedener Lüfter in einer Nur-Rotor-Konfiguration und der Berechnung von ÿguide für Bei jedem Design erreichen Lüfterdesigns mit niedrigen ÿguide- Werten eine bessere statische Druckrückgewinnung als eine Konstruktion mit hohen ÿguide-Werten . Aus einer anderen Perspektive erreichen Lüfterkonstruktionen in einer Nur-Rotor- Konfiguration, für die ein bestimmter ÿguide -Wert bestimmt wird, die totaler zu statischer Druckanstieg als Konfigurationen mit Leitschaufeln, bei denen die Leitschaufeln haben einen Gesamtdruckverlustbeiwert von exakt ÿLeit.

Machine Translated by Google



2.3. Modellierung der Wiederherstellung des statischen Drucks

**Um** ÿguide **aus konstruktionstechnischer Sicht als Bewertungskriterium verwenden zu können, ist es notwendig, es direkt anhand der Fan-Konstruktionsparameter beurteilen zu können. Zentrale Parameter der Fan-Konstruktion sind die radialen Profile der axialen** (vx(r)) **und umfangsmäßigen** (vÿ (r)) **Geschwindigkeit hinter dem Fan, die durch die Wirbelkonstruktion definiert werden. Mit Kenntnis der Geschwindigkeitsprofile** können alle in ÿguide **eintretenden Drücke wie im Folgenden beschrieben berechnet werden.**

**Der lokale dynamische Druck im Auslass des Lüfters** pd, f an(r) **ist eine Funktion der lokalen Geschwindigkeitsgröße** v(r) **und damit nur eine Funktion von** vx(r) **und** *vÿ* (r) . **Die massenstromgewichtete Mittelung des dynamischen Drucks ergibt schließlich**

$$\text{pd, f an} = \frac{2ÿ}{ÿVÿ} \int_{\text{Rhabarber}}^{\text{rtipp}} ÿ\, rÿvx(r)\, 2_ \left[ vx(r)^2 + vÿ(r)^2 \right] \text{Dr.} \quad \textbf{(7)}$$

**Zur Berechnung** von pd,guide **wird angenommen, dass der Auslass der Konfiguration mit Leitschaufeln über den Radius konstant und rein axial ist. Folglich kann der dynamische Druck hinter den Auslassleitschaufeln** pd,guide **zu einer Funktion des Volumenstroms und der Geometrie vereinfacht werden:**

$$\text{pd,Führung} = \frac{ÿ}{2} \left( \frac{}{\textbf{Vÿ}\ \text{Af}} \right)^2 . \quad \textbf{(8)}$$

an **Um den Gesamtdruckverlustkoeffizienten** ÿguide **nach Gleichung (6) zu berechnen, ist der Druckrückgewinn in der freien Atmosphäre der Rotorkonfiguration** ÿprec **noch unbekannt und muss geschätzt werden. Im Allgemeinen wird dieser Druckrückgewinn als die Differenz zwischen dem Durchschnittsdruck an Ort 1 und Ort 0 definiert:**

$$ÿprec = \textbf{p1}\ ÿ\ \overline{\textbf{p0}}. \quad \textbf{(9)}$$

**Wie in Abschnitt 2.1 beschrieben, ist der Durchschnittsdruck an Ort 1 gleich dem Umgebungsdruck . Um den durchschnittlichen statischen Druck an Ort 0 abzuschätzen, wird Gleichung (1) wiederholt, wobei der statische Druck mit der Umfangsgeschwindigkeit verknüpft wird. Da p0 ein statischer Druck ist,** wird **der Durchschnittsdruck p0 als flächengewichteter Durchschnitt abgeleitet. Setzt man den flächengewichteten Durchschnitt von** p0(r), der durch Gleichung **(1) berechnet wurde , in Gleichung (9) ein, ergibt sich die statische Druckerholung in der freien Atmosphäre**

$$ÿprec = ÿ \left( \frac{1}{\text{Af ein}} \int_{\text{Rhabarber}}^{\text{rtip}} 2ÿr \int_{R}^{\text{rtipp}} ÿ \left( \frac{vÿ(r)}{R} \right)^2 \text{Ärzte, Ärzte.} \right) \quad \textbf{(10)}$$

**Wenn alle entsprechenden Drücke in Gleichung (6) eingesetzt sind, ergibt sich** ÿguide als **Funktion von** vx **und** *vÿ* **durch**

$$ÿLeit = \textbf{1}\ ÿ \left( \frac{\frac{1}{\text{Af ein}} \int_{\text{Rhabarber}}^{\text{rtip}} 2ÿr \int_{R}^{\text{rtipp}} ÿ \left( \frac{vÿ(r)}{R} \right)^2 \text{dr dr}}{\frac{2ÿ}{ÿVÿ} \int_{\text{Rhabarber}}^{\text{rtipp}} ÿ\, rÿvx(r)\, 2_ \left[ vx(r)^2 + vÿ(r)^2 \right] \text{dr} ÿ\, 2\, ÿ \left( \frac{vÿ}{\text{Af ein}} \right)^2} \right) . \quad \textbf{(11)}$$

**3. Methodik** 3.1.

Idealisiertes Referenzdesign

**Um einen später in dieser Arbeit definierten Designraum hinsichtlich des Potenzials von** ÿguide zu erkunden, **wird als Ausgangspunkt ein idealisiertes Referenzdesign erstellt. Zur Berechnung von** ÿguide werden **nur die stromabwärtigen Geschwindigkeitsprofile sowie der Naben- und Spitzenradius benötigt. Folglich werden in dieser Arbeit keine realen Fandesigns selbst, sondern nur die daraus resultierenden stromabwärtigen Geschwindigkeitsprofile berücksichtigt, was das entsprechende Tragflächendesign impliziert. Um diese stromabwärtigen Geschwindigkeitsprofile so einfach wie möglich zu halten, wird die Strömung in dem Sinne stark idealisiert, dass Grenzschichten und Sekundärströmungen vernachlässigt werden. Das idealisierte Referenzdesign**

Machine Translated by Google



**Es wird dann angenommen, dass es sich um ein Freiwirbeldesign handelt, das durch eine nachgeschaltete Umfangsgeschwindigkeit proportional zu** 1/r. **Unter Berücksichtigung des radialen Gleichgewichts ergibt sich eine konstante Axialgeschwindigkeit über den Radius:**

$$\text{vÿ,re } f(r) = \frac{c\ddot{y}}{R} \qquad \text{und vx,re } f(r) = cx. \tag{12}$$

**Das Gesamtniveau der Profile (bzw. der Wert der Konstanten** *cÿ* **bzw.** cx ) **wird an den Betriebspunkt angepasst. Der Betriebspunkt des Referenzdesigns ist definiert durch den Durchflusskoeffizienten** *ÿ* **und den Gesamtarbeitskoeffizienten** *ÿ* **durch**

$$\ddot{y} = \frac{v\ddot{y}}{\text{Von an} \cdot \text{utip}} \qquad \text{und } \ddot{y}t = \frac{2 \cdot \overline{\ddot{y}pt}}{\ddot{y} \cdot u_{Tipp}^{2}}. \tag{13}$$

**Der totale Druckanstieg** ÿpt **ergibt sich aus der massengemittelten Eulerarbeit und ist somit eine Funktion der Geschwindigkeitsprofile. Die Umfangsgeschwindigkeit des Zuflusses wird angenommen auf Null. Die Blattspitzengeschwindigkeit** utip **wird durch den Spitzenradius** rtip **und die Rotationsgeschwindigkeit bestimmt. Zusätzlich wird ein Naben-Spitzen-Verhältnis** *ÿ* **angegeben, um den Nabenradius zu bestimmen. Tabelle 1 fasst die Betriebspunkt und die geometrischen Parameter, die auf die Werte herkömmlicher Niederdruck-Axialventilatoren. Die untersuchten Naben-Spitzen-Verhältnisse von 0,3 und 0,5 repräsentieren die Unter- und Obergrenzen üblicher Designs.**

**Tabelle 1. Betriebspunkt und geometrische Parameter.**

| Parameter | *ÿ* | ÿt | Tipp | Drehzahl | *ÿ* |
|---|---|---|---|---|---|
| Wert | 0,215 | 0,300 | 0,250 m | 1350 minÿ1 | 0,3, 0,5 |

### 3.2. Zweidimensionaler Designraum

**Mit den stromabwärtigen Geschwindigkeitsprofilen des idealisierten Referenzdesigns kann ein zweidimensionaler Designraum aufgespannt werden, indem die axialen und Umfangsgeschwindigkeitsprofile, obwohl dies, wie später erläutert, zu nicht-physikalischen Diese Variation der Geschwindigkeitsprofile wird durch die lineare Verschiebung erreicht Funktionen** sx(r) **und** *sÿ* (r).

**Da die Verschiebungsfunktionen** sx(r) **und** *sÿ* (r) **linear sind, sind sie vollständig definiert durch ihre radiale Gradienten dsx/dr und dsÿ/dr und Konstanten cx,op und** cÿ,op. **Positive Werte von dsx/dr und dsÿ/dr erzeugen Geschwindigkeitsprofile, die zum Gehäuse verschoben sind, und negative Werte erzeugen Geschwindigkeitsprofile auf die Nabe verschoben. Während des Verschiebungsvorgangs der Geschwindigkeit Profile wird ihr Gesamtpegel um cx,op bzw.** cÿ,op angepasst , **um sicherzustellen, dass die Der Betriebspunkt in Bezug auf** *ÿ* **und** *ÿ* **ist für alle generierten Profile konstant. Durch Hinzufügen der linearen Verschiebungsfunktionen auf die Geschwindigkeitsprofile des Referenzdesigns in Gleichung (12) angewendet , Die Geschwindigkeitsprofile stromabwärts sind gegeben durch**

$$v\ddot{y},\ \text{shift}(r) = \frac{c\ddot{y}}{R} + \frac{ds\ddot{y}}{dr} \cdot r + c\ddot{y},op, \tag{14}$$

$$vx,\ \text{verschiebung}(r) = cx + \frac{dsx}{op.dr} r + cx, \tag{15}$$

**Folglich** sind **dsx/dr und dsÿ/dr die Parameter, die einen zweidimensionalen Gestaltungsspielraum für die Variation der Geschwindigkeitsprofile, wobei** *cÿ* **und** cx **konstant gehalten werden zu den Werten des referenzfreien Wirbeldesigns. Diese beiden Parameter werden unabhängig voneinander variiert . Bei Axialventilatoren ist eine solche unabhängige Variation offensichtlich nicht möglich. Tatsächlich ist Gleichung (14) analog zu einem allgemeineren Wirbeldesign, bei dem der Term cÿ/r stellt einen freien Wirbel dar und der Term** dsÿ/dr·r **bezeichnet den festen Wirbel. Bei Variation der feste Wirbelanteil durch Variation von dsÿ/dr, jedes resultierende Umfangsgeschwindigkeitsprofil ist gekoppelt an ein spezifisches axiales Geschwindigkeitsprofil durch das isentropische einfache radiale Gleichgewicht. Das resultierende axiale Geschwindigkeitsprofil kann wiederum durch ein lineares Profil angenähert werden und**

Machine Translated by Google



**anschließend mit einem bestimmten Wert von dsx/dr verknüpft. Dies ergibt eine einzelne Linie theoretisch realisierbarer Geschwindigkeitsprofile von Axialventilatoren im zweidimensionalen Entwurfsraum von dsÿ/dr und dsx/dr, die später in dieser Arbeit erörtert wird. Theoretisch könnten Abweichungen von dieser Linie möglich sein, wenn der Entwurfsraum für diagonale oder radiale Maschinen geöffnet wird, die eine erhebliche Stromlinienkrümmung verursachen, dies wird in dieser Arbeit jedoch nicht berücksichtigt.**

**Die oberen und unteren Grenzen des Gradienten der axialen Verschiebungsfunktion dsx/dr werden so festgelegt , dass die axiale Geschwindigkeit an den Grenzen des Entwurfsraums am Gehäuse bzw. an der Nabe Null erreicht. Die minimalen und maximalen Werte von dsÿ/dr werden gleich den Extremwerten von dsx/dr gesetzt. Schließlich** werden **dsx/dr und dsÿ/dr durch ihre Extremwerte normalisiert, sodass die Vektoren des zweidimensionalen Entwurfsraums** dsx,norm/dr **und** dsÿ,norm/dr auf **[ÿ1,** 1] **definiert sind .**

**Abbildung 3 zeigt Beispiele der Geschwindigkeitsprofile im Entwurfsraum. Die Abszisse zeigt** dsx,norm/dr. **Bei Geschwindigkeitsprofilen auf der linken Seite in Abbildung 3, wo** dsx,norm/dr **negativ ist, konzentriert sich der Massenstrom an der Nabe, und anschließend** ist dsx,norm/dr bei den Profilen auf der rechten **Seite positiv und der Massenstrom konzentriert sich am Gehäuse. Die Ordinate zeigt** dsÿ,norm/dr, **was dem festen Wirbelteil von Gleichung (14) ähnelt. Bei Geschwindigkeitsprofilen auf der unteren Seite in Abbildung 3, wo** dsÿ,norm/dr **negativ ist, wird die Euler-Arbeit an der Nabe erhöht ,** und anschließend **ist** dsÿ,norm/dr **bei den Profilen auf der oberen Seite** positiv und die **Euler-Arbeit wird in Richtung des Gehäuses erhöht. Die Geschwindigkeitsprofile bei den Koordinaten (0, 0) in Abbildung 3 entsprechen dem referenzfreien Wirb**

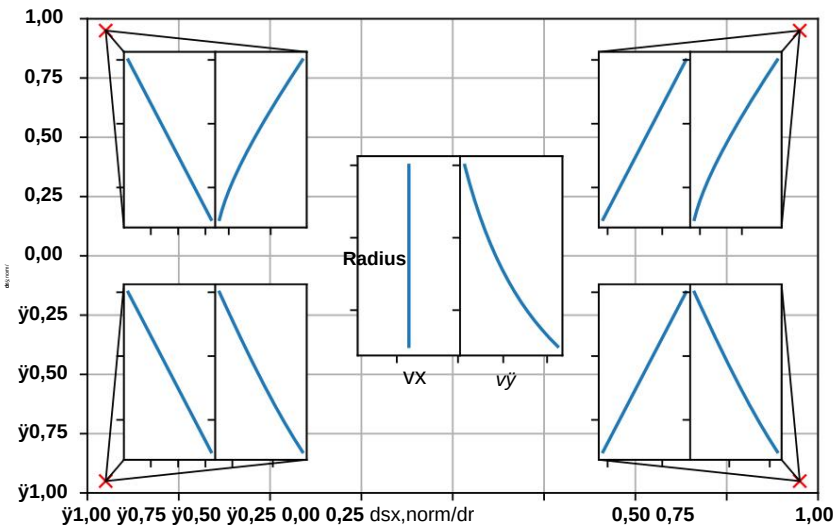



**Abbildung 3. Geschwindigkeitsprofilbeispiele des Entwurfsraums, der durch die normalisierten Gradienten der linearen Verschiebungsfunktionen gebildet wird. Die Profile bei (0, 0) entsprechen einem Freiwirbelentwurf. Die resultierenden Geschwindigkeitsprofile an den Ecken des Entwurfsraums (rote Kreuze) werden zum Vergleich ange**

#### 4. Ergebnisse der Design Space Exploration

**Da jeder Punkt des zweidimensionalen Designraums einen Satz von Geschwindigkeitsprofilen darstellt, die ein Lüfterdesign implizieren,** kann ÿguide **für jeden Punkt ausgewertet werden, ungeachtet der Tatsache, dass einige Profile nicht physikalisch sind. Dies ergibt ein Konturdiagramm von** ÿguide **über** dsx,norm/dr **und** dsÿ,norm/dr, **wie in Abbildung 4 für zwei Werte des Naben-zu-Spitzen-Verhältnisses** *ÿ* **von 0,3 (links) und 0,5 (rechts) dargestellt. In diesen Konturen stellen die schwarzen Linien die Punkte dar, an denen die Geschwindigkeitsprofile dem isentropischen einfachen radialen Gleichgewicht gehorchen und die daher in Axiallüfterdesigns theoretisch realisierbar sind. Die roten Kreuze markieren den optimalen, d. h. minimalen Wert von** ÿguide **auf diesen Linien.**

Machine Translated by Google



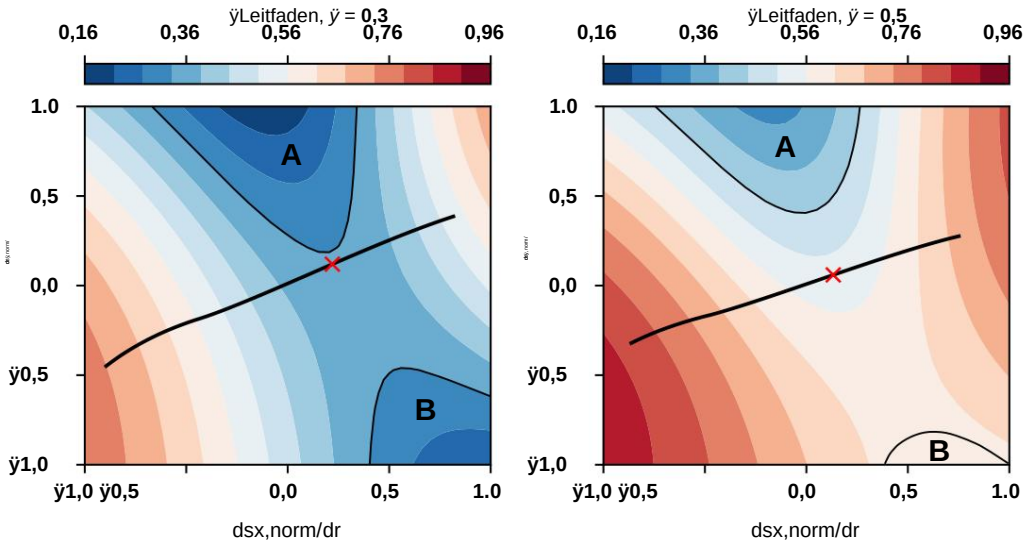



**Abbildung 4. Konturen von** ÿguide **im Entwurfsraum für ein Naben-Spitzen-Verhältnis** *ÿ* **von 0,3 (links) und 0,5 (rechts). Geschwindigkeitsprofile, die dem isentropen einfachen radialen Gleichgewicht gehorchen, sind schwarz dargestellt, während die roten Das Kreuz markiert den optimalen Punkt auf dieser Linie.**

**Betrachtet man zunächst die gesamte Kontur für beide Naben-Spitzen-Verhältnisse, so ist es offensichtlich, dass Im Allgemeinen führt der niedrigere Wert von** *ÿ* **= 0,3 (links) zu niedrigeren (d. h. besseren) Werten von** ÿguide. **Tatsächlich Der globale Minimalwert von** ÿguide **beträgt ungefähr 0,18 für** *ÿ* **= 0,3, während er für** *ÿ* **= 0,5 beträgt 0,31. Die besten Werte von** ÿguide **für die realisierbaren Lüfterdesigns (schwarze Linien) betragen 0,35 und 0,53 für** *ÿ* **= 0,3 bzw.** *ÿ* **= 0,5.**

**Neben quantitativen Unterschieden können qualitative Beobachtungen gleichermaßen gemacht werden für beide Naben-zu-Spitzen-Verhältnisse. Generell günstige Lüfterkonstruktionen in Bezug auf** ÿguide **finden sich in zwei getrennte Bereiche A und B der Konturdiagramme. Bereich A oben in der Mitte mit**

$$\frac{dsx,norm,A}{Dr.} \text{ ÿ } 0 \text{ und } \qquad \frac{ds\ddot{y},Norm,A}{Dr.} > 0 \qquad (16)$$

**entspricht Lüfterkonstruktionen mit konstanter axialer Abströmgeschwindigkeit und umlaufender Geschwindigkeit in Richtung Gehäuse verschoben. Bereich B nach unten rechts mit**

$$\frac{dsx,norm,B}{} > 0 \text{ und } dr \qquad \frac{ds\ddot{y},Norm,B}{Tage} < 0 \qquad (17)$$

**entspricht Lüfterkonstruktionen mit zum Gehäuse verlagerter Axialgeschwindigkeit nachgeschaltet und eine zur Nabe hin verlagerte Umfangsgeschwindigkeit.**

**Konzentrieren wir uns auf die Menge der stromabwärts verlaufenden Geschwindigkeitsprofile, die der isentropischen einfachen radialen Gleichgewichts (schwarze Linien in Abbildung 4) können** starke Schwankungen von ÿguide beobachtet werden. Für **Bei den Konstruktionen mit einem Naben-Spitzen-Verhältnis von** *ÿ* **= 0,3 beträgt der optimale Wert von** ÿguide **0,35, während ungünstige Designs erreichen nur Werte um 0,76. Im Fall von** *ÿ* **= 0,5 ist der optimale Wert der realisierbaren Entwürfe liegt bei 0,53, während andere Entwürfe auf Werte von 0,84 abfallen. Diese harten Unterschiede zeigen tatsächlich, dass es wichtig ist, die statische Druckwiederherstellung in zu berücksichtigen die freie Atmosphäre bereits im Wirbeldesign des Ventilators. Das optimale Wirbeldesign in In Bezug auf** ÿguide **(rote Kreuze in Abbildung 4) scheint der Wert leicht von einem reinen freien Wirbel verschoben zu sein Design (Koordinaten (0, 0)) in Richtung eines Designs mit einer Mischung aus freiem Wirbel und festem Wirbel.**

## 5. Diskussion

**Die physikalische Interpretation für kleinere Naben-Spitzen-Verhältnisse ergibt günstigere Werte von** ÿguide **ist ein größerer ringförmiger Kanal, der mehr rotierende Masse enthält. Folglich rotierende Masse führt zu höheren Trägheitskräften (d.h. Zentrifugalkräften), die zunächst**

Machine Translated by Google



der Unterdruck im Ventilatorauslass. Somit ist der Unterschied zum Umgebungsdruck
Der Druck im Lüfterauslass ist stärker.

Der Grund für die günstigen Regionen A und B des Entwurfsraums wird deutlich bei Betrachtung von Abbildung 5, die Konturdiagramme der statischen Druckwiederherstellung zeigt ψprec und der dynamische Druck hinter dem Lüfter pd, f an. Um Gleichung (6) zu wiederholen: beide Drücke sind die zentralen Größen, die ψguide definieren, wobei pd,guide konstant ist für einen festen Betriebspunkt unter den getroffenen Annahmen. Gleichung (6) zeigt, dass hohe -Werte von ψprec und niedrige Werte von pd, f führen zu guten (d. h. niedrigen) Werten von ψguide.

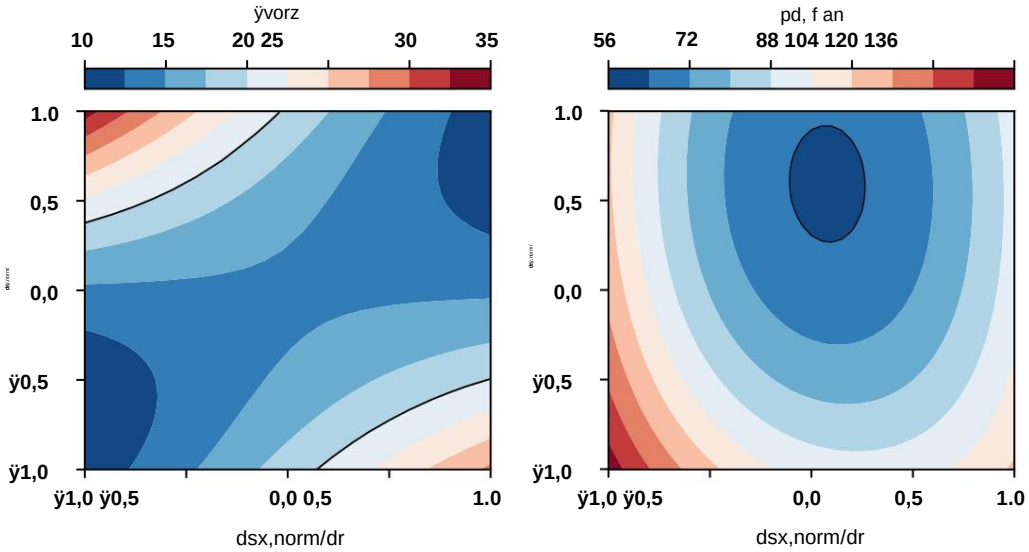



**Abbildung 5. Kontur der statischen Druckrückgewinnung (links) und des dynamischen Drucks im Lüfterauslass (rechts) für** $\psi$ **= 0,5. Schwarze Linien umkreisen günstige Bereiche des Entwurfsraums.**

Betrachtet man zunächst die Kontur von ψprec auf der linken Seite von Abbildung 5, so sind günstige Regionen befinden sich oben links und unten rechts im Entwurfsraum. In der oberen linken Region von Im Bauraum wird die Umfangsgeschwindigkeit in Richtung Gehäuse verlagert. Dies führt zu niedrigere Drücke an den äußeren Radien und gleichzeitig höhere Drücke an den inneren Radien im Vergleich zum Referenzdesign. Bei Flächenmittelung des statischen Drucks über die Radius zur Berechnung von ψprec, die niedrigeren Drücke am Gehäuse überwiegen die höheren Drücke im Zentrum, da sie auf eine größere Fläche wirken. Außerdem ist in dieser Region die Masse Der Fluss konzentriert sich in den Regionen mit der niedrigsten Umfangsgeschwindigkeit, d. h. den niedrigsten Euler-Arbeit. Wenn die massegemittelte Euler-Arbeit für alle Geschwindigkeiten gleich sein soll Profile erfordert dies eine globale Erhöhung der Umfangsgeschwindigkeit. Schließlich werden beide Effekte führen zu höheren ψprec-Werten . Im unteren rechten Bereich des Designraums die Umfangsgeschwindigkeit wird zur Nabe hin verschoben. Hier ist der Effekt entgegengesetzt zum Region oben links. Obwohl an den äußeren Radien höhere Drücke auf größere Flächen, die minimalen Werte der Drücke, die an der Nabe entstehen, kompensieren dies. Darüber hinaus ist in dieser Region der gleiche globale Anstieg von $\psi\psi$ aufgrund analoger Gründe, wie im oberen linken Bereich des Designraums. Insgesamt sind also höhere Werte von ψprec in dieser Region erreicht. Tatsächlich erreicht das freie Wirbelreferenzdesign bei den Koordinaten (0, 0) recht niedrige Werte der statischen Druckrückgewinnung, wenn man den gesamten Konstruktionsraum betrachtet.

Im Gegensatz zur Kontur von ψprec zeigt die Kontur von pd, f an nur eine einzige günstige Bereich minimaler Werte in der oberen Mitte des Entwurfsraums. Dies ist sowohl auf die axiale und die Umfangsgeschwindigkeiten sind dabei über den Radius annähernd konstant Region. Konstante Geschwindigkeitsprofile führen zu minimalem durchschnittlichen dynamischen Druck, da der quadratische Einfluss der Geschwindigkeit auf den dynamischen Druck. Dieser quadratische Einfluss führt dazu, dass nicht-konstante Profile mit ihren entsprechenden höheren maximalen Werte führen zu höheren durchschnittlichen dynamischen Drücken. Die Kombination dieser verschiedenen

Machine Translated by Google



**Günstige Bereiche von** ÿprec **und** pd, f an **im Entwurfsraum führen schließlich zu den günstigen Bereichen A und B in der Kontur von** ÿguide.

## 6. Schlussfolgerungen

**Der allgemeine Mechanismus der Druckrückgewinnung, der in Abschnitt 2.1** beschrieben wird , **ergibt sich direkt aus einer starken Umfangsgeschwindigkeitskomponente, die im Auslass des Ventilators vorhanden ist und einen Unterdruck erzeugt, der stromabwärts in der freien Atmosphäre verschwindet. Unter Berücksichtigung dieses Mechanismus werden in diesem Artikel die beiden in der**

**Einleitung gestellten Fragen beantwortet: Der in dieser Arbeit abgeleitete Gesamtdruckverlustkoeffizient** ÿguide **bietet eine Metrik, mit der die statische Druckrückgewinnung in der freien Atmosphäre bewertet werden kann. Die Mindestwerte von** ÿguide **betragen 0,35 und 0,53 für Naben-Spitzen-Verhältnisse von** *ÿ* **= 0,3 bzw.** *ÿ* **= 0,5, wenn die Geschwindigkeitsprofile betrachtet werden, die dem einfachen isentropischen radialen Gleichgewicht gehorchen. Beide Werte dieser Gesamtdruckverlustkoeffizienten sind ziemlich hoch, insbesondere wenn man bedenkt, dass es sich um optimale Werte handelt. Folglich zeigen diese Ergebnisse, dass es im Allgemeinen möglich ist, Auslassleitschaufeln für Niederdruck-Axialventilatoren zu konstruieren, die den A**

**Das Naben-Spitzen-Verhältnis** *ÿ* **und das Wirbeldesign der Maschine wirken sich erheblich auf den Anstieg des statischen Drucks aus. Von den beiden untersuchten Naben-Spitzen-Verhältnissen führt der kleinere** *ÿ* -Wert **im Allgemeinen zu einer besseren Wiederherstellung des statischen Drucks. Tatsächlich** variieren die ÿguide **-** Werte bei einem festen *ÿ* = **0,5 in Abhängigkeit vom Wirbeldesign zwischen 0,53 und 0,84. Bei** *ÿ* = **0,3 erreichen diese** ÿguide- **Werte zwischen 0,35 und 0,76. Obwohl sich also im Allgemeinen Austrittsleitschaufeln, die hinsichtlich des Gesamtdruckverlusts richtig konstruiert sind, positiv auf den Anstieg des Gesamtdrucks zum statischen Druck auswirken, zeigen diese Ergebnisse, dass es tatsächlich wichtig ist, die Wiederherstellung des statischen Drucks bereits beim Wirbeldesign des Lüfters zu berücksichtigen, wenn OGVs aufgrund externer Einschränkungen keine Option sind. In beiden Fällen liegt das optimale Wirbeldesign hinsichtlich der Wiederherstellung des statischen Drucks nahe an einem reinen freien Wirbel mit geringfügiger Hinzufügung eines festen Wirbelteils , wobei der genaue Mischfaktor vom Naben-Spitzen-Verhältnis abhängt. Mit Blick auf das reale Lüfterdesign ist es wichtig, darauf hinzuweisen, dass es bei niedrigen Naben-Spitzen-Verhältnissen aufgrund der erforderlichen großen Strömungsumlenkung zur Nabe hin zunehmend schwieriger wird, solche Wirbeldesigns zu realisieren .**

**Beiträge der Autoren: Konzeptualisierung, HW und CB; Methodik, HW und CB; Software, HW; Validierung, HW; formale Analyse, HW; Untersuchung, HW; Ressourcen, CB; Datenkuratierung, HW; Schreiben – Vorbereitung des Originalentwurfs, HW; Schreiben – Überprüfung und Bearbeitung, CB und JF; Visualisierung, HW; Überwachung, CB und JF; Projektverwaltung, JF; Mittelbeschaffung, JF. Alle Autoren haben die veröffentlichte Version des Manuskripts gelesen und stimmen ihr zu.**

**Finanzierung: Diese Forschung wurde von der Forschungsvereinigung für Luft- und Trocknungstechnik (FLT) gefördert (IGF-Nr. 59 EWN). Die FLT ist Teil der Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen (AiF), und die Projekte werden vom Bundesministerium für Wirtschaft und Klimaschutz (BMWK) finanziert.**

**Datenverfügbarkeitserklärung: Die in dieser Studie präsentierten Daten sind auf Anfrage beim entsprechenden Autor erhältlich.**

**Interessenkonflikte: Die Autoren erklären, dass keine Interessenkonflikte vorliegen.**

## Verweise

1. **Marcinowski, H. Optimalprobleme bei Axialventilatoren. Ph.D. Diplomarbeit, Technische Hochschule Karlsruhe, Karlsruhe, Deutschland viele, 1957.**
2. **Marcinowski, H. Druck- und Geschwindigkeitsverteilung hinter dem Laufrad eines Axialventilators.** Voith Forsch. Und Konstr. **1957, 2, 5:1–5:17**
3. **Bamberger, K.; Carolus, T. Erreichbare Gesamt-zu-Statik-Wirkungsgrade von Niederdruck-Axialventilatoren. In Proceedings of the International Konferenz zu Lüftergeräuschen, Lüftertechnologie und numerischen Methoden, Lyon, Frankreich, 15.–17. April 2015.**
4. **Bamberger, K.; Carolus, T. Leistungsvorhersage von Axialventilatoren durch CFD-trainierte Metamodelle. In Proceedings der ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition, Düsseldorf, Deutschland, 16.–20. Juni 2014.**

Machine Translated by Google



**5. Cantrak, Đ.S.; Janković N. Laser Insight Into the turbulent Swirl Flow Behind the Axial Flow Fan. In Proceedings of the ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition, Düsseldorf, Deutschland, 16.–20. Juni 2014.**

**6. Louw, FG; von Backström, TW; van der Spuy, SJ Untersuchung des Strömungsfelds in der Nähe eines Axialventilators bei niedrigen Strömungsraten. In Proceedings der ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition, Düsseldorf, Deutschland, 16.–20. Juni 2014.**

**7. Witte, H.; Bode, C.; Friedrichs, J. Potenzial der statischen Druckrückgewinnung von Rotor-Only-Niederdruck-Axialventilatoren. In Proceedings der 15. European Turbomachinery Conference, Beitrag Nr. ETC2023-157, Budapest, Ungarn, 24.–28. April 2023. Online verfügbar: https://www.euroturbo.eu/publications/conference-proceedings-repository/ (abgerufen am 6. September 2023).**

**Haftungsausschluss/Anmerkung des Herausgebers: Die in allen Veröffentlichungen enthaltenen Aussagen, Meinungen und Daten sind ausschließlich die der einzelnen Autoren und Mitwirkenden und nicht die von MDPI und/oder den Herausgebern. MDPI und/oder die Herausgeber lehnen jegliche Verantwortung für Personen- oder Sachschäden ab, die aus den im Inhalt erwähnten Ideen, Methoden, Anweisungen oder Produkten resultiere**

Machine Translated by Google

Internationale Zeitschrift für
*Turbomaschinen*
*Antrieb und Leistung*

MDPI

Artikel

# Experimentelle Validierung einer numerischen Kopplungsumgebung Anwendung von FEM und CFD†

**Christopher Hartmann [1], Julia Schweikert [1], François Cottier[2], Ute Israel [2], Jochen Gier[2] und Jens von Wolfersdorf [1,*]**

[1] Institut für Thermodynamik der Luft- und Raumfahrt (ITLR), Universität Stuttgart, Pfaffenwaldring 31, 70569 Stuttgart, Deutschland; julia.schweikert@itlr.uni-stuttgart.de (JS); jens.vonwolfersdorf@itlr.uni-stuttgart.de (JvW)

[2] MTU Aero Engines AG, Dachauer Straße 665, 80995 München, Deutschland; francois.cottier@mtu.de (FC); ute.israel@mtu.de (UI); jochen.gier@mtu.de (JG)

* Korrespondenz: christopher.hartmann@itlr.uni-stuttgart.de Dieser

† Artikel ist eine erweiterte Version unseres Tagungspapiers, das auf der 15. Europäischen Turbomaschinenkonferenz vom 24. bis 28. April 2023 in Budapest, Ungarn, veröffentlicht wurde.

**Zusammenfassung:** Experimentelle Ergebnisse für die transienten Wärmeübertragungseigenschaften über einer flachen Platte und über einer Platte mit V-förmigen Rippen wurden mit numerischen Ergebnissen aus einer Kopplungsumgebung unter Anwendung von FEM und CFD verglichen. Um transiente Effekte im Kühlprozess von Motorkomponenten während typischer Flugmissionen zu simulieren, wurden die Temperatur und die Geschwindigkeit am Einlass des Kanals im Laufe der Zeit variiert. Die transiente Temperaturverteilung an der Platte wurde mithilfe von Infrarotthermografie gemessen . Fünf verschiedene Plattenmaterialien (Plexiglas, PEEK, Quarz, Aluminium und Stahl) wurden berücksichtigt, um den Einfluss der Wärmeleitung auf die Wärmeübertragung zwischen Feststoff und Flüssigkeit in Abhängigkeit von der Biot-Zahl zu untersuchen. Die experimentellen Ergebnisse stellen eine Referenzdatenbank für eine Python-basierte Kopplungsumgebung dar, bei der CalculiX (FEM) und ANSYS CFX (CFD) angewendet werden. Die Ergebnisse wurden zusätzlich mit numerischen Ergebnissen verglichen, die die vollständige transiente konjugierte Wärmeübertragung mit CFD simulieren. Eine gute Übereinstimmung zwischen den numerischen und den experimentellen Ergebnissen wurde durch Verwendung unterschiedlicher Kopplungsgrößen bei unterschiedlichen Biot-Zahlen für die flache Platte und die Platte mit V-förmigen Rippen erreicht.

**Schlüsselwörter:** vorübergehend; konjugiert; Wärmeübertragung; IRT; Kopplung; CHT

check for updates

**Zitat:** Hartmann, C.; Schweikert, J.; Cottier, F.; Israel, Vereinigte Staaten; Gier, J.; von Wolfersdorf, J. **Experimentelle Validierung einer numerischen Kopplungsumgebung unter Anwendung von FEM und CFD.** Int. J. Turbomach. Propuls. Power **2023, 8, 31.** https://doi.org/10.3390/ijtpp8030031

Wissenschaftlicher Redakteur: Michel Dumas

Erhalten: 20. Juni 2023
Überarbeitet: 25. Juni 2023
Akzeptiert: 29. August 2023
Veröffentlicht: 4. September 2023

Copyright: © 2023 bei den Autoren. Lizenznehmer MDPI, Basel, Schweiz. Dieser Artikel ist ein Open Access-Artikel, der unter den Bedingungen und Bedingungen der Creative Commons Namensnennungs-Lizenz (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).

## 1. Einleitung

Eine wesentliche Aufgabe im Entwicklungsprozess moderner Flugtriebwerke ist die Kühlung der thermisch hochbelasteten Triebwerkskomponenten. Die Lebensdauer der Komponenten – und damit auch die des gesamten Triebwerks – hängt stark von den Materialtemperaturen ab und erfordert daher eine zuverlässige Vorhersage der Materialtemperaturen für typische Flugmissionen. Die konjugierte Wärmeübertragung (CHT), erstmals formuliert von Perelman [1], berücksichtigt die Wechselwirkung zwischen Feststoff und Flüssigkeit. Die Strömungsbedingungen beeinflussen stark die Materialtemperaturen und thermischen Wechselwirkungen. So treten in Hohlräumen von Kompressoren und Turbinen Sekundärströmungen auf. Für eine optimale Auslegung müssen transiente Prozesse und Festkörper-Flu
Transiente Analysen von Temperatur- und Spannungsverteilungen in Turbinenkomponenten verwenden üblicherweise die Methode der finiten Elemente. Die auftretenden thermischen Belastungen werden durch vereinfachte Randbedingungsmodelle aus empirischen Korrelationen unter Verwendung advektiver eindimensionaler Modelle beschrieben, wie sie von Fiedler et al. [2] vorgestellt wurden. Heselhaus und Vogel [3] haben gezeigt, dass durch transiente, konjugierte Strömungs- und Wärmeübertragungssimulationen, die dreidimensionale Effekte berücksichtigen , eine deutliche Verbesserung der Genauigkeit erreicht werden kann, ohne auf empirische Korrelationen angewiesen zu sein. So kann die Vorhersage von Komponententemperaturen deutlich verbessert werden, wie Felippa et al.

Machine Translated by Google



während des Fluges können Änderungen dagegen zu kritischen Abständen oder thermischen Spannungen führen, wie Sun et al. [5] und Amirante et al. [6] berichtet haben. Thermische Zeitunterschiede machen konjugierte Wärmeübertragungssimulationen einer kompletten Mission unter Berücksichtigung aller Zeitskalen extrem aufwändig, da die konvektive Wärmeübertragung im Fluid bis zu 104 mal schneller ist als die Wärmeleitung im Festkörper, wie He und Oldfield [7] berichteten .

Um den Rechenaufwand zu reduzieren, führten Errera und Baqué [8] sowie Sun et al. [5] gekoppelte aerothermomechanische Methoden ein, bei denen optimierte Programme verwendet werden, um den Wärmeübergang in der Flüssigkeit und im Festkörper unabhängig voneinander zu simulieren. Diese sogenannte schwache Kopplung ermöglicht es, das thermische Verhalten des Festkörpers mithilfe eines FEM-Codes zu berechnen, während die angrenzende Strömung mithilfe von CFD berechnet wird. Um eine physikalische, genaue und stabile Lösung für das konjugierte System zu gewährleisten, müssen die FEM- und CFD-Codes an ihrer gemeinsamen Schnittstelle Informationen austauschen. Hierzu gibt es in der Literatur verschiedene Strategien. Errera und Duchaine [9] untersuchten verschiedene Kopplungskoeffizienten und die Kontinuität von Austauschvariablen für aerothermische Simulationen. Sie zeigten, dass das Dirichlet-Robin- Übertragungsverfahren zu einer stabilen und schnellen Konvergenz führt, wenn ein Kriterium erfüllt ist, das auf dem Verhältnis der thermischen Widerstände an der Schnittstelle basiert . Gimenez et al. [10], Khoury et al. [11] und Moretti et al. [12]) stellten Ansätze vor, bei denen die Randbedingungen zwischen den Kopplungspunkten aktualisiert werden. Sie zeigten, dass eine quasidynamische Kopplungsmethode mit transienten Berechnungen für die Feststoffe und stationären Fluidberechnungen hinsichtlich Genauigkeit und Effizienz am vielversprechendsten ist. Darüber hinaus zeigten Gimenez et al. [10] , dass ein Relaxationsparameterwert nahe dem Wärmeübergangskoeffizienten vorteilhaft ist. Bei konjugierten Wärmeübertragungsproblemen ist die Biot-Zahl ein Schlüsselparameter für die Stabilität des Kopplungsschemas , wie Verstraete und Scholl [13] feststellten.

Sun et al. [14] untersuchten die Anwendbarkeit eines solchen Ansatzes für Betriebspunktänderungen in einem Niederdruckturbinenhohlraum, Verdicchio et al. [15] für Turbinenscheiben, Dixon et al. [16] für Wechselwirkungen im Hauptringgaspfad und Ganine et al. [17] für ein internes Luftsystem mit mehreren Hohlräumen. Errera und Baqué [8] verwendeten diesen Ansatz, um die vorübergehende Wärmeleitung in einer flachen Platte zu untersuchen, die einer zeitabhängigen Strömung ausgesetzt ist. Für diesen speziellen Fall wurde eine Rechenzeitersparnis von bis zu 90 % im Vergleich zur starken Kopplung mit guter Genauigkeit dokumentiert.

In diesem Zusammenhang wurde am Institut für Thermodynamik der Luft- und Raumfahrt (ITLR) von Schindler et al. [18] eine externe Python-basierte Kopplungsschnittstelle entwickelt. Die Schnittstelle koppelt den von Dhondt [19] eingeführten Open-Source-FEM-Code CalculiX im transienten Modus mit einer stationären CFD-Simulation für das Fluid. Für die vorliegende Studie wurde die kommerzielle CFD-Software ANSYS CFX verwendet. Zur Qualifizierung der Kopplungsschnittstelle wurde mithilfe transienter Messungen eine Referenzdatenbank erstellt. Der Versuchsaufbau umfasste eine Kanalströmung über eine flache Platte sowie eine Anordnung von fünf periodischen Keilrippen. Während die meisten Versuchsanlagen die Regelung nur einer Randbedingung ermöglichen, ermöglichte der vorliegende Aufbau die unabhängige Einstellung zei

Mit simultaner räumlicher und zeitlicher hochauflösender IRT kann die Wandtemperatur gemessen und der Wandwärmestrom an der Festkörper-Fluid-Grenzfläche mit dem von Estorf [20] beschriebenen semi-analytischen Ansatz berechnet werden.

Dadurch kann ein Referenzdatensatz generiert werden, mit dem die Kopplungsumgebung hinsichtlich verschiedener Parameter belastet werden kann, wobei Änderungen der Randbedingungen, wie sie in realen Anwendungen auftreten können, berücksichtigt werden. Israel et al. [21] zeigten die Anwendbarkeit der vorgestellten Kopplungsumgebung für industrienahe Anwendungen.

Das Ziel dieser Studie war es, die Fähigkeiten der experimentellen Einrichtung als Validierung sowohl für CHT-Simulationen als auch für eine Kopplungsumgebung mit unterschiedlichen Biot-Zahlen, unterschiedlichen Geometrien und unterschiedlichen zeitabhängigen Einlass-Randbedingungen als erweiterte Version von Hartmann et al . [22] zu generieren und zu demonstrieren.

## 2. Experimenteller

Aufbau Eine experimentelle Testanlage für lokale zeitaufgelöste transiente Wärmeübertragungsmessungen wurde von Liu et al. [23] entwickelt. Brack et al. [24] modifizierten den G

Machine Translated by Google



**um die instationäre konvektive Wärmeübertragung unter kontrollierten Schwankungen der Luftströmungsgeschwindigkeit und Temperatur zu untersuchen.**

**Für die vorliegende Arbeit wurde der Prüfstand angepasst, um zeitaufgelöste transiente Wärmeübertragungsphänomene für verschiedene Materialien und Turbulatorgeometrien unter allgemeinen und industrienahen Betriebsbedingungen zu messen. Der Versuchsaufbau ist in Abbildung Eine Vakuumpumpe wurde verwendet, um Luft aus der Umgebung durch einen Staubfilter zu saugen. Die Luft wird durch eine Maschenheizung erhitzt und tritt in einen Testabschnitt mit einem konstanten Querschnitt von 0,12 m × 0,15 m ein. Die zeitveränderliche Temperatur und Geschwindigkeit am Einlass des Kanals können unabhängig voneinander mithilfe einer LabVIEW-Routine eingestellt werden, die die Leistung der elektrischen Maschenheizungen und die Positionierung der rotierenden Schaufeln am Ende des Kanals** anpasst **(siehe Brack et al. [24]). Mit zwei Hitzdraht-Anemometern von SVMtec wurden die Einlass-Randbedingungen überwacht, wobei eines im Konstantstrommodus arbeitete, um die Einlasstemperatur (CCT) zu messen, und das andere im Konstanttemperaturmodus, um die Einlassgeschwindigkeit (CTA) zu messen. Beide befanden sich 0,205 m vor der flachen Platte. Die Platte mit den Abmessungen 0,92 m × 0,12 m × 0,03 m wurde in der Mitte des Kanals positioniert, wodurch der Testabschnitt in zwei Unterkanäle geteilt wurde. Ein Stolperdraht am Anfang der flachen Platte sorgt für eine turbulente Strömung. Auf der Oberseite des Testabschnitts wurde** ein **5 mm dickes CaF2-** Fenster installiert, um optischen Zugang für die IRT-Kamera, eine FLIR SC7600, zu bieten, die die Oberflächenstrahlung **in einem Spektralbereich von 1,5 µm bis 5,1 µm bei 25 Hz misst. Um eine konstante und gleichmäßige Emission zu gewährleisten, wurde die Testplatte mit einer schwarzen Farbe (Typ SPB100 von Hallcrest) besprüht. Zur In-situ-Kalibrierung der IRT-Daten wurden zwei Oberflächenthermoele**

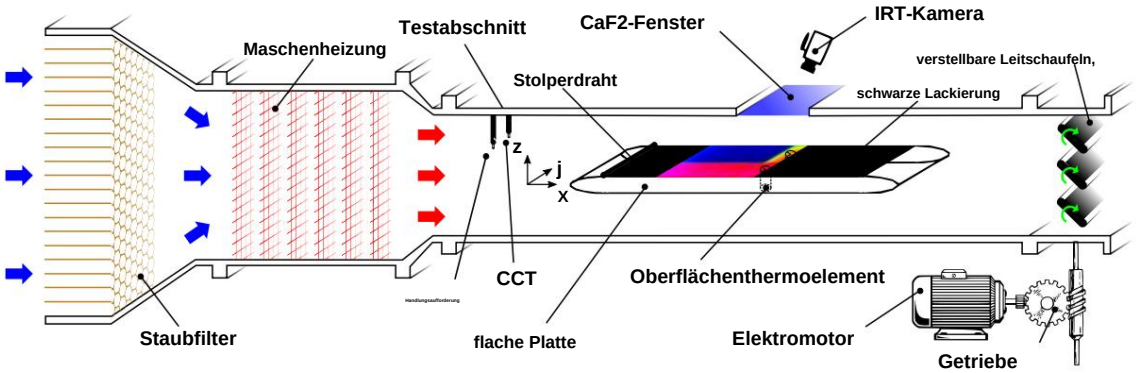



**Abbildung 1. Versuchsaufbau.**

**Für die Basiskonfiguration wurde die flache Platte aus Plexiglas hergestellt. Um den Einfluss der Wärmeleitung auf die Konvektion zwischen Feststoff und Flüssigkeit zu untersuchen, wurde das Material der Platte in einem Abschnitt mit den Abmessungen 0,25 m × 0,06 m × 0,015 m variiert. Wie in Abbildung 2a dargestellt, wurde das Material mithilfe von zwei Inlays geändert, von denen eines immer aus Plexiglas bestand, um die Wiederholbarkeit zu gewährleisten. Das Sichtfeld (FOV) der IRT-Kamera begann 110 mm hinter dem Beginn der Inlays und umfasste die Thermoelemente für die Kalibrierung vor Ort. Neben der flachen Platte wurde eine Platte mit fünf V-förmigen Rippen weiter untersucht , die in Abbildung 2b zu sehen ist . Die 90° -Rippen mit den Abmessungen** e = **10 mm** wurden mit einem Abstand von p = **0,1** m **auf die Testplatte geklebt , wodurch sich für die IRT-Kamera zwei sichtbare Rippen ergaben. Beide Geometrien wurden in fünf verschiedenen Testfällen untersucht, die in Abbildung 3 dargestellt sind. Zunächst wurden generische Testfälle untersucht, darunter ein Temperatursprung (Sprung), eine Temperaturrampe (Rampe A) mit konstanter Geschwindigkeit und eine Geschwindigkeitsrampe (Rampe B) mit konstanter Temperatur. Anschließend wurden zwei Übergangszyklen untersucht. Einer war typisch für eine Flugmission mit entgegengesetzten Änderungen von Temperatur und Geschwindigkeit (Zy**

Machine Translated by Google



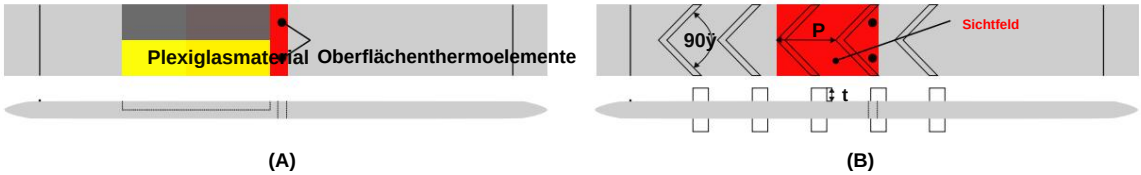



**Abbildung 2. Testgeometrien: (a) flache Platte, (b) Platte mit V-förmigen Rippen.**

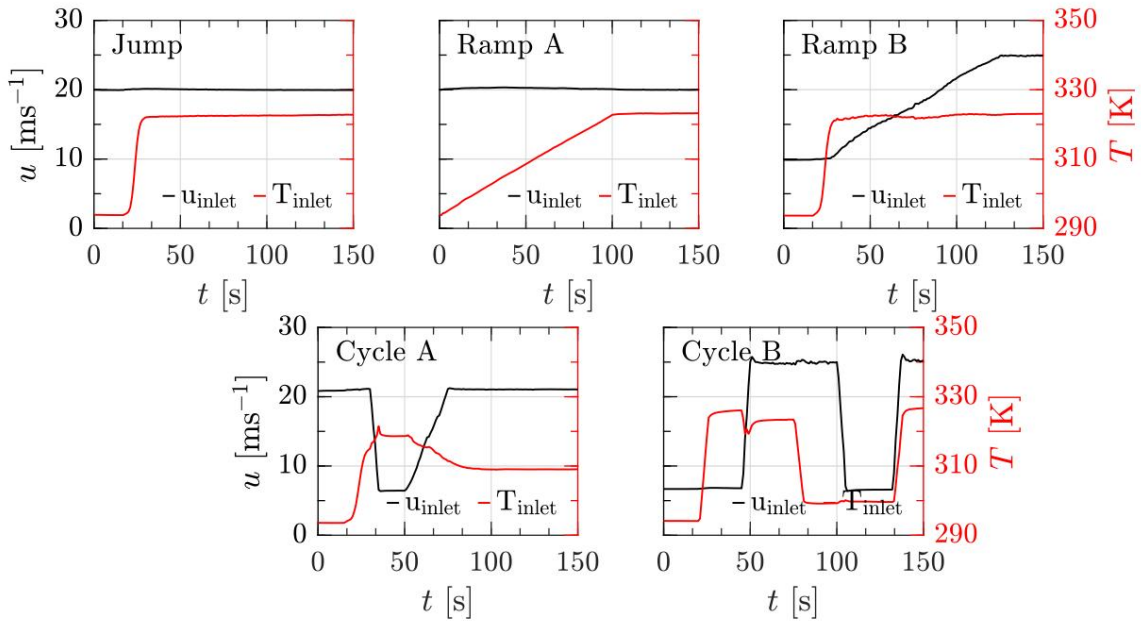



**Abbildung 3. Randbedingungen.**

### 3. Numerischer Aufbau

**Der numerische Aufbau bestand aus einem Teil des Kanals, einschließlich der vollständigen Testplatte , wie in Abbildung 4a dargestellt. Der Einlass zum Flüssigkeitsbereich befand sich 0,25 m stromaufwärts der Platte. Der Auslass befand sich 0,25 m** stromabwärts der Platte. Unter Verwendung einer Symmetriebedingung bei z = **0 wurde nur die Hälfte der Kanalhöhe simuliert.** Die flache Platte **teilte die Kanalhöhe (0,15** m) **in zwei Unterkanäle mit jeweils 0,06 m Höhe. Daraus ergab sich ein Längen-/ Breitenverhältnis von 2:1 für jeden Unterkanal. Aufgrund der Abwesenheit seitlicher Strömungseffekte im Fall der flachen Platte waren Seitenwände und seitliche Effekte vernachlässigbar, und es wurde ein 2D-Aufbau simuliert. Um dies weiter zu validieren, wurde in einem Vortest ein 3D-Aufbau für das Fall der flachen Platte untersucht , der vernachlässigbare Unterschiede in den Ergebnissen zeigte. Für das Fall mit fünf Keilrippen wurde ein 3D-Aufbau verwendet. Der Fluidbereich wurde mit einem blockstrukturierten C- oder H-Gitter in ANSYS ICEM 20.2 diskretisiert. Der dimensionslose Abstand des ersten Knotens in** $y^+_1$ **Wandnähe lag im Bereich** $< 1$**. Für die Rippengeometrie wurde der Bereich direkt hinter und vor den Rippen** mit einem C-förmigen Gitter fein vermascht , **um die erforderliche wandnahe Auflösung zu gewährleisten und Grenzschichteffekte zu berücksichtigen. Für die CHT-Simulationen im vollständig impliziten, gekoppelten Mehrgittersolver ANSYS CFX wurde der Festkörperbereich mit einem blockstrukturierten Gitter in ANSYS ICEM diskretisiert, was zu einer 1:1-Netzverbindung an der Schnittstelle führte. Für die Kopplung mit CalculiX bestand der Festkörperbereich aus vierknotenigen Tetraederelementen, wie in Abbildung 4b dargestellt, während das Fluidnetz identisch war. Der Datentransfer zwischen den beiden für die Kopplungsumgebung verwendeten Netzen erfolgte durch Transformation des jeweiligen Gitters in ein universelles Format. Dabei wurde jedem Datenpunkt ein kartesischer Punkt zugewiesen. Die Zuordnung zwischen den beiden Gittern wurde dann mithilfe der Griddata-Funktion und einem Nearest-Neighbour-Interpolationsalgorithmus vorgenommen.**

Machine Translated by Google



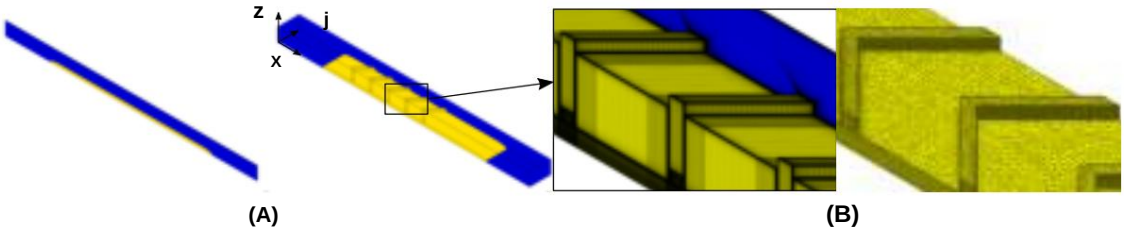



**Abbildung 4. Numerischer Aufbau: (a) Flache Platte (links) und V-förmige Rippen (rechts). (b) CFX- (links) und CCX- Netz (rechts).**

Zur Lösung der instationären Reynolds-gemittelten Navier-Stokes-Gleichungen wurde das **von Menter** [25] entwickelte **SST-Turbulenzmodell verwendet, das einen guten Kompromiss zwischen hoher Genauigkeit und akzeptabler Rechenzeit bietet. Für die Rippengeometrie wurden die Wiederanlagerungsmodifikation und die Krümmungskorrektur aktiviert, da das Standard-SST-Modell dazu neigt, den Ablösebereich einer abgelösten Strömung zu überschätzen (siehe Menter et al. [26]). Die Advektionsterme wurden mit dem in CFX standardmäßigen Diskretisierungsschema quasi-zweiter Ordnung diskretisiert, das als High Resolution bezeichnet wird. Die transienten Terme wurden mit einem Backward-Euler-Schema zweiter Ordnung diskretisiert , während die Konvergenzkriterien vom Typ Root-Mean-Square für die Erhaltungsgleichungen waren, die** 10ÿ7 betragen sollten. Der modifizierte Aufbau hat **in vergleichbaren komplexen Kühlkanälen gute Ergebnisse gezeigt** (siehe Göhring et al. **[27]). Am Einlass wurden die transienten Randbedingungen für Temperatur und Geschwindigkeit gemäß den Hitzdrahtmessungen übernommen . Am Auslass wurde ein konstanter Druck als Durchschnittswert aus dem Experiment angelegt .** Für die CHT-Simulationen **wurde eine Zeitschrittweite von tCHT** = **1 s** verwendet, um **die gesamte Versuchsdauer von ttotal** = **150 s zu simulieren. Obwohl die Zeitschrittweite relativ groß war, wurde eine stabile Lösung erreicht, und die Ergebnisse des monolithischen Ansatzes sollten als Referenz für die Kopplung dienen. Die Kanalwände wurden als adiabatisch eingestellt und das Fluid als ideales Gas modelliert. Die dynamische Viskosität** *ÿ* **und die Wärmeleitfähigkeit k wurden als temperaturabhängig modelliert, wobei die von Sutherland** [28] vorgestellte Formel **mit den von White [29] vorgestellten Koeffizienten verwendet wurde . Die Materialmengen für den jeweiligen Feststoffbereich, die den Herstellern entnommen wurden, sind in Tabelle 1 zusammengefasst.**

**Tabelle 1. Materialmengen.**

| | Plexiglas | SPÄHEN | Quarz | Stahl | Aluminium |
|---|---|---|---|---|---|
| *ÿ* **kg** mÿ3 | **1190** | **1310** | **2200** | **7900** | **2700** |
| cp **J** kgÿ1 Kÿ1 k | **1470** | **1340** | **670** | **500** | **888** |
| **W** mÿ1 Kÿ1 | **0,19** | **0,25** | **1.4** | **15** | **237** |

**4. Kopplungsumgebung** Die

von Schindler et al. [18] **entwickelte Kopplungsumgebung regelt die Kommunikation zwischen dem thermischen FEM-Solver CalculiX für den Festkörperbereich und einer benutzerdefinierten**

**FVM-Solver für den Fluidbereich. Für die vorliegende Studie wurde der kommerzielle Solver ANSYS CFX V21.1 verwendet, der ein gängiges Werkzeug für industrielle Anwendungen ist (Cottier et al. [30]).**

**Mit der Python-basierten Kopplungsumgebung wurden die transienten Effekte im Inneren des Festkörpers mit CalculiX simuliert. Dies ergab die räumlich und zeitlich aufgelöste Temperaturentwicklung in der Struktur. Mittels stationärer CFD-Simulationen zu ausgewählten Zeitpunkten wurden thermische Rückkopplung, Strömung und eine Schnittstellenaktualisierung ermöglicht. Der Ablauf des Kopplungsalgorithmus ist in Abbildung 5 dargestellt. Nach der Initialisierung beider Codes (1) lief CalculiX im transienten Modus mit einem Zeitintervall von ÿtccx = 0,2 s (2), bis das Kopplungszeitintervall tcpl erreicht war. Dabei wurde der festkörperseitigen Schnittstelle eine Robin-Bedingung** *ÿ* **solid(t)** = h *ÿ* (t) T *ÿ* **solid(t)** ÿ T *ÿ* ref(t) **auferlegt. Für die erste qÿ - Subiteration** *ÿ* = **1 wurde eine Konstante** T **und** h *ÿ* **basierend auf** tiÿ1 **verwendet. An jedem Kopplungspunkt** wurde **ref**

Machine Translated by Google



**Die FEA-Ergebnisse wurden dann als Dirichlet-Bedingung auf der Fluidseite für die stationäre CFD T** $\ddot{y}$ **Flüssigkeit(ti) = ÿ solid(ti) . Somit ergibt sich eine Kombination aus Dirichlet- und Robin-Bedingungen zu Austausch Tref bzw. h (über qÿ) an der Grenzfläche zwischen benachbartem Fluid und Feststoff Domänen verwendet (3). Mittels einer quadratischen Mittelwertberechnung von T** $\ddot{y}$ Flüssigkeit Flüssigkeit **an der Interwurde für alle Punkte an der Schnittstelle die Konvergenz geprüft (4). Wenn keine Konvergenz festgestellt wurde, erreicht,** wurden **Tref und** h **mit einer linearen Interpolation aus den konvergierten Werten von aktualisiert der alte Kopplungsschritt bei** tiÿ1 **(5). Anschließend wurde CalculiX mit dem aktualisierten transienten Robin-Bedingung. Dies wurde wiederholt, bis** $\ddot{y}$ **< ÿmax oder die maximale Anzahl von Subiterationen** $\ddot{y}$ **erreicht (6). Dabei hing das Kopplungsintervall von der Variation der Randbedingungen ab . Um die Konvergenz zusätzlich zu beschleunigen, wurde eine Relaxationsmethode vorgeschlagen von Aitken [31] wurde umgesetzt.**

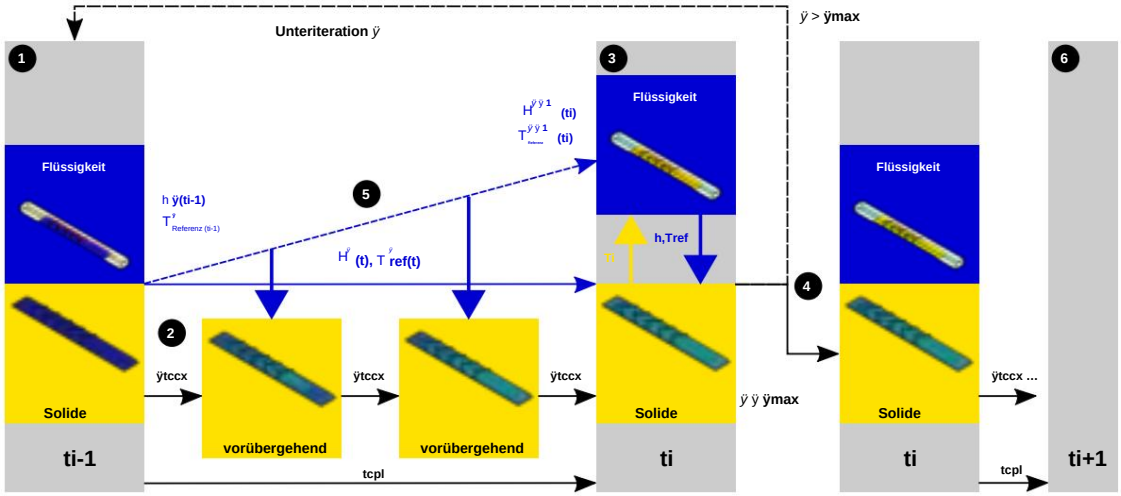



**Abbildung 5. Kopplungsschema.**

**Einen Überblick über die untersuchten Geometrien, numerischen Ansätze, Testfälle und untersuchten Materialien gibt Tabelle 2.**

**Tabelle 2. Übersicht über die untersuchten Geometrien, Ansätze, Fälle und Materialien.**

| Geometrie | Ansatz | | | Testfall | | | | | Material | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | EXP | CHT | CPm | Springen | Rampe A | Rampe B | Zyklus A | Zyklus B | Plexiglas | PEEK | Quarz | Aluminium | Stahl |
| Wohnung Platte | X | X | X | X | X | X | X | X | X | X | X | X | X |
| Keilrippen | X | X | X | X | X | X | X | X | X | | | | |

## 5. Datenreduktion und -auswertung

**Mit den beiden Hitzdrahtanemometern am Kanaleinlass werden die Randbedingungen Tinlet und uinlet wurden mit einer Frequenz von 4000 Hz gemessen. Die Wandtemperatur Tw betrug zeitlich und räumlich aufgelöst mit einer Frequenz von 25 Hz und einer räumlichen Auflösung von 0,4 mm/Pixel für texp = 150 s. Die Daten wurden mit einem 3D-Gauß-Filter gefiltert und zur besseren Handhabung wurde die Häufigkeit aller Messungen anschließend reduziert auf 5 Hz. Auch bei einer Frequenz von 5 Hz war sichergestellt, dass die Sprungänderungen in der Grenzfrequenz Bedingungen (siehe Abbildung 3), die immer innerhalb von 5 s auftreten, konnten ausreichend aufgelöst werden und hatte keinen Einfluss auf die Ergebnisse. Zur Auswertung des zeitlich und räumlich aufgelösten Wandwärmestroms qÿw** wurde **eine von Estorf [20]** entwickelte Methode **verwendet. Die Methode gewährleistet die Gleichheit der Wärmestrom in den Festkörper und in das Fluid. Es basiert auf der analytischen Lösung der transienten Wärmeübergangsgleichung innerhalb der Wand für konstante Materialeigenschaften und berücksichtigt 3D**

Machine Translated by Google



**laterale Wärmeleitungseffekte, indem die vorübergehende Oberflächentemperatur eines Bereichs berücksichtigt wird, der jeden Auswertungspunkt im Infrarotbild umgibt. Für die Gültigkeit der Methode müssen isotherme Anfangsbedingungen für den gesamten Versuchsaufbau sichergestellt sein. Die Platte hatte also zu Beginn jedes Versuchs Umgebungstemperatur und wurde anschließend durch einen zeitabhängigen heißen Fluss aufgeheizt. Zweitens muss die Wand halbunendlich sein, was die Versuchsdauer auf**

$$t\ddot{y} = k \frac{\ddot{y}cp}{} \frac{L^2}{4} \quad (1)$$

wie von Vogel und Weigand [32] **angegeben . Dieses Kriterium gewährleistet eine Abweichung von der analytischen Lösung für eine adiabate Rückseite von weniger als 2 % (vgl. Wagner et al. [33]). Für die untersuchten Materialien in Tabelle 1 ergaben sich daraus gültige Auswertezeiten für den Wandwärmestrom von weniger als 1 s für Aluminium bis über 500 s für Plexiglas (siehe Tabelle 3). Mit Tw, qÿw und der Einlasstemperatur als Referenztemperatur des Fluids (Tref** = **Tinlet)** lässt sich **der Wandwärmeübergangskoeffizient hw mit dem Newtonschen Abkühlungsgesetz berechnen:**

$$q\ddot{y}w\ hw = \frac{}{Tw \ddot{y} Tref} . \quad (2)$$

**Um den Einfluss der Wärmeleitung auf den Wärmeübergang zwischen Feststoff und Flüssigkeit zu untersuchen, wird die Biot-Zahl,**

$$Bi = \frac{hL}{k}, \quad (3)$$

**wurde variiert. Mit einem typischen Wärmeübergangskoeffizienten für eine flache Platte bei den gegebenen Strömungsgeschwindigkeiten von 60 W** mÿ2 **K (vgl. Kays et al. [34]) und einer charakteristischen Länge von** L = **0,015 m konnte mit den gewählten Materialien ein weiter Bereich von Biot-Zahlen untersucht werden (siehe Tabelle**

**Tabelle 3. Zeit für halb-infinite Auswertung und Biot-Zahlen für untersuchte Materialien.**

| | Plexiglas | SPÄHEN | Quarz | Stahl | Aluminium |
|---|---|---|---|---|---|
| **tÿ (s)** | **517,9** | **395,0** | **59,2** | **14.8** | **0,6** |
| **Bi hw** = **60 W** mÿ2 Kÿ1 | **4.7** | **3.6** | **0,64** | **0,06** | **0,0038** |

**Die gemessenen Größen Tinlet, uinlet und Tw sowie die ausgewerteten Größen qÿw und hw waren mit Unsicherheiten behaftet. Die Hitzdrahtsonden wurden direkt beim Hersteller auf 0,1** msÿ1 **(CTA) oder vor Ort auf 0,1 K (CCT) kalibriert. Die Oberflächenthermoelemente wurden mit einem Trockenblockkalibrator (AMETEK RTC-159B) auf e**

Basierend auf der von Moffat [35] **beschriebenen Methode variieren die relativen Unsicherheiten für ÿqÿw/qÿ und ÿhw/hw je nach Mission, Auswerteposition und** Zeitpunkt zwischen **10 % und 15 %** ( Details **siehe Brack et al. [24] ).** Abbildung **6 zeigt das Sichtfeld der IRT-Kamera einschließlich der Positionen für die Endauswertung für die flache Platte und die gerippte Geometrie.**

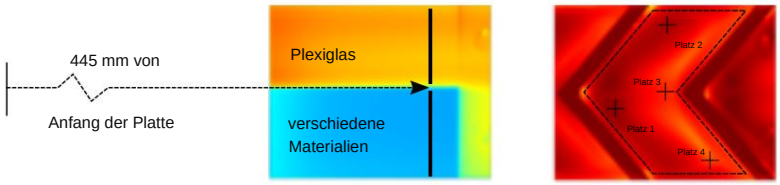



**Abbildung 6. Positionen für die Endbewertung.**

Die von Estorf [20] **verwendete Methode zur Berechnung des Wärmestroms wurde für rechteckige adiabate Kanten abgeleitet. Um die Unsicherheiten der Methode in Kantennähe zu minimieren, wurden die Ergebnisse für die flache Platte in lateraler Richtung bei** x = **445 mm gemittelt,** wobei **der wandnahe Bereich und der Bereich nahe der Schnittstelle zwischen den verschiedenen M**

Machine Translated by Google



Für die Rippengeometrie wurde die Fläche zwischen den beiden sichtbaren Rippen betrachtet. Die Auswertungen erfolgten dabei mit jeweils vier ausgewählten Bildpunkten.

## 6. Ergebnisse

Im ersten Schritt wurde ein Vergleich der experimentellen und numerischen Ergebnisse für die flache Platte mit verschiedenen Materialien durchgeführt. Zur Validierung wurde der Kopplungsschritt mit tcpl = 1 s konstant gesetzt . Der Kopplungsschritt wurde anschließend im Laufe der Zeit variiert, abhängig von den Einlassrandbedingungen für die Plexiglasplatte. Anschließend wurden die Erkenntnisse auf die gerippte Geometrie übertragen, bei der die Strömungs- und Wärmeübertragungseigenschaften komplexer waren.

### 6.1. Flache Platte

Zur Validierung der Kopplungsumgebung wurden die Ergebnisse aus FEM und CFD alle tcpl = 1 s gekoppelt. Die physikalische Zeitschrittweite in den CHT-Simulationen wurde auf tCHT = 1 s gesetzt , um die transienten Effekte in der Kopplung entsprechend zu modellieren. Eine weitere Reduzierung von tCHT zeigte keine Auswirkung auf das transiente Verhalten. In Abbildung 7 sind die resultierenden lokalen Wandtemperaturverteilungen für die untersuchten Einlassbedingungen aus Abbildung 3 dargestellt. Die durchgezogene Linie mit den Sternsymbolen zeigt die experimentellen Ergebnisse. Die gestrichelte Linie beschreibt die CHT-Lösung u Die verschiedenen Materialien sind in unterschiedlichen Farben dargestellt. Da die Tests an unterschiedlichen Tagen durchgeführt wurden, war die Umgebungstemperatur zu Beginn der Tests nicht exakt identisch, was jedoch in den numerischen Simulationen berücksichtigt wurde. Die numerischen Ergebnisse für Tw stimmten für alle untersuchten Einlassbedingungen und Materialien gut mit den experimentellen Daten überein. Dies zeigt, dass mit der gewählten Zeitschrittweite die transienten Wärmeübertragungseigenschaften an der Schnittstelle erfasst werden konnten. Zwischen den numerischen Simulationen (CHT und Kopplung) waren in keinem der Fälle Unterschiede sichtbar. Selbst für Materialien mit niedrigen Biot-Zahlen wie Stahl und Aluminium stimmen die numerischen Werte genau mit den experimentellen überein.

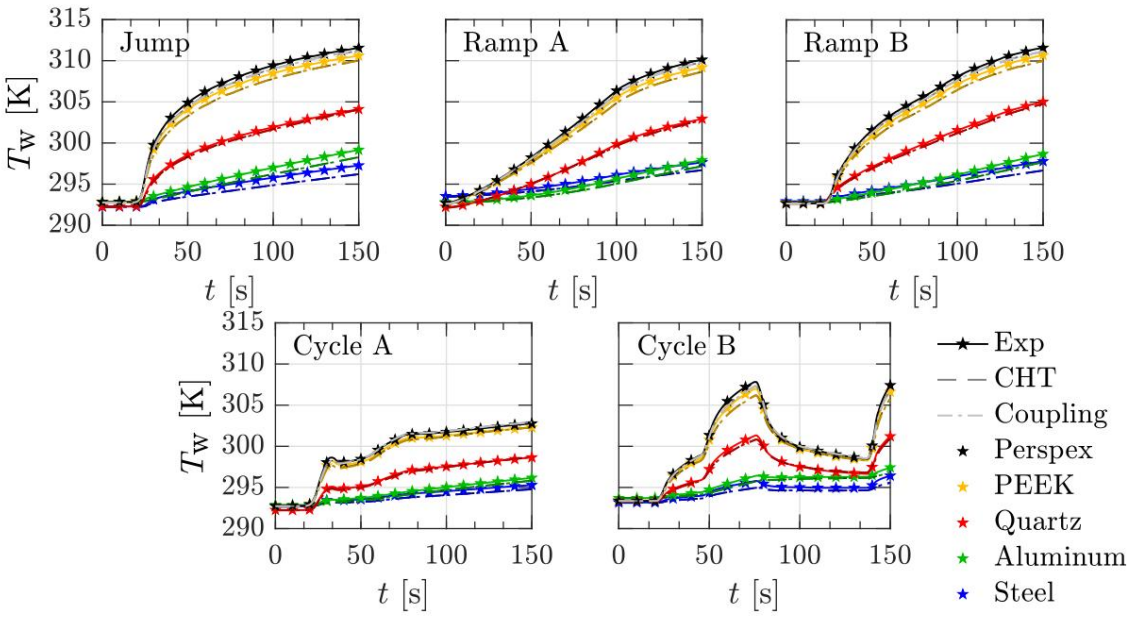



Abbildung 7. Transiente Wandtemperatur bei x = 455 mm für die flache Platte mit verschiedenen Materialien.

Das entsprechende qÿw ist in Abbildung 8 angegeben. Die Gesamtübereinstimmung zwischen dem Experiment und den numerischen Simulationen war gut und die numerischen Daten waren identisch. Bei der experimentellen Ermittlung des Wandwärmestroms zeigte die von Estorf [20] beschriebene Methode für alle untersuchten Werkstoffe gute Übereinstimmung, sofern die darin enthaltenen Annahmen zutrafen. Da die Annahme einer halbunendlichen Wand für Stahl und Aluminium nicht gültig war (siehe Tabelle 3),

Machine Translated by Google



**Es werden keine experimentellen Ergebnisse gezeigt. Laut Vogel und Weigand [32] wird die Grenze für Quarz 60 s nach Auferlegung eines Wärmestroms erreicht. Für die generischen Fälle führte dies zu divergierenden Wärmeströmen, die durch experimentelle und numerische Werte 60 s nach dem anfänglichen Temperatursprung dargestellt wurden, was 85 s vom Start weg entsprach. Da die treibende Temperaturdifferenz für Zyklus A geringer war, waren die Abweichungen weniger ausgeprägt. Für Zyklus B war ersichtlich, dass selbst bei einem negativen Wärmestrom die angenommene Zeit für die halbunendliche Wand nicht verlängert wurde und die Übereinstimmung zwischen d Da die Biot-Zahl eine typische Definition zur Charakterisierung konjugierter thermischer Systeme ist, kann zusammengefasst werden, dass die Stabilität der Kopplungsumgebung mit einem breiten Bereich von Biot-Zahlen nachgewiesen und durch experimentelle Daten mit allgemeinem Charakter sowie für vorübergehende Zyklen validiert wurde.**

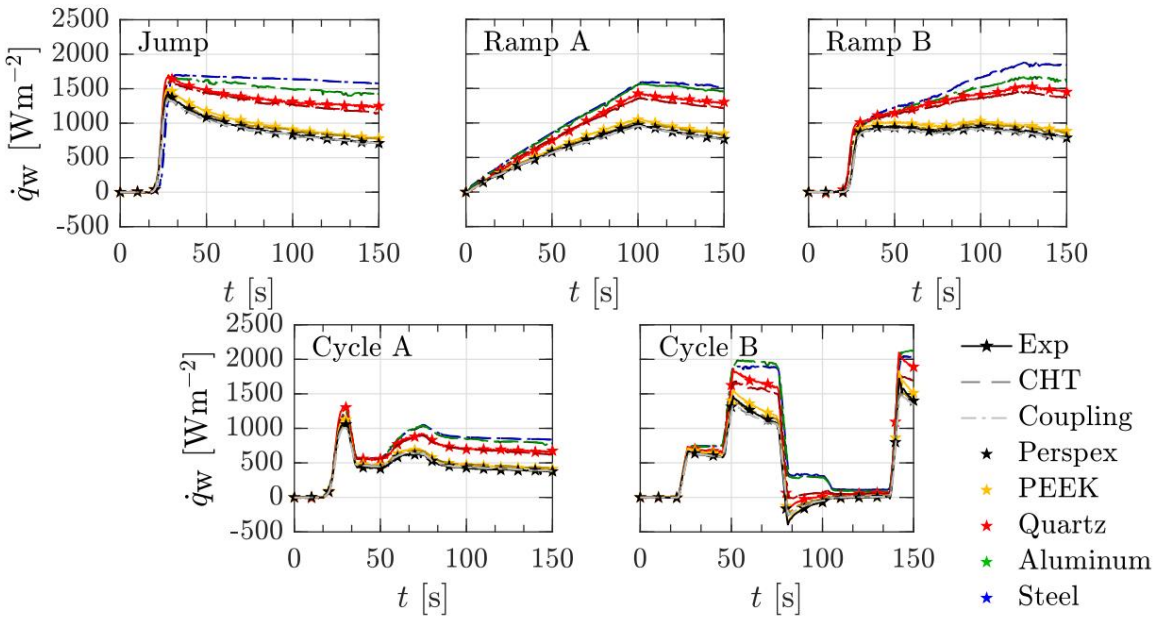



**Abbildung 8. Vorübergehender Wandwärmestrom bei** x = **455 mm für die flache Platte mit verschiedenen Materialien.**

**Um die Rechenzeit zu reduzieren, bietet die Kopplungsumgebung die Möglichkeit, FEM und CFD nur an bestimmten Kopplungspunkten zu koppeln. In diesem Zusammenhang wurde bei jeder schrittweisen Änderung der Einlassrandbedingungen ein Kopplungspunkt festgelegt. Um die Qualität des Kopplungsschemas zu bewerten, werden nur die Ergebnisse für Perspex diskutiert. In Abbildung 9** sind **die experimentellen Werte von Tw und qẏw sowie die numerischen Werte aus der Kopplung mit variablen Kopplungsgrößen dargestellt. Die Kopplungspunkte sind mit Punkten markiert.**

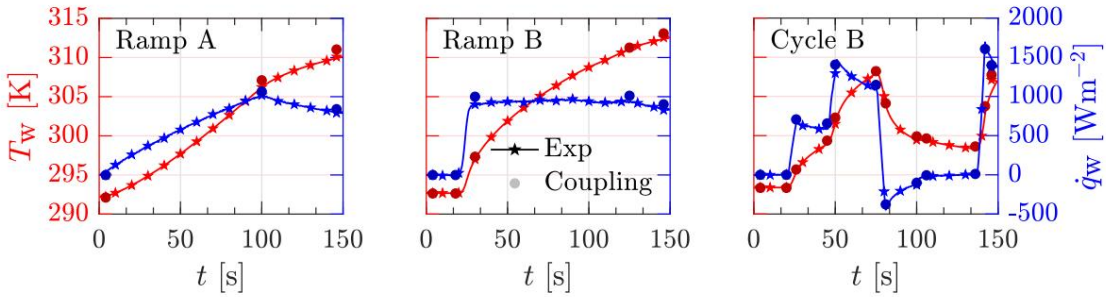



**Abbildung 9. Transiente Wandtemperatur und transienter Wandwärmestrom bei** x = **455 mm für die flache Platte mit variablen Kopplungsgrößen für verschiedene Testfälle.**

**Für alle Testfälle zeigte die numerische Simulation eine gute Übereinstimmung mit den experimentellen Ergebnissen. Im Vergleich zu einem konstanten Kopplungszeitschritt von tcpl = 1 s wurde die Simulationszeit auf 10 % oder weniger reduziert. Zusammenfassend lässt sich sagen, dass die Kopplung**

Machine Translated by Google



**Subiterationen und lineare Änderung der Randbedingungen wurden für verschiedene Materialien mit variablen Kupplungsgrößen für linear ändernde Einlassrandbedingungen an der flachen Platte validiert.**

### 6.2. Platte mit V-förmigen Rippen

**Um ein tieferes Verständnis der Wärmeübertragungsphänomene zu erlangen,** sind in Abbildung **10a** die lokalen **Wandtemperaturen für zwei Rippen aus CHT und Experiment bei** t = **50 s aufgetragen. Die Gesamtübereinstimmung war gut, aber in den numerischen Ergebnissen war der Bereich mit den höchsten Temperaturen in der Wiederanheftungszone leicht in Richtung der stromaufwärts gelegenen Rippe verschoben. Auch die Zunahme der Wärmeübertragung im wandnahen Bereich wurde im Vergleich zu den experimentellen Ergebnissen überschätzt. Ein Vergleich des Übergangsverhaltens von Tw und qẏw an vier ausgewählten Punkten ist in Abbildung 10b für Zyklus A dargestellt. Die Gesamtübereinstimmung war angemessen. Im Vergleich zum Experiment traten für P4 größere Abweichungen bei Temperatur und Wärmestrom auf, während die Unterschiede zwisch**

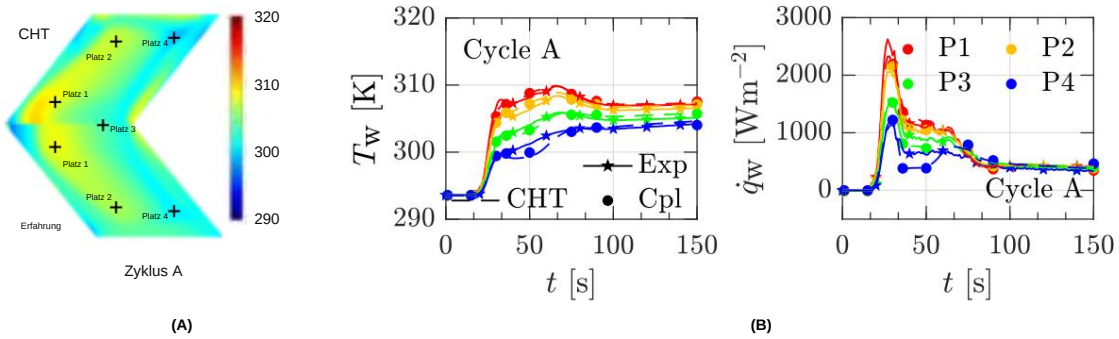
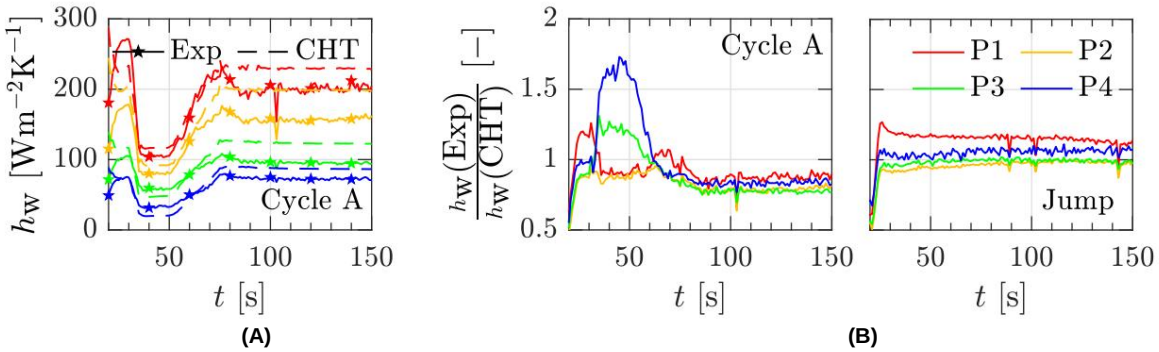



**Abbildung 10. Vergleich der experimentellen und numerischen Ergebnisse für die V-förmigen Rippen: (a) Oberflächendiagramm bei** t = **50 s; (b) Wandwärmetemperatur (links) und Wandwärmestrom (rechts).**

**Um dies weiter zu untersuchen, wird der Wärmeübergangskoeffizient für das Experiment und CHT in Abbildung 11a gezeigt. Zu Beginn des Experiments** war **Tw gleich Tref, daher war der Wärmeübergangskoeffizient nicht definiert. Er variierte mit der Änderung der Geschwindigkeit am Einlass, und** die Abweichung zwischen dem Experiment und CHT war im **Bereich niedriger Geschwindigkeit ausgeprägter** (siehe Abbildung **3). Abbildung 11b zeigt das Verhältnis der Wärmeübergangskoeffizienten des Experiments und CHT für Zyklus A und den Sprung. Während es für den Sprung konstant um die Einheit blieb,** wurde **hw bei niedrigen Geschwindigkeiten durch die numerischen Daten teilweise überschätzt. Ein Grund dafür könnte eine falsche Vorhersage der Entropieerzeugung im Turbulenzmodell gewesen sein . Aufgrund der komplexen Strömungssituation können verschiedene Sondenstandorte unterschiedlich durch viskose Effekte beeinflusst werden, sodass die Dissipation in Abhängigkeit von den lokalen Strömungsstrukturen durch Wirbel beeinflusst werden kann. Insbesondere Probe P4 befand sich in einem Bereich mit instationären und instabilen Wirbeln in Kombination mit Strömungsablösung vor der nächsten Rippe, während für P3, wo die Strömungsstrukturen relativ stabil waren, die SST-Turbulenzmodelle im Vergleich zum Experiment gute Ergebnisse zeigten. Laut Esfahani und Jafarian [36] dominiert bei niedrigen Geschwindigkeiten die thermische Komponente der Entropieerzeugung gegenüber der Reibungskomponente in der Grenzschicht und hat einen großen Beitrag, insbesondere an der Wand. Dies führt auch Änderungen bei der lokalen Dissipation ein, die im numerischen Modell unabhängig von CHT oder gekoppelten Simulationen nicht gut berücksichtigt werden, und führt zu Schwierigkeiten bei der Vorhersage der richtigen Strömungs- und Wärmeübertragungseigenschaften mit dem verwendeten SST-Modell (siehe Herwig [37]). Nach** t = **75 s** war **hw** aufgrund der kleinen Unterschiede

Machine Translated by Google






**(A)** **(B)**

**Abbildung 11. Transienter Wandwärmeübergangskoeffizient für verschiedene Testfälle: (a) transienter** Wärmeübergangskoeffizient **für Zyklus A; (b) Verhältnis der experimentellen und numerischen Wärmeübergangskoeffizienten für Zyklus A (links) und den Sprung (rechts).**

**Die Idee einer linearen Rampe der Randbedingungen zwischen den Kopplungspunkten funktionierte für alle Bewertungspunkte mit moderaten Änderungen der Einlaufrandbedingungen, wie** in Abbildung 12 **für verschiedene Testfälle mit Kopplungspunkten dargestellt .** Die Kopplungspunkte wurden **erneut bei jeder sprunghaften Änderung der Einlassrandbedingungen festgelegt. Die Gesamtübereinstimmung für alle Bewertungspunkte und Testfälle war angemessen, selbst bei langen Kopplungszeiten von tcpl = 120 s (Sprung), linearen Geschwindigkeitsänderungen (Rampe B) und entgegengesetzten Änderungen der Randbedingungen (Zyklus B).**

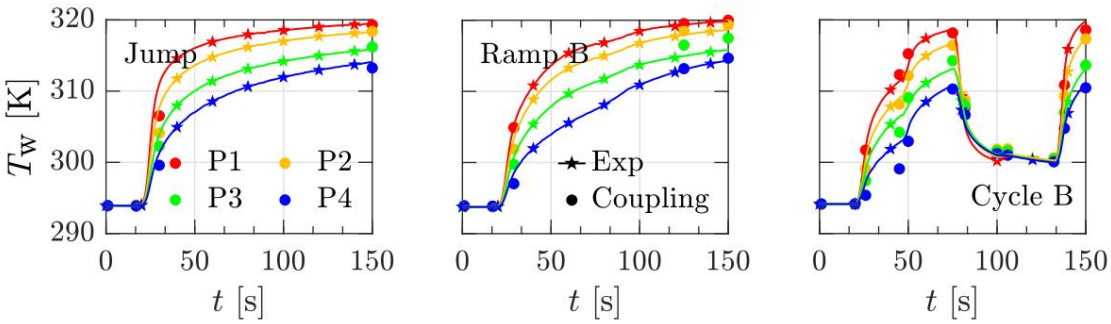



**Abbildung 12. Transiente Wandtemperatur für verschiedene Testfälle unter Verwendung von Kopplungspunkten.**

**7. Schlussfolgerungen**

**Ein experimenteller Prüfstand für transiente konjugierte Wärmeübertragungsmessungen mittels IRT wurde vorgestellt, um numerische Simulationen mit einer Kopplungsumgebung für verschiedene Biot-Zahlen zu validieren. Es wurde eine Kanalströmung über eine flache Platte und eine Platte mit V-förmigen Rippen untersucht. Der lineare Ansatz zur effizienten Kopplung des transienten FEM-Codes und des stationären FVM-Solvers wurde erfolgreich demonstriert. Es wurde gezeigt, dass die Stabilität des Kopplungsprozesses über einen weiten Bereich von Biot-Zahlen gewährleistet war. Beim Vergleich der experimentellen und numerischen Ergebnisse wurden für die Bei den V-förmigen Rippen zeigte der numerische Aufbau Schwierigkeiten bei der Simulation von Teilen der anisotropen turbulenten Effekte. Die allgemeine Übereinstimmung mit den experimentellen Ergebnisse waren dennoch zufriedenstellend. Mit der Kopplungsumgebung und der Möglichkeit der Kopplung die FEM und FVM nur an definierten Punkten, kann die Rechenzeit extrem reduziert werden unter Beibehaltung einer guten Temperaturvorhersage. In Zukunft wird das beschriebene Verfahren kann erweitert werden, um mehrere komplexere unabhängige Randbedingungen einzuschließen durch die Einführung von Übergangskurven. Für moderne Flugtriebwerke können durch die Nutzung der transienten Temperaturdaten des FEM-Solvers Strukturanalysen und Spannungsberechnungen verbessert und die Lebensdauer thermisch hochbelasteter Triebwerkskomponenten erhöht werden. Darüber hinaus unterstreichen die Ergebnisse die Fähigkeiten der Versuchsanlage zur Validierung transienter konjugierter Wärmeübertragungsphänom**

Machine Translated by Google



**Beiträge der Autoren: Konzeptualisierung, CH und JvW; Methodik, CH, JS und FC; Software, CH und UI; Validierung, CH und FC; formale Analyse, CH; Untersuchung, CH; Ressourcen, JvW; Datenkuratierung, CH und FC; Schreiben – Vorbereitung des Originalentwurfs, CH; Schreiben – Überprüfung und Bearbeitung, JS, FC und JvW; Visualisierung, CH; Überwachung, JG und JvW; Projektverwaltung, JG und JvW; Mittelbeschaffung, JvW. Alle Autoren haben die veröffentlichte Version des Manuskripts gelesen und stimmen ihr zu .**

**Förderung: Die Untersuchungen wurden im Rahmen des Verbundforschungsprogramms KüpLe im Rahmen der AG Turbo durchgeführt. Die Arbeiten wurden vom Bundesministerium für Wirtschaft und Klimaschutz (BMWK) aufgrund des Beschlusses des Deutschen Bundestages unter dem Förderkennzeichen 0324358I gefördert.**

**Erklärung des Institutional Review Board: Nicht zutreffend.**

**Einverständniserklärung: Nicht zutreffend.**

**Datenverfügbarkeitserklärung: Nicht zutreffend.**

**Danksagungen: Nicht zutreffend.**

**Interessenkonflikte: Nicht zutreffend.**

## Nomenklatur und Abkürzungen

**In diesem Manuskript wird die folgende Nomenklatur verwendet:**

Römische Figuren

| | |
|---|---|
| **cp** | **spezifische Wärmekapazität in J** kgÿ1 Kÿ1 |
| t | **charakteristische Rippenhöhe in m Wärmeübergangskoeffizient in W** mÿ2 Kÿ1 |
| Hi | **Index** |
| k | **Wärmeleitfähigkeit in W** mÿ1 Kÿ1 **Länge in** |
| M | **m** |
| P | **Rippenabstand in m** |
| p | **Druck in kg** mÿ1 **s** ÿ2 |
| qÿ | **Wärmestrom in W** mÿ2 |
| t | **Zeit in s** |
| T | **Temperatur in K** |
| Sie | **Geschwindigkeit in m** sÿ1 **x-, y-,** z **-Koordinaten in m** |
| $y^+$ | **dimensionsloser Wandabstand** |

Griechische Schriftzeichen

| | |
|---|---|
| ÿ | **Norm** |
| ÿ | **dynamische Viskosität in kg** mÿ1 **s** ÿ1 |
| ÿ | **Unteriterationsnummer** |
| ÿ | **Dichte in kg** mÿ3 |

Indizes **ccx**
**CalculiX cpl**

**Kopplung ref**
**Referenz w Wand**

**In diesem Manuskript werden die folgenden Abkürzungen verwendet:**

**CCT Konstantstrom-Thermometrie**

**CFD-Computergestützte Strömungsdynamik**

**CHT-Konjugat-Wärmeübertragung**

**CTA Konstanttemperatur-Anemometrie**

**Exp-Experiment**
**FEM Finite-Elemente-Methode**

**FOV Sichtfeld**

**FVM Finite-Volumen-Methode**

**IRT-Infrarot-Thermografie**

**SST Schubspannungstransport**

Machine Translated by Google



## Verweise


1. **Perelman, T. Über konjugierte Probleme der Wärmeübertragung.** Int. J. Heat Mass Transf. **1961, 3, 293–303.** [CrossRef] **2.**
**Fiedler, B.; Muller, Y.; Voigt, M.; Mailach, R. Vergleich zweier Methoden zur Sensitivitätsanalyse eines eindimensionalen Kühlströmungsnetzwerks einer Hochdruckturbinenschaufel. In** Band 2D: Turbomaschinen; **American Society of Mechanical Engineers: New York, NY, USA, 2020.** [CrossRef]
3. **Heselhaus, A.; Vogel, D. Numerische Simulation der Turbinenschaufelkühlung unter Berücksichtigung der Schaufelwärmeleitung und der Eintrittstemperaturprofile . In Proceedings der 31. Joint Propulsion Conference and Exhibit, San Diego, CA, USA, 10.–12. Juli 1995.**
[Querverweis]
4. **Felippa, CA; Park, K.; Farhat, C. Partitionierte Analyse gekoppelter mechanischer Systeme.** Comput. Methods Appl. Mech. Eng. **2001,** 190, **3247–3270.** [CrossRef]
5. **Sun, Z.; Chew, JW; Hills, NJ; Lewis, L.; Mabilat, C. Gekoppelte aerothermomechanische Simulation einer Turbinenscheibe durch eine Vollständiger Übergangszyklus.** J. Turbomach. **2011,** 134, **011014.** [CrossRef]
6. **Amirante, D.; Hills, NJ; Barnes, CJ Thermomechanische Finite-Elemente-Analyse/Computational Fluid Dynamics Kopplung von eine Zwischenstufendichtungskammer unter Verwendung einer Torsionsfederanalogie.** J. Turbomach. **2012,** 134, **051015.** [CrossRef]
7. **He, L.; Oldfield, MLG Unsteady Conjugate Heat Transfer Modeling.** J. Turbomach. **2010,** 133, **031022.** [CrossRef] **8.**
**Errera, MP; Baqué, B. Ein quasidynamisches Verfahren für gekoppelte thermische Simulationen.** Int. J. Numer. Methods Fluids **2013,** 72, **1183–1206.** [CrossRef]
9. **Errera, MP; Duchaine, F. Vergleichende Untersuchung von Kopplungskoeffizienten im Dirichlet–Robin-Verfahren für Fluid–Struktur-Aerothermie- Simulationen.** J. Comput. Phys. **2016,** 312, **218–234.** [CrossRef]
10. **Gimenez, G.; Errera, MP; Baillis, D.; Smith, Y.; Pardo, F. Eine Kopplungs-Numerik-Methodologie für schwach transiente konjugierte Wärme Übertragungsprobleme.** Int. J. Heat Mass Transf. **2016,** 97, **975–989.** [CrossRef]
11. **Khoury, RRE; Errera, MP; Khoury, KE; Nemer, M. Effizienz von Kopplungssystemen zur Behandlung von stationären Fluid-Struktur thermischer Wechselwirkungen.** Int. J. Therm. Sci. **2017,** 115, **225–235.** [CrossRef]
12. **Moretti, R.; Errera, MP; Feyel, F. Zeitliche Interpolationsmethoden für transiente CHT. In Proceedings des AIAA Scitech 2019 Forum, San Diego, CA, USA, 7.–11. Januar 2019; American Institute of Aeronautics and Astronautics: Reston, VI, USA, 2019.**
[Querverweis]
13. **Verstraete, T.; Scholl, S. Stabilitätsanalyse von partitionierten Methoden zur Vorhersage konjugierter Wärmeübertragung.** Int. J. Heat Mass Transf. **2016,** 101, **852–869.** [CrossRef]
14. **Sun, Z.; Chew, J.; Hills, N.; Volkov, K.; Barnes, C. Effiziente Finite-Elemente-Analyse/Computational Fluid Dynamics- Thermokopplung für technische Anwendungen.** J. Turbomach. **2010,** 132, **031016.** [CrossRef]
15. **Verdicchio, JA; Chew, JW; Hills, NJ Berechnung gekoppelter Fluid-/Feststoff-Wärmeübertragung für Turbinenscheiben. In** Band 3: Wärmeübertragung; Elektrische Energie; Industrielle und Kraft-Wärme-Kopplung; **American Society of Mechanical Engineers: New York, NY, USA, 2001.**
[Querverweis]
16. **Dixon, JA; Valencia, AG; Coren, D.; Eastwood, D.; Long, C. Wechselwirkungen zwischen Hauptringgaspfad und Wärme im Turbinenstatorschacht Transfer.** J. Turbomach. **2013,** 136, **021010.** [CrossRef]
17. **Ganine, V.; Javiya, U.; Hills, N.; Chew, J. Gekoppelte Fluid-Struktur-Transiente-Thermoanalyse eines Gasturbinen-Innenluftsystems System mit mehreren Hohlräumen.** J. Eng. Gas Turbines Power **2012,** 134, **102508.** [CrossRef]
18. **Schindler, AP; Brack, S.; von Wolfersdorf, J. Gekoppelte FE-CFD-Analyse der transienten konjugierten Wärmeübertragung. In Proceedings der 13. Europäischen Konferenz für Fluiddynamik und Thermodynamik von Turbomaschinen, Lausanne, Schweiz, 8.–12. April 2019.**
[Querverweis]
19. **Dhondt, G.** Die Finite-Elemente-Methode für dreidimensionale thermomechanische Anwendungen; **Wiley: Hoboken, NJ, USA, 2004.**
20. **Estorf, M. Bildbasierte Heizratenberechnung aus thermografischen Daten unter Berücksichtigung der lateralen Wärmeleitung.** Int. J. Heat Mass Transf. **2006,** 49, **2545–2556. .** [CrossRef]
21. **Israel, U.; Cottier, F.; Hartmann, C.; von Wolfersdorf, J. Methode zur transienten und stationären Analyse partitionierter Fluid-Struktur-Interaktionen bei konjugierter Wärmeübertragung für Anwendungen in Flugzeugtriebwerken. In Proceedings der 15. Europäischen Konferenz für Fluiddynamik und Thermodynamik von Turbomaschinen, Budapest, Ungarn, 24.–28. April 2023.** [CrossRef]
22. **Hartmann, C.; Schweikert, J.; Cottier, F.; Israel, U.; Gier, J.; von Wolfersdorf, J. Experimentelle Validierung einer numerischen Kopplungsumgebung zwischen FEM und CFD. In Proceedings der 15. Europäischen Konferenz für Turbomaschinen-Fluiddynamik und Thermodynamik, Budapest, Ungarn, 24.–28. April 2023.**
[CrossRef]
23. **Liu, C.; von Wolfersdorf, J.; Zhai, Y. Zeitaufgelöste Wärmeübertragungseigenschaften für stationäre turbulente Strömung mit stufenweise wechselnden und periodisch pulsierenden Strömungstemperaturen.** Int. J. Heat Mass Transf. **2014,** 76, **184–198.** [CrossRef]
24. **Brack, S.; Poser, R.; von Wolfersdorf, J. Experimentelle Untersuchung der instationären konvektiven Wärmeübertragung unter Luftströmungsgeschwindigkeit und Temperaturschwankungen.** Meas. Sci. Technol. **2021,** 33, **015106.** [CrossRef]
25. **Menter, FR Zweigleichungs-Wirbelviskositäts-Turbulenzmodelle für technische Anwendungen.** AIAA J. **1994,** 32, **1598–1605.** [CrossRef]
26. **Menter, FR; Kuntz, M.; Langtry, R. Zehn Jahre Industrieerfahrung mit dem SST-Turbulenzmodell.** Heat Mass Transf. **2003, 4, 625–632.**

Machine Translated by Google



**27. Göhring, M.; Krille, T.; Feile, J.; von Wolfersdorf, J. Wärmeübertragungsvorhersagen in glatten und gerippten Zwei-Durchgang-Kühlkanälen unter stationären und rotierenden Bedingungen. In Proceedings des 16. Internationalen Symposiums zu Transportphänomenen und Dynamik rotierender Maschinen, Honolulu, HI, USA, 10.–15. April 2016. Online verfügbar: https://hal.archives-ouvertes.fr/hal- 01884254 (abgerufen am 13. April 2021).**

**28. Sutherland, W. LII. Die Viskosität von Gasen und die Molekularkraft.** Lond. Edinb. Dublin Philos. Mag. J. Sci. **1893,** 36, **507–531.** [Querverweis]

**29. White, F.** Viskose Flüssigkeitsströmung; **McGraw-Hill Higher Education: New York, NY, USA, 2006.**

**30. Cottier, F.; Pinchaud, P.; Dumas, G. Aerothermische Vorhersagen von Wechselwirkungen zwischen Brennkammer und Turbine mithilfe fortschrittlicher Turbulenzmodellierung . In Proceedings der 13. Europäischen Konferenz für Fluiddynamik und Thermodynamik von Turbomaschinen, Lausanne, Schweiz, 8.–12. April 2019. [CrossRef]**

**31. Aitken, AC On Bernoulli's Numerical Solution of Algebraic Equations.** Proc. R. Soc. Edinb. **1927,** 46, **289–305. [CrossRef]**

**32. Vogel, G.; Weigand, B. Eine neue Auswertungsmethode für transiente Flüssigkristallexperimente. In Proceedings of the 2001 National Wärmeübertragungskonferenz, ASME, Anaheim, CA, USA, 10.–12. Juni 2001.**

**33. Wagner, G.; Kotulla, M.; Ott, P.; Weigand, B.; von Wolfersdorf, J. Die transiente Flüssigkristalltechnik: Einfluss der Oberflächenkrümmung und der endlichen Wandstärke.** J. Turbomach. **2005,** 127, **175–182. [CrossRef]**

**34. Kays, W.; Crawford, M.; Weigand, B.** Konvektive Wärme- und Massenübertragung; **McGraw-Hill Series in Mechanical Engineering: Neu York, NY, USA, 2005; Band 30.**

**35. Moffat, RJ Beiträge zur Theorie der Einzelproben-Unsicherheitsanalyse.** J. Fluids Eng. **1982,** 104, **250–258. [CrossRef]**

**36. Esfahani, JA; Jafarian, MM Entropieerzeugungsanalyse einer flachen Plattengrenzschicht mit verschiedenen Lösungsmethoden.** Sci 2005 , 12, **233–240.**

**37. Herwig, H. Die Rolle der Entropieerzeugung bei Impuls- und Wärmeübertragung.** J. Heat Transf. **2012,** 134, **031003. [CrossRef]**

**Haftungsausschluss/Anmerkung des Herausgebers: Die in allen Veröffentlichungen enthaltenen Aussagen, Meinungen und Daten sind ausschließlich die der einzelnen Autoren und Mitwirkenden und nicht die von MDPI und/oder den Herausgebern. MDPI und/oder die Herausgeber lehnen jegliche Verantwortung für Personen- oder Sachschäden ab, die aus den im Inhalt erwähnten Ideen, Methoden, Anweisungen oder Produkten resultiere**

Machine Translated by Google

Internationale Zeitschrift für
*Turbomaschinen*
*Antrieb und Leistung*

MDPI

Artikel

# Einfluss der Spitzenspaltgröße auf die Leistung eines Axial Verdichterstufe mit und ohne Active Flow Control †

**Clémence Rannou 1,2,*, Julien Marty [1], Geoffrey Tanguy [2] 2 und Antoine Dazin**

[1] Département Aérodynamique, Aéroélasticité, Acoustique, Office National d'Études et de Recherches Aérospatiales (ONERA), Université Paris Saclay, F-92190 Meudon, Frankreich; julien.marty@onera.fr
[2] Université Lille, Centre National de la Recherche Scientifique (CNRS), ONERA, Arts et Metiers Institute of Technology, Centrale Lille Institut, LMFL, Laboratoire de Mécanique des Fluides de Lille – Kampé de Fériet, F-59000 Lille, Frankreich; geoffrey.tanguy@onera.fr (GT); antoine.dazin@ensam.eu (AD)
* Korrespondenz: clemence.rannou@onera.fr
† Dieses Manuskript ist eine erweiterte Version des Tagungspapiers ETC2023-207, das in den Proceedings der 15. European Turbomachinery Conference, Budapest, Ungarn, 24.–28. April 2023, veröffentlicht wurde.

**Zusammenfassung:** Der Spitzenspaltbereich eines Axialkompressorrotors ist eine Quelle komplexer Strömungen, die Verluste und Stabilitätsprobleme verursachen. Neuere Arbeiten haben gezeigt, dass das Einblasen von Hochgeschwindigkeitsstrahlen in den Spitzenbereich die Pumpgrenze einer Axialkompressorstufe mit einer schmalen Spitzenspaltkonfiguration verbessern kann . Die Spitzenspaltgröße kann sich jedoch während der Lebensdauer des Kompressors verändern, was möglicherweise seine Leistung und Funktionsfähigkeit beeinträchtigt. Ziel ist es, die Leistung eines aktiven Strömungskontrollsystems an einem Kompressor mit unterschiedlichen Spitzenspaltgrößen zu bewerten. Die vorliegende Arbeit basiert auf dem einstufigen Kompressor CME2, der sich im Labor für Strömungsmechanik in Lille befindet und mit Aktuatoren ausgestattet ist, die an der Vorderkante der Rotorspitze blasen. Konfigurationen mit zwei verschiedenen Werten des Spitzenspalt-zu-Sehnen- Verhältnisses (0,6 % und 2,4 %) werden experimentell getestet. Es werden auch RANS-Simulationen durchgeführt. Die Auswirkungen von Spitzenspaltgrößen und Spitzenblasen auf die Strömungstopologie und die Kompressorleistung werden bewertet ( Verbesserun

**Schlüsselwörter:** Axialkompressor; aktive Strömungssteuerung; Pumpgrenze

check for updates

**Zitat:** Rannou, C.; Marty, J.; Tanguy, G.; Dazin, A. Einfluss der Spitzenspaltgröße auf die Leistung einer Axialkompressorstufe mit und ohne aktive Strömungssteuerung. Int. J. Turbomach. Propuls. Power **2023, 8, 30.** https://doi.org/10.3390/ijtpp8030030

Wissenschaftlicher Herausgeber: Francesco Martelli

Erhalten: 12. Juni 2023
Überarbeitet: 25. Juni 2023
Akzeptiert: 7. August 2023
Veröffentlicht: 1. September 2023

Copyright: © 2023 bei den Autoren. Lizenznehmer MDPI, Basel, Schweiz.
Dieser Artikel ist ein Open Access-Artikel, der unter den Bedingungen und Bedingungen der Creative Commons Namensnennungs-Lizenz (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/ ).

## 1. Einleitung

Die Air Transport Action Group hat sich zum Ziel gesetzt, bis 2050 Netto-Null-Kohlenstoffemissionen zu erreichen [1]. Dies bedeutet unter anderem, die Leistung von Flugzeugtriebwer
Die Verbesserung des Druckverhältnisses von Axialkompressorstufen stellt aufgrund von Betriebsbereichsbeschränkungen durch Strömungsinstabilitäten wie rotierendem Strömungsabriss und Pumpen eine erh
Rotierende Strömungsablösungen treten typischerweise im Spaltbereich zwischen den Schaufeln und dem Gehäuse auf, wenn die Spitzenleckageströmung mit der Hauptströmung interagiert. Um diese Einschränkungen zu überwinden, haben sich Steuersysteme , die die Strömung in der Nähe des Gehäuses manipulieren, als wirksam erwiesen, da sie den Sicherheitsabstand gegen Strömungsablösungen erhöhen und somit den Betriebsbereich d
Diese Steuerungssysteme können passiv (Änderung der Geometrie ohne externe Energie) oder aktiv (Erfordernis einer externen Energiequelle) sein. Jüngste Forschungen haben gezeigt, dass eine aktive Steuerung, insbesondere das Einblasen von Luft vor der Vorderkante der Rotorspitze, den Beginn des Strömungsabrisses verzögern kann. Tatsächlich bietet die aktive Steuerung im Vergleich zur passiven Steuerung eine vielseitigere Option , da sie an den Betriebspunkt der Maschine angepasst werden kann und Motorzyklen und Verschleißprobleme berücksichtigen kann. Frühere Arbeiten haben den Einfluss der wichtigsten geometrischen und strömungstechnischen Parameter, die sich auf die Einblasleistung auswirken, experimentell untersucht [2,3]. CFD-Berechnungen wurden auch verwendet, um die Fähigkeit solcher Systeme zu bewerten, Verluste zu verringern und die Pumpgrenze des Verdichters zu erhöhen. Marty et al. [4] analysierten den Nutzen des Anblasens und die Wirkung der Saugwirkung an der Laufschaufelspitze. Neuhaus et al. [5] konzentrierten sich auf kontinuierliches Anblasen, u

Machine Translated by Google



**Dennoch konzentrierten sich alle oben zitierten Arbeiten auf eine feste Kompressorgeometrie, während sich der Spitzenspalt eines Kompressors mit dem Alter der Maschine verändert und von der Rotorposition und Drehzahlschwankungen abhängt. Außerdem ist es allgemein bekannt, dass eine Veränderung der Spitzenspaltgröße einen starken Einfluss auf die Kompressorleistung hat [6,7].**

**So sinkt beispielsweise der isentropische Wirkungsgrad deutlich, wenn das Verhältnis** R (=$\frac{ÿ}{c}$), **das durch die Größe des Blattspitzenspalts ÿ zur Achssehne c definiert ist, von 0,9 % auf 3,4 % erhöht wird [ Die Betriebszone wird auch durch eine Reduzierung der Stall-Sicherheitsmarge um fast 10 % minimiert [ 6]. Nach den Arbeiten von [7] ist die Größe des Schaufelspalts umgekehrt proportional zum Spitzendruckanstieg einer Schaufel: Für jedes Prozent Zunahme der Schaufelspaltgröße werden 4 % zusätzliche Druckverluste beobachtet.**

**Das Hauptziel der vorliegenden Arbeit ist die Bewertung der Leistung eines aktiven Strömungskontrollsystems an einem Kompressor mit unterschiedlichen Spitzenspaltgrößen und die Untersuchung des Fluidverhaltens an der Schaufelspitze bei kontinuierlicher Lufteinblasung. Für diese Studie wird der CME2 verwendet, ein einstufiger Kompressor im Lille Fluid Mechanics Laboratory Frühere Arbeiten haben das Spaltgrößenverhältnis R an der Düsenspitze bei** R **= 0,6 % [8,9] für den CME2 experimentell und numerisch untersucht. In diesem Artikel wird die Auswirkung der Steuerung auf einen größeren Spalt an der Düsenspitze, definiert als** R **= 2,4 %, vorgestellt. Der Artikel ist wie folgt aufgebaut: Zunächst werden der Prüfstand und die CFD-Methodik beschrieben. Anschließend wird ein Referenzfall vorgestellt. Abschließend wird der Einfluss der aktiven Strömungssteuerungsparameter diskutiert. Dieses Manuskript entspricht unserem** Artikel, der in den Proceedings der 15. European Turbomachinery Conference **[10] veröffentlicht**

## 2. Materialien und Methoden

### 2.1. Versuchsanlage und aktives Strömungskontrollsystem **Der**

**betrachtete Versuchsaufbau ist der CME2, ein einstufiger Axialkompressor, der im Lille Fluid Mechanics Laboratory betrieben wird [11]. Alle vorgestellten Tests wurden bei einer Rotationsgeschwindigkeit *von ÿ* = 3200 U/min durchgeführt. Der CME2 ist 2ÿ/10 periodisch mit 30 Schaufeln für den Rotor und 40 Schaufeln für den Stator. Das Staudruckverhältnis beträgt 1,03 bei ÿ und der nominale Massenstrom beträgt 5,3 kg/s. Die Rotorspitzengeschwindigkeit beträgt 94 m/s.**
**Die Konstruktionsaxialgeschwindigkeit an der Vorderkante beträgt 43ÿm/s.**

**Weitere Einzelheiten zur geometrischen Konfiguration finden Sie in [11]. Wie in Abbildung 1 dargestellt, umfasst das CME2-Blassystem 20 Aktuatorpaare, die um den Umfang des CME2 herum angeordnet sind. Die Mitte des Injektors befindet sich stromaufwärts der Vorderkante des Rotors, bei ÿ10 mm. Die Injektoren wurden so konstruiert, dass sie vom Coandÿa-Effekt profitieren, und der Strahl ist an der Wandverkleidung angebracht, um effizient mit der Strömung an der Rotorblattspitze zu interagieren. Die aktiven Steuerungseigenschaften sind in Abbildung 1 zusammengefass**

**Die Injektoren werden mit einem externen Kompressionssystem versorgt, das die Einstellung des vom Steuersystem eingespritzten Massenstroms ermöglicht. Der absolute Einspritzwinkel ist ebenfalls einstellbar und wird wie folgt definiert: Der Winkel ist positiv, wenn die tangentiale Geschwindigkeitskomponente des Strahls in die gleiche Richtung wie die Rotationsgeschwindigkeit weist (Abbildung 2).**

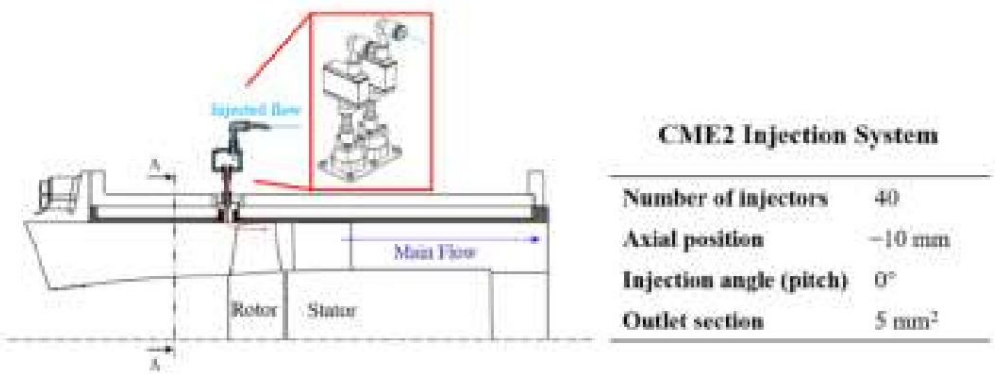



**Abbildung 1. CME2-Lufteinspritzsystem.**

Machine Translated by Google



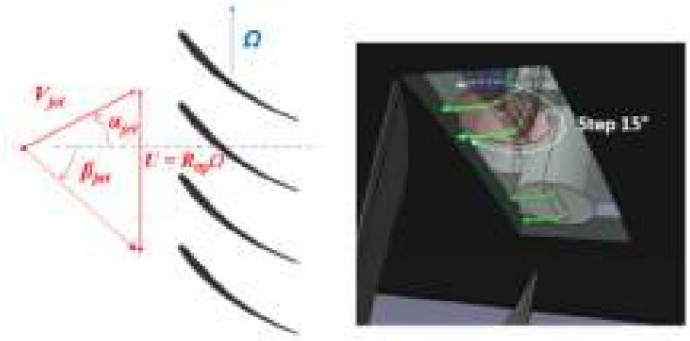



**Abbildung 2. Definition des absoluten Einspritzwinkels und CAD-Ansicht des einstellbaren Gierblaswinkels der Injektoren.**

2.2. Numerischer Aufbau

**2.2.1. Darstellung der 2ÿ/10-Konfigurationen Ein**

**vorläufiger Berechnungsbereich wurde entwickelt, um eine 2ÿ/10-Konfiguration unter Verwendung der natürlichen Periodizität der Maschine zu erhalten (Abbildung 3). Diese besteht aus einem Einzelblattkanal, der aus einem Rotorblatt und einem Statorblatt mit einem Paar Fluidaktuatoren besteht. Das gesamte Netz besteht aus 7 × 106 Knoten. Die** y + **-Werte an der Schaufelwand sind im gesamten Bereich kleiner als 1. Wenn die Größe des Schaufelspalts geändert wird, wird die Anzahl der Punkte angepasst, um das Seitenverhältnis der Zellen beizubehalten. In [12]** wird gezeigt , **dass für den kleineren Schaufelspalt ( R = 0,6 %) die Konfigurationen mit Einzelschaufelkanal (SBC) und 2ÿ/10 sehr ähnliche Ergebnisse von Nenn- bis zu Stallbedingungen liefern Bei der größeren Spitzenlücke** (R = 2,4 %) können die SBC-Simulationen jedoch den kritischen **Massenstrom bei Strömungsabriss nicht vorhersagen .** Daher **werden in diesem Artikel die Ergebnisse der RANS 2ÿ/ 10-Konfiguration vorgestellt.**

**Bei den Injektoren bilden die Elemente Prismen, Pyramiden und Tetraeder das Netz für die Schnittstelle zwischen Injektor und Kanal (Upstream-, Rotor- und Statorteile ). Der Kanal ist mit strukturierten Blöcken unter Verwendung einer „O-nH“-Topologie vernetzt. Schließlich ermöglichte die Software Pointwise® die Umwandlung des Hexaedernetzes der Injektoren in unstrukturierte Blöcke.**

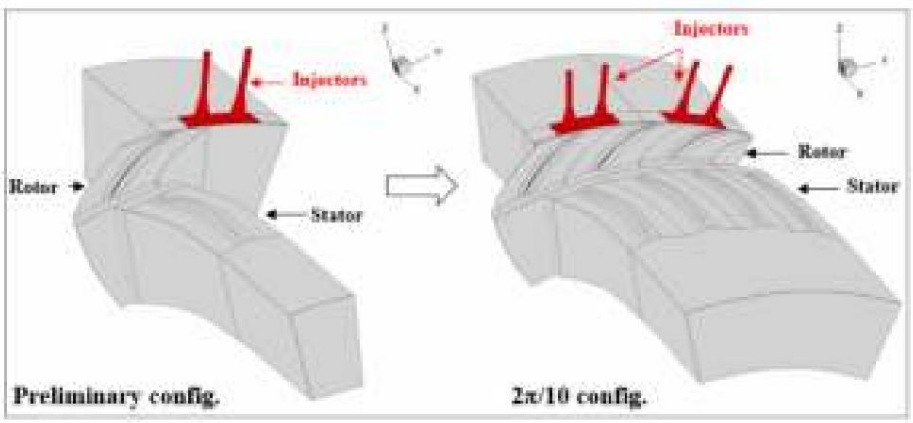



**Abbildung 3. Vorläufige und 2ÿ/10-Konfigurationen.**

**2.2.2. Allgemeine Parameter**

**Die RANS 2ÿ/10-Berechnungen werden mit dem elsA-Solver durchgeführt, der bei ONERA entwickelt wurde und im gemeinsamen Besitz von ONERA und SAFRAN ist [13]. Dieser Code basiert auf einer zellenzentrierten Finite-Volumen-Diskretisierung von strukturierten und unstrukturierten Multiblocknetzen.**

**Eine Konvergenzstudie basierend auf zwei Netztypen für eine Einzelschaufelkanalkonfiguration ohne Injektoren, eines bei 106 und das andere bei 3 × 106 Knoten, wurde in [14] durchgeführt. Das letzte Netz wurde ausgewählt, da es einen guten Kompromiss zwischen numerischen Kosten und Zuverlässigkeit darstellte.**

Machine Translated by Google



**Die Gesetze des idealen Gases, von Sutherland (für die Viskosität von Fluiden) und von Fourier (für Wärmeströme) werden zusammen mit Reynolds-gemittelten Navier–Stokes (RANS)-Gleichungen verwendet, um die kompressible Strömung im CME2-Kompressor zu simulieren. RANS-Gleichungen werden gelöst, indem das Aufwindschema zweiter Ordnung von Roe für konvektive Flüsse sowohl für die Transportgleichungen von Turbulenzmodellen als auch für die Navier–Stokes-Gleichungen verwendet wird, und ein klassisches, auf zweiter Ordnung zentriertes Schema für die diffusiven Flüsse. Das Spalart–Allmaras-Modell [15] wird für die Turbulenzmodellierung verwendet . Ein rückwärts gerichtetes Euler-Schema wird für die Zeitintegration mit lokaler Zeitschrittweite verwendet, um die Konvergenzrate im stationären Strömungszustand zu verbessern. Für die implizite Phase ist dies mit einem symmetrischen sukzessiven Überrelaxationsschema (LU-SSOR) verbunden.**

**Tabelle 1 zeigt alle Randbedingungen für die Simulationen. Eine Mischebene wird verwendet, um die Rotor-Stator-Schnittstelle zu lösen und diese Schaufelreihen in RANS-Berechnungen zu verbinden. Zusätzlich wird stromabwärts der Domäne eine Unterschall-Auslassbedingung verwendet: Es wird ein statischer Druck mit einem radialen Gleichgewichtsgesetz auferlegt, das durch ein Ventilgesetz** (Ps = Pre f ) **basierend auf einem Ventilkoeffizienten** ÿrelax(mÿ /mÿ **i n f** ) **2** wird, wodurch wir neue **Betriebsbedingungen mit einer bestimmten Massenstromrate ( Pre** f **= 10,0 kg/s) festlegen können .** **= 101,325 Pa, mÿ** re f

**Es werden verschiedene Maschen verwendet, um den Einfluss der absoluten Einspritzwinkel der Düsen (0ÿ ; ÿ30ÿ ) auf die Leistung bei der definierten Drehzahl von 3200 U/min. Die betrachteten Hybridnetze sind in Abbildung 4 dargestellt, die das Injektornetz für jeden Einspritzwinkel** ÿinj: 0ÿ zeigt. **, ÿ30ÿ .**

**Tabelle 1. Randbedingungen.**

| | |
|---|---|
| **Stromaufwärts** | **- Unterschall-Einlassbedingung mit vorgeschriebenem Gesamtdruck**<br>**- Axiale Strömungsrichtung,** Pt **= 101.325 Pa,** Tt **= 288,15 K** |
| **Schaufelblätter, Gehäuse, Nabe** | **- Adiabatische Wandbedingung - Feste Wandbedingung für Gehäuse und einen Teil der Nabe - Bewegliche Wandbedingung für Nabe und Schaufelblätter** |
| **Stromabwärts** | **- Unterschall-Auslassbedingung mit radialem Gleichgewicht unter Verwendung eines Ventilgesetzes für den statischen Druck** |
| **Einlass des Injektors - Unterschall-Einlassbedingung mit vorgeschriebenem Massenstrom,** Qinj | **- Fließrichtung senkrecht zur Begrenzung,** Tt **= 288 K** |
| **Injektorwände** | **- Adiabatische Wandverhältnisse** |

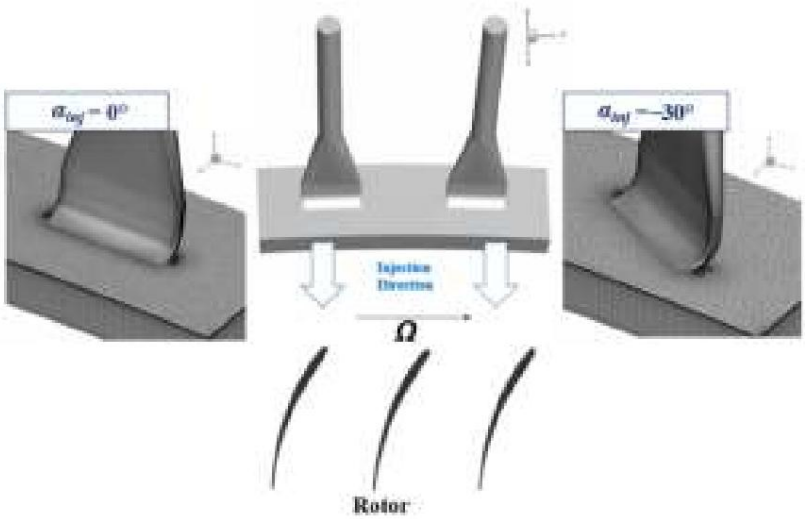



**Abbildung 4. Verschiedene Maschenkonfigurationen bei** ÿinj **= 0ÿ .** **ÿ30ÿ**

## 3. Ergebnisse und Diskussion

### 3.1. Referenz ohne Kontrolle: Baseline-Leistungsbewertung

**Um die Übereinstimmung zwischen den experimentellen Daten und den numerischen Ergebnissen zu beurteilen, wurden zunächst Simulationen ohne Kontrolle mit 2ÿ/10-Konfigurationen für einen schmalen Spitzenabstand** du

Machine Translated by Google



**Größe bei** R **= 0,6 % und eine größere bei** R **= 2,4 %. Die Testkampagne wurde mit beiden Düsenspaltgrößen ohne Steuerung am CME2 durchgeführt. Ein Ventil wurde schrittweise von Nenn- bis Stillstandsbedingungen gedrosselt. Für** R **= 0,6 % werden die experimentellen Daten von [9] bereitgestellt . Als Referenzfall wurden die Simulationen bei derselben Konfiguration der experimentellen Daten verglichen,** wobei die Injektoren bei ÿinj **=** 0ÿ **ausgerichtet waren, ohne zu blasen (Abbildung 5).**

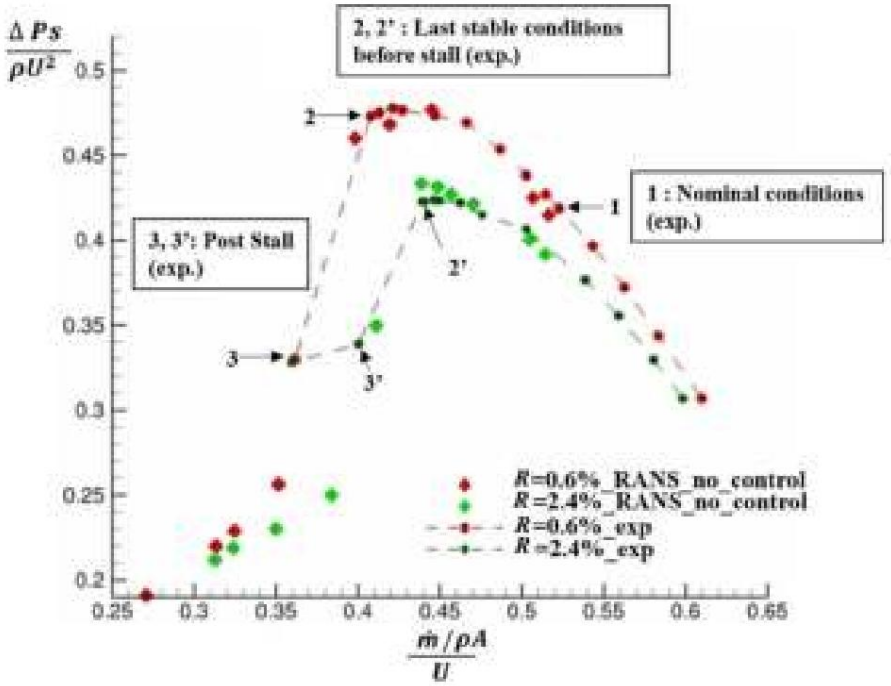



**Abbildung 5. CME2-Leistungsdiagramm bei zwei Spitzenspaltgrößen** (R **= 2,4 % und** R **= 0,6 %) für eine Konfiguration mit Injektoren bei** ÿinj **=** 0ÿ **ohne Blasen für experimentelle Tests und numerische Ergebnisse.**

**3.1.1. Spezifische Betriebsbedingungen für das Verhältnis** R **= 0,6 % und** R **= 2,4 %**

**Der Durchflusskoeffizient des Kompressors beträgt 0,53. Die kritische Durchflussrate, bei der der Kompressor zum Stillstand kommt, beträgt 0,41 bzw. 0,44 bei** R **= 0,6 % bzw.** R **= 2,4 % (Abbildung 5). Es wird ein Bereich von Massenstromkoeffizienten zwischen 0,25 und 0,53 untersucht. Unter den betrachteten Bedingungen werden mehrere Betriebspunkte wie folgt identifiziert: (i) Nennbedingungen** ***(ÿ1*** = **0,53); (ii) letzte stabile Bedingungen vor dem Stillstand: der letzte experimentelle Punkt (S) vor einem deutlichen Bruch in der Steigung der Leistungskurve (bei** ÿS2 **und** ÿS2 ***ÿ*****); und (iii) Bedingungen nach dem Stillstand bei einem Massenstrom von weniger als** ÿS.

**3.1.2. Ergebnisse vom nominalen bis zum letzten stabilen Zustand bei einem Verhältnis** R **= 0,6 % und** R **= 2,4 %**

**Das Leistungsdiagramm enthält die numerischen RANS-Ergebnisse für die beiden Spitzenspaltgrößen** (R **= 0,6 % und** R **= 2,4 %) und die experimentellen Daten (Abbildung 5). Die 2ÿ/10** -Simulationen liefern hervorragende Ergebnisse, wenn man sie mit den experimentellen Daten **bei** R = 0,6 % **vergleicht . Insbesondere ergeben sich Abweichungen von weniger als 1 % zu den letzten stabilen Bedingungen für** R **= 0,6 %, selbst wenn die numerischen Ergebnisse *ÿ* = von *ÿ* = 0,53 bis** ÿU2 ***ÿ*** **= 0,45 leicht unterschätzen. Ebenso liefern die numerischen Ergebnisse für** R **= 2,4 % akzeptable Leistungsdaten bei diesem größeren Spitzenspalt. Tatsächlich ergeben RANS-2ÿ/10-Simulationen** von ***ÿ*** **= 0,53 bis *ÿ* = 0,45 Abweichungen von weniger als 1 %. Die größte Abweichung von den experimentellen Daten hängt mit den Bedingungen nahe dem Strömungsabriss zusammen. Für** R **= 0,6 % beträgt der experimentelle kritische Massenstrom** ÿS2 **= 0,41, während die numerischen Simulationen die Steigungsdiskontinuitätseigenschaften bei** ÿS **= 0,39 vorhersagen. Darüber hinaus unterschätzen die numerischen Ergebnisse *ÿ* im Vergleich zu den experimentellen Daten am oberen Ende der Kurve leicht, erfassen aber den gleichen Leistungstrend kurz vor dem Stillstand gut. In gleicher Weise scheinen die RANS-Ergebnisse** für R = 2,4 % einen letzten stabilen **Punkt bei einem niedrigeren Massenstrom, aber nahe bei** ÿS2 ÿ = **0,44 zu definieren. Der Kompressordruckanstieg kurz vor dem Stillstand wird leicht überbewertet.**

Machine Translated by Google



3.2. Leistung der Strömungskontrolle bei unterschiedlichen Spitzenspaltgrößen

**Die Auswirkung der aktiven Durchflussregelung wird beim Dauerblasen bei 3200 U/min** mit 40 bei R = 0,6 % und 2,4 % **aktivierten Injektoren und einem Einspritzwinkel von** ÿinj **= ÿ30°** untersucht .
Als Referenzwert für R = 0,6 % **wurde der absolute Einspritzwinkel gewählt ,** da dieser **gemäß [9] dem optimalen Verhalten des Verdichters hinsichtlich der Verbesserung des Stall Margin entspricht .**

**Die experimentellen und numerischen Kompressorleistungsdiagramme sind in Abbildung 6 dargestellt. Die Einblasströmungsrate wird in der Simulation auf** Qinj **= 2,0 % eingestellt, um den experimentellen Ergebnissen zu entsprechen. Die eingespritzte Massenströmungsrate,** Qinj, **ist definiert als der Prozentsatz der Kompressormassenströmungsrate am letzten Betriebspunkt ohne Steuerung für die Nenngeometrie ,** R **= 0,6 %. Wenn der letzte Betriebspunkt ohne Steuerung für** R **= 2,4 % gewählt wird, wird eine leichte Diskrepanz von 0,025 % beobachtet, weshalb zum Vergleich in jedem Fall** R **= 0,6 % als Referenz genommen wird. Darüber hinaus wurde gemäß [16] die eingespritzte Massenströmungsrate in jedem Paar von Einspritzventilen als konstant mit einer leichten Abweichung von 1 % beobachtet, unabhängig vom betrachteten Paar.**

**Wie bereits experimentell in [9,16] beobachtet, beweist das Kontrollsystem bei** R = 0,6 % **seine Fähigkeit, die Stabilitätsgrenze zu niedrigeren Durchflussraten zu verschieben *(ÿS* wird von 0,41 auf 0,32 gesenkt) und verbessert den statischen Druckanstieg im Kompressor. Bei der größten Spaltgröße,** R **= 2,4 %, ist der Blaseffekt als Abrissgrenze sogar noch effizienter, wobei die Kontrolle bei** ÿS = **0,335 liegt, was sehr nahe an dem Wert liegt, der bei der schmalen Spaltgröße beobachtet wurde. Darüber hinaus weisen die kontrollierten Fälle im Vergleich zu den Basiskennlinienkurven einen Anstieg des statischen Druckverhältnisses auf, wobei die Steigung der Kurven positiv wird, insbesondere bei** R **= 2,4 %.**

**Was die CFD-Vorhersagen betrifft, verzögert sich der statische Druckabfall aufgrund der geringeren Massenströme ebenfalls im Vergleich zu Fällen ohne Kontrolle beider Spitzenspiele. Die 2ÿ/10 -Simulationen liefern einen ähnlichen kontrollierten Leistungstrend, unterschätzen jedoch den Druckkoeffizienten ÿ, wenn die Kurven der experimentellen Daten nach oben hin von *ÿ* = 0,4 auf** ÿS = **0,335 für** R **= 2,4 % und von *ÿ* = 0,41 auf** ÿS = **0,32 für** R **= 0,6 % abflachen. Dies bedeutet , dass die 2ÿ/10-Simulationen ausreichen, um die Änderung der Steigung vorherzusagen, wenn es bei der Blassteuerung zum Strömungsabriss kommt, aber ihnen die Genauigkeit für den plötzlichen statischen Druckabfall fehlt, der in den Experimenten erfasst wurde. Die instationären Simulationen des Kompressors mit einer 360° -Konfiguration sollten den Blaseffekt genauer erfassen, wer**

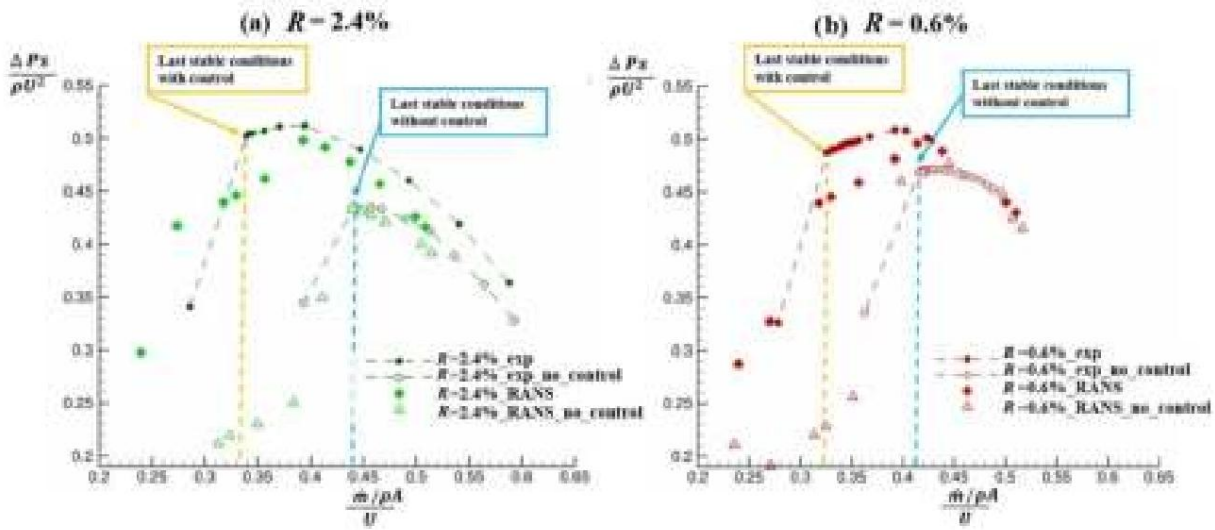



**Abbildung 6. CME2-Leistungsdiagramm bei (a)** R **= 2,4 %, (b)** R **= 0,6 %, mit** ÿinj **= ÿ30ÿ** (Qinj = **2,0 %).**

**Um die Auswirkung der Anblasung auf die Strömung in der Nähe des Gehäuses zu verdeutlichen, sind die statischen Druckverteilungen bei 96 % der Rotorblatthöhe für die jeweiligen Betriebsbedingungen aufgetragen (Abbil**
Es sind **gewisse Unterschiede in der Intensität des statischen Drucks zwischen den beiden Konfigurationen mit und ohne Steuerung zu beobachten. Bei der Konfiguration ohne Steuerung ist ein charakteristischer Bereich mit niedrigem relativen Druck an der Vorderkante zu beobachten (Abbildung 7**

Machine Translated by Google



**Der Bereich des statischen Druckabfalls ist mit einem Wirbelstrom an der Spitzenleckage verbunden. Am letzten stabilen Punkt ohne Steuerung zeigt Abbildung 7b die Änderung des Einfallswinkels des Wirbels an der Spitzenleckage im Vergleich zum Normalfall, wenn er sich zur Vorderkante hin bewegt. Bei Strömungsabriss (Abbildung 7c) gibt es einen Abfall der statischen Druckschwankung, der in der Leistungskarte dargestellt ist, und der Wirbel an der Spitzenleckage ist nicht mehr sichtbar, da sich der Strom ablöst. Wenn das Blasen aktiviert ist, scheint dieser Bereich mit niedrigerem statischen Druck bei jedem Betriebszustand (Abbildung 7a–c) entlang der Saugseite des Rotors begrenzt zu sein, wodurch**

**Dies lässt darauf schließen, dass CFD in der Lage ist, die Hauptwirkung des Blasens auf den Leckagefluss und dessen Auswirkung auf die Strömungsabrissverzögerung zu erfassen.**

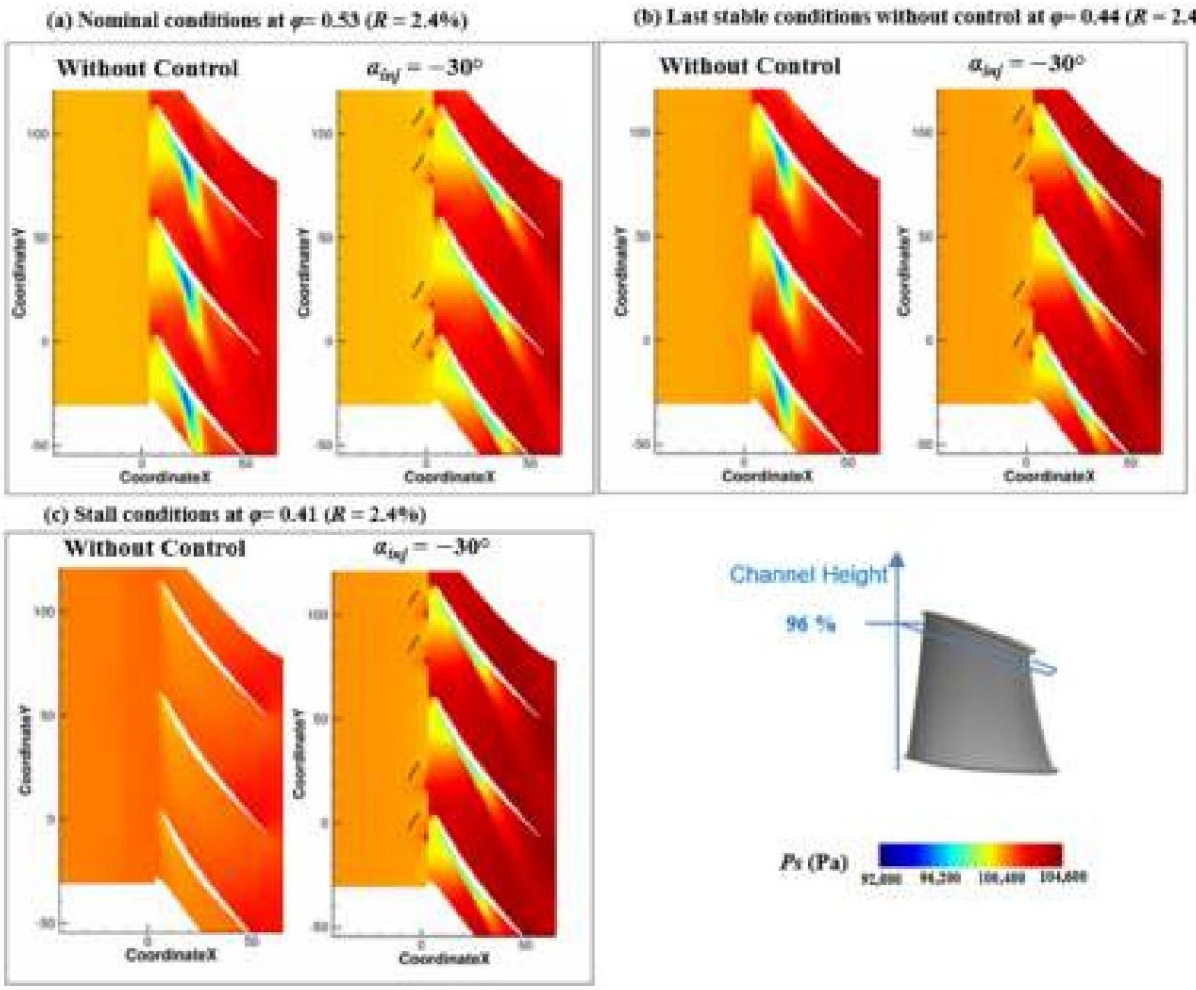



**Abbildung 7. Statisches Druckfeld für** R **= 2,4 % bei nominalen, letzten stabilen und Stallbedingungen für Konfigurationen: ohne und mit Steuerung** (ÿinj **= ÿ30ÿ und** Qinj = **2,0 %).**

**Um die Wirkung des Regelsystems auf die Kompressorleistung zu charakterisieren, werden zwei Parameter eingeführt: die Leistungsbilanz (Gleichung (1)) [9] und** SMI **(Gleichung (4)) dargestellt in [17]. Die massengemittelte Leistungsbilanz ist definiert als die zusätzliche Gesamtleistung, die der Kompressor aufgrund der Regelung dem Volumenstrom zur Verfügung stellt. Der Gesamtdruck am Einlass beinhaltet den dynamischen Druck des Strahls. Dies kann einfach durch den Nettonutzen (Energiegewinn in Form des Druckanstiegs in der Kompressorstufe – Energiekosten aufgrund des Blassystems) des Regelsystems definiert werden.**

$$\overline{PB} = \frac{(QS,B + Qinj)\ \ddot{y}C\ \underline{\ddot{y}ptt,C,int} - \ddot{y}\ (QS,B)\ \ddot{y}B\ \underline{\ddot{y}ptt,B}}{P} \times 100 \quad (1)$$

**wobei P, Q und** ÿptt **die Nennleistung des Kompressors** (P = **23.000 W), der Massenstrom bzw. der Gesamtdruckanstieg sind. In Gleichung (1) sind die Indizes**

Machine Translated by Google



**Siehe** B **für den Basisfall ohne Steuerung,** C **für den gesteuerten Fall,** S **für den letzten stabilen Betriebspunkt mit der niedrigsten Durchflussrate vor dem Stillstand, inj ist die Einspritzung für die global eingespritzte Massendurchflussrate und int ist die Interpolation für den gesteuerten Gesamt-zu**

**Mit ähnlicher Nomenklatur** wird der SMI **durch das Verhältnis der Surge-Marge mit Kontrolle, SMC, und ohne Kontrolle,** SMB , bestimmt **(Abbildung 8a):**

$$SMB = \left(\left(\frac{\ddot{y}ptt_{,B}}{Q_{S,B}}\right)\left(\frac{Q_{nom}}{p_{nom}}\right) \ddot{y}\ 1\right) \times 100 \quad (2)$$

$$SMC = \left(\left(\frac{\ddot{y}ptt_{,C}}{Q_{S,C}}\right)\left(\frac{Q_{nom}}{p_{nom}}\right) \ddot{y}\ 1\right) \times 100 \quad (3)$$

$$SMI = \frac{SMC \ \ddot{y}\ SMB}{KMU} \times 100 \quad (4)$$

**Im Gegensatz zu [9] enthält der gesamte Einlassdruck im kontrollierten Fall die von den Düsen hinzugefügte Energie. Abbildung 8b zeigt einen** Vergleich von SMI **und Leistungsbilanz zwischen den beiden Spitzenspielen bei** ÿinj **= ÿ30ÿ für Konfigurationen mit der Steuerung mit 20 Injektoren und 40 Injektoren. Es werden verschiedene** Qinj **in einem Bereich von** Qinj **= 0,5 % bis** Qinj **= 2,5 % getestet. Die interessanten Konfigurationen sind diejenigen, die einen signifikanten** SMI **und eine positive Leistungsbilanz** erzielen . **Daher werden die Punkte oben und/oder rechts auf der Karte anvisiert. Es scheint, dass die Konfigurationen mit 40 Injektoren im Vergleich zu 20 Injektoren die besten Ergebnisse für jede Spitzenspielgröße bieten . Folglich ist eine akzeptable Winkelabdeckung um den Umfang des Kompressors möglich. Die Fälle bei** Qinj **= 1 % und 1,5 % bieten interessante Anwendungskonfigurationen, da sie einen zufriedenstellenden** SMI **und eine positive Leistungsbilanz** erzielen **und 5,8 % der Kompressornennleistung erreichen können. Die Fälle bei** Qinj **= 2,5 % entsprechen den maximalen energetischen Kosten, da dies die maximale Anzahl an Injektoren mit der maximalen Durchflussrate pro Injektor darstellt. Darüber hinaus** liefert **der** SMI bei R = 2,4 % **hervorragende Ergebnisse im Vergleich zu** R **= 0,6 %:** SMI **und Leistungsbilanz betragen jeweils fast 200 % bzw. 6 %. Dennoch muss beachtet werden, dass der** SMI **berechnet wird, indem der letzte stabile Punkt aus dem Basisfall ohne Kontrolle genommen wird, wie in Abbildung 6 gezeigt: Die Basislinie bei** R **= 2,4 % ist niedriger als die bei** R = 0,6 %, was auf die höheren Verluste zurückzuführen ist, d

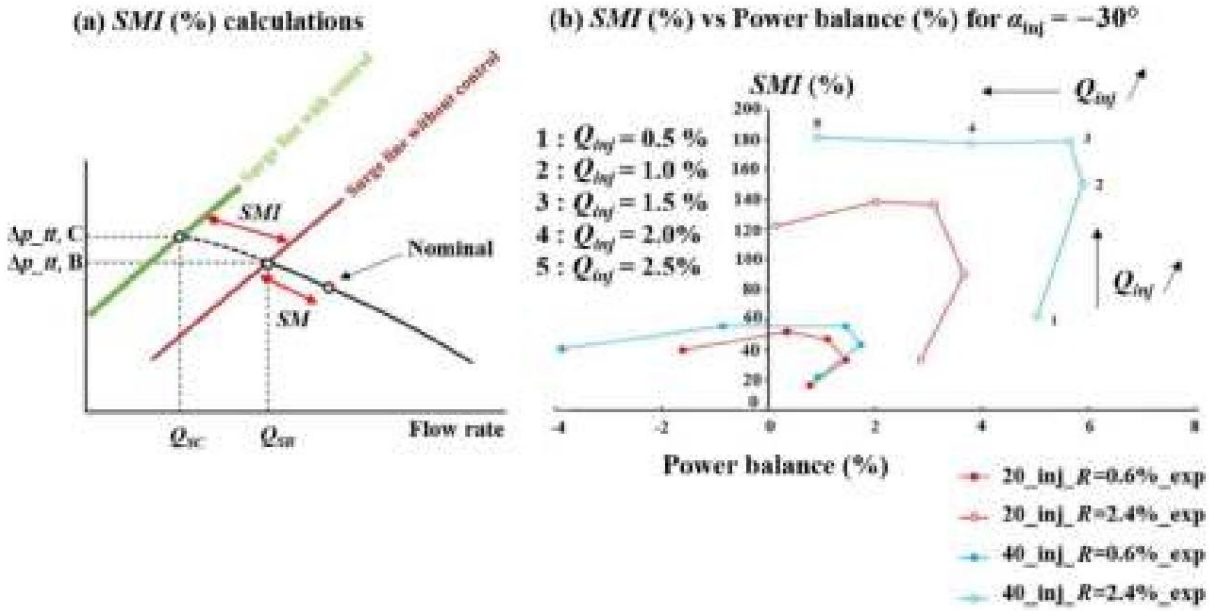



**Abbildung 8. (a)** SMI **-Berechnungen. (b)** SMI **(%) und Leistungsbilanz (%) des Kontrollsystems mit experimentellen Daten bei** R **= 0,6 % und 2,4 % für** ÿinj **= ÿ30ÿ mit 20 und 40 Injektoren.**

Machine Translated by Google



**Abschließend wird gezeigt, dass die aktive Regelung mit** ÿinj= **ÿ30ÿ effizient zu sein scheint, da sie die Stallgrenze durch eine Verringerung des Stallmassenstroms und eine Erhöhung des Druckverhältnisses hinausz Dies verbessert den** SMI und **bietet eine mögliche Strategie zur Stabilisierung des Spitzenlückenbereichs.**

3.3. Einfluss der Einspritzsteuerungsparameter

**Weitere Konfigurationen werden mit unterschiedlichen Steuerparametern experimentell untersucht. In diesem Abschnitt wird die aktive Durchflussregelung für kontinuierliches Blasen bei 3200 U/ min mit 40 und 20 aktivierten Injektoren und verschiedenen absoluten Durchflusswinkeln getestet: Die Leistungskurven werden mit** ÿinj **= 0° –60° bei** Qinj = **1,5 % dargestellt (Abbildung 9). Bei den Konfigurationen mit 40 Injektoren werden die besten Ergebnisse bei** ÿinj **= –45° und mit 20 Injektoren bei** ÿinj **= –30°** erzielt . **Tatsächlich erzeugt der Effekt der Blasregelung bei diesen Winkeln einen höheren statischen Druckanstieg. Außerdem wird der Strömungsabriss verzögert, insbesondere bei der Konfiguration mit 40 Injektoren.**

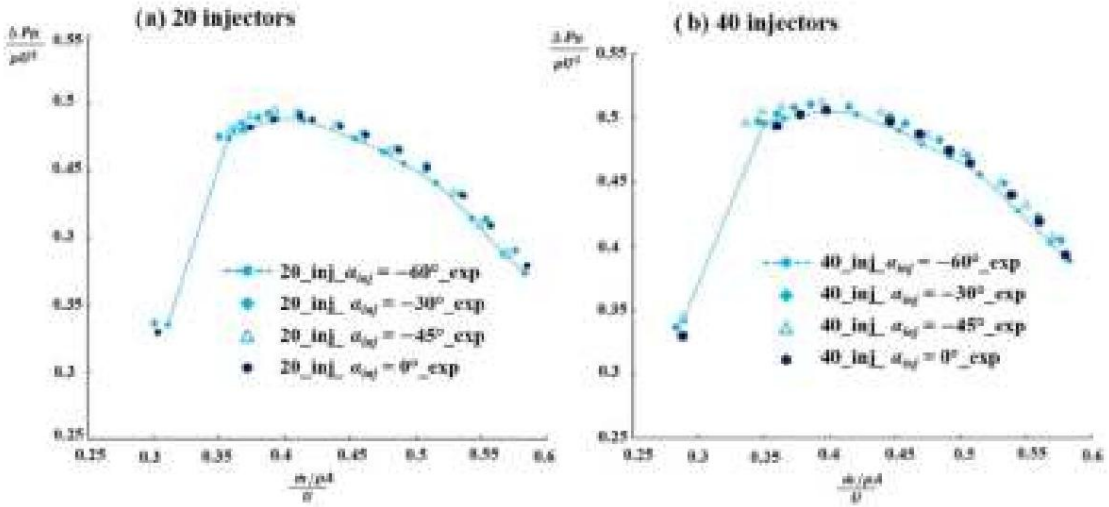



**Abbildung 9. Experimentelles CME2-Leistungsdiagramm für** R **= 2,4 % , ÿ30ÿ , ÿ45ÿ , ÿ60ÿ : mit (a) 20 in-bei** 0ÿ **Injektoren, (b) 40 Injektoren.**

**Anschließend wird die Gesamtleistung der anderen Fluidparameter analysiert, wobei der Schwerpunkt auf den Konfigurationen mit 40 Injektoren liegt, da diese Konfiguration die besten Leistungsergebnisse liefert . In Abbildung 10a wird die Leistungsbilanz im Vergleich** zum SMI **für kontinuierliches Blasen bei bestimmten Injektionswinkeln untersucht. Wie erwartet ermöglichen Blassteuerungskonfigurationen das Bereitstellen des besten** SMI **mit einer hohen positiven Leistungsbilanz bei** ÿinj **= ÿ45ÿ , insbesondere für die eingespritzten Massenströme bei** Qinj **= 1 % und 1,5 %. Folglich scheint bei einer größeren Spitzenspaltgröße die beste Konfiguration für aktive Steuerung mit 40 Injektoren bei** ÿinj **= ÿ45ÿ** erzielt zu werden . **In Abbildung 10b wird der** SMI **als Funktion des relativen Anblaswinkels ÿ angegeben.** Die Ergebnisse werden für verschiedene V **-Werte extrahiert, die durch die Strahlgeschwindigkeit skaliert durch die Geschwindigkeit der Rotorblattspitze (U) des** Strahlrotors definiert sind. Der SMI **weist eindeutig Maxima für einen relativen Anblaswinkel von etwa 60°** auf **(Abbildung 10b). In einer früheren Studie [9] ermöglichte dieser Wert für den relativen Anblaswinkel** bei R = 0,6 %, den besten SMI zu erzielen. **Darüber hinaus stimmte dieser Wert ungefähr mit dem Einlassschaufelwinkel an der Spitze des CME2-Kompressors überein.**

Machine Translated by Google



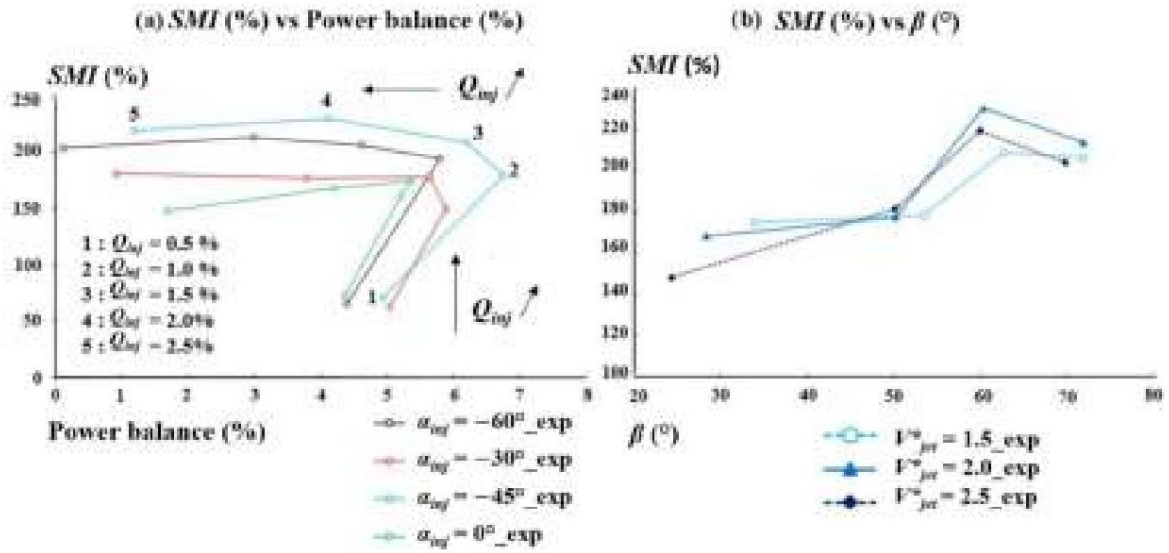



**Abbildung 10. (a)** SMI **und Leistungsbilanz. (b)** SMI **(%) und** *ÿ* **( ÿ ) bei** R **= 2,4 % für , ÿ30ÿ , ÿ45ÿ ,** ÿinj **=** 0ÿ **ÿ60ÿ mit 40 Injektoren.**

**4. Schlussfolgerungen**

**Die vorliegende Studie berichtete über die Auswirkungen der aktiven Strömungskontrolle auf schmale und große Spitzenspaltgrößen .** Die Versuchskampagne wurde auf einem **Prüfstand für einstufige Axialkompressoren durchgeführt, der** rundum mit fluidischen Aktuatoren ausgestattet war. Die Messungen **wurden von Konstruktionsbedingungen bis zu Betriebspunkten nahe dem Stillstand für Konfigurationen mit und ohne Kontrolle durchgeführt.**

**Verglichen mit vorhergehenden Studien, die mit einem engen Spitzenspalt auf dem CME2-Prüfstand durchgeführt wurden ( R = 0,6 %), hob die vorliegende Arbeit den Nutzen der aktiven Strömungsregelung bei einem großen Spitzenspalt** (R **= 2,4 %) hervor. Durch das Blasen konnte der Strömungsabriss länger verzögert werden** (SMI **in der Größenordnung von 200 % und Leistungsbilanz von bis zu fast 6 %) sowie ein Druckanstieg erreicht werden, der eine positive Nettoleistungsbilanz des Systems ermöglichte. Diese Studie hat auch gezeigt, dass die optimalen Konfigurationen für das Blasen auf dem jeweiligen Einspritzwinkel** (ÿinj **= 45° ) und der vollständigen Aktivierung der Injektoren (40 Injektoren) um den Kompressorumfang herum beruhten. Bei dem größeren Spitzenspalt** (R = 2,4 %) scheint die Lufteinspritzung die **durch die Strömung im Spitzenspalt bedingten Verluste besser zu begrenzen und** erzeugt einen höheren SMI **als bei einem engen Spitzenspalt** (R **= 0,6 %).**
**Weitere experimentelle Tests sollten die Analyse der Strömungsabrissentwicklung bei aktiver Steuerung dank der instationären Messungen verbessern und die Effizienz der Anblasung an der Blattspitze bestätigen, die zur Stabilisierung der Strömung im Blattspitzenspalt führt.**

**Parallel dazu wurden RANS 2ÿ/10-Simulationen für die gleichen Konfigurationen durchgeführt. Die RANS 2ÿ/10-Simulationen haben das Leistungsdiagramm ohne Steuerung ziemlich genau vorhergesagt (Abweichungen von weniger als 1 % zwischen Nenn- und letzten stabilen Bedingungen) und konnten die durch das Steuerungssystem induzierte Leistungsverbesserung qualitativ erfassen. Die Analyse der statischen Druckdiagramme in der Nähe des Gehäuses zeigte, dass das Blasen den Spitzenleckwirbel in der Nähe der Schaufelwand einschränkte. Dies trägt daher zur Verzögerung des Strömung**

**Beiträge der Autoren: Konzeptualisierung, CR, AD und JM; Methodik, CR, AD und JM; Software, CR und JM; Validierung, CR, AD, JM und GT; formale Analyse, CR; Untersuchung, CR; Ressourcen, AD, JM und GT; Datenkuratierung, CR, AD, JM und GT; Schreiben – Vorbereitung des Originalentwurfs, CR; Schreiben – Überprüfung und Bearbeitung, CR, JM, AD und GT; Visualisierung, CR; Überwachung, JM, AD und GT; Projektverwaltung, JM, AD und GT; Mittelbeschaffung, JM, AD und GT. Alle Autoren haben die veröffentlichte Version dieses Manuskripts gelesen und ihr zugestimmt.**

**Finanzierung: Diese Forschung wurde von der französischen Verteidigungsinnovationsagentur (AID) und dem Gemeinsamen Unternehmen Clean Sky 2 im Rahmen des Forschungs- und Innovationsprogramms Horizont 2020 der Europäischen Union (Fördernummer: 886352) finanziert.**

**Erklärung des Institutional Review Board: Nicht zutreffend.**

Machine Translated by Google



**Einverständniserklärung: Nicht zutreffend.**

**Datenverfügbarkeitserklärung: Nicht zutreffend.**

**Danksagung: Diese Arbeit wurde vom CIRT (Consortium Industrie-Recherche en Turbomaschinen). Die Autoren danken den Mitgliedern des ACONIT-Projekts für die Bereitstellung der numerische Datenbank. Die Autoren danken der französischen Verteidigungsinnovationsagentur (AID) für die Kofinanzierung dieses Ph.D. Alle Simulationen wurden im Rahmen der elsA-Vereinbarung durchgeführt. zwischen SAFRAN und ONERA, die Miteigentümer dieser Software sind.**

**Interessenkonflikte: Die Autoren erklären, dass keine Interessenkonflikte bestehen.**

## Abkürzungen

**In diesem Manuskript werden die folgenden Abkürzungen verwendet:**

| | |
|---|---|
| A | **Ringraumfläche am Rotoreintritt** (A = **0,1029 m2 )** |
| ÿinj | **Einspritzwinkel** (ÿ ) |
| ***ÿ*** | **Relativer Blaswinkel** (ÿ ) |
| | **Dichte (*ÿ* = 1,225 kg/m3 )** |
| ***ÿ*** ÿPs | **Statische Druckschwankung (Pa)** |
| *ÿ* | **Durchflusskoeffizient: (-)** $\frac{mÿ\ /ÿA}{(\cdot)}$ |
| **mÿ** | **Massenstrom (kg/s)** |
| ***ÿ*** **Rotationsgeschwindigkeit (U/min)** | |
| ***ÿ*** | **Druckkoeffizient: (-)** $\frac{ÿPs}{ÿU2}$ |
| **P** | **Nennleistung des Kompressors (W)** |
| **Ps,t** | **Statischer Gesamtdruck (Pa)** |
| **PB** | **Leistungsbilanz (%)** |
| Qinj | **Globale eingespritzte Massenstromrate (kg/s)** |
| **RANS Reynolds-gemittelter Navier–Stokes** | |
| R | **Verhältnis (Spitzenlückengröße über der Axialsehne) (%)** |
| **SBC Single-Blade-Kanal** | |
| Verbesserung der SMI **-Stallmarge (%)** | |
| **SM-Stall-Marge (%)** | |
| Tt | **Gesamttemperatur (K)** |
| U | **Rotorspitzengeschwindigkeit (m/s)** |
| $V_{Jet}^{ÿ}$ | **Strahlgeschwindigkeit skaliert (-)** |

## Verweise

1. **Air Transport Action Group. Waypoint 2050. 2021. Online verfügbar: https://www.atag.org/ (abgerufen am 11. Juni 2023).**
2. **Suder, KL; Hathaway, MD; Thorp, SA; Strazisar, AJ; Bright, MB Verbesserung der Kompressorstabilität durch diskrete Spitze Injektion.** J. Turbomach **2001,** 123, **14.** [CrossRef]
3. **Li, J.; Du, J.; Geng, S.; Li, F.; Zhang, H. Lufteinblasung an der Spitze zur Verlängerung der Strömungsabrissgrenze eines mehrstufigen Axialkompressors mit Einlass radiale Verzerrung.** Aerosp. Sci. Technol. Elsevier Masson SAS **2020,** 96, **105554.** [CrossRef]
4. **Marty, J.; Castillon, L.; Boniface, JC; Burguburu, S.; Godard, A. Numerische und experimentelle Untersuchungen zur Strömungskontrolle in Axialkompressoren.** Aerospacelab J. **2013, 6, 1–13.** [CrossRef]
5. **Neuhaus, L.; Neise, W. Aktive Steuerung zur Verbesserung der aerodynamischen Leistung und Reduzierung des Spitzenspielgeräusches von Axial Turbomaschinen. In Proceedings der AIAA Aeroacoustics Conference, Monterey, CA, USA, 23.–25. Mai 2005.**
6. **Cumpsty, NA Kompressor-Aerodynamik.** Longman Sci. Tech. **1989 .** [CrossRef]
7. **Smith, H. Der Einfluss des Spitzenspiels auf den Spitzendruckanstieg von Axialventilatoren und Kompressoren. Im** ASME Symposium on Stall; **American Society of Mechanical Engineers: New York, NY, USA, 1958; Band 149, S. 149–152.**
8. **Marty, J.; Castillon, L.; Joseph, P. Numerische Untersuchungen zum rotierenden Stall in einem Axialkompressor und seiner Steuerung durch den Durchfluss Injektion am Gehäuse.** ASME. J. Turbomach. **2023,** 145, **051009.** [CrossRef]
9. **Moubogha, J.; Margalida, G.; Joseph, P.; Roussette, O.; Dazin, A. Verbesserung des Surge-Margins durch kontinuierliche und gepulste Spitzen Injektion.** Int. J. Turbomach. Propuls. Power **2022, 7, 10.** [CrossRef]
10. **Rannou, C.; Marty, G.; Dazin, A. Einfluss der Spitzenspaltgröße auf die Leistung einer Axialkompressorstufe mit und ohne aktive Strömungsregelung. In Proceedings der 15. European Turbomachinery Conference, Budapest, Ungarn, 24.–28. April 2023; Beitrag n. ETC2023-207. Online verfügbar: https://www.euroturbo.eu/publications/conference-proceedings-repository/ (abgerufen am 7. Juni 2023)**

Machine Translated by Google



**11. Veglio, M. Etude Expérimentale et Numérique des Écoulements dans un étage de Compresseur Axial à Basse Vitesse en Régime de Functionnement Instable. Ph.D. Diplomarbeit, ENSAM, Paris, Frankreich, 2016.**

**12. Rannou, C.; Dazin, A.; Marty, J.; Tanguy, G.; Castillon, L.; Moughoba, J. Einfluss der Spaltgröße an der Spitze eines Axialkompressors: Leistung und Übergang zum rotierenden Stillstand. In Proceedings of ASME Turbo Expo 2022, Technische Konferenz und Ausstellung für Turbomaschinen (GT2022-80914), Rotterdam, Niederlande, 13.–17. Juni 2022. [CrossRef]**

**13. Cambier, L.; Heib, S.; Plot, S. Die Onera** elsA **CFD-Software: Input aus der Forschung und Feedback aus der Industrie.** Mech. Ind. **2013,** 14, **159–174. [CrossRef]**

**14. Baretter, A.; Godard, B.; Joseph, P.; Roussette, O.; Romano, F.; Barrier, R.; Dazin, A. Experimentelle und numerische Analyse eines Kompressorstufe unter Strömungsverzerrung.** Int. J. Turbomach. Propuls. Power **2021, 6, 621–656. [CrossRef]**

**15. Spalart, P.; Allmaras, S. Ein Eingleichungs-Turbulenzmodell für aerodynamische Strömung. In Proceedings of the 30th Aerospace Science Meeting & Exhibit, Reno, NV, USA, 6.–9. Januar 1992; Band 439, Seiten 92–0439.**

**16. Margalida, G.; Joseph, P.; Roussette, O.; Dazin, A. Aktive Strömungsregelung in einem Axialkompressor zur Verbesserung der Stabilität: Einfluss der Strömungskontrolle auf den Beginn des Strömungsabrisses.** Exp. Fluids **2021,** 62. **[CrossRef]**

**17. Weigl, HJ; Paduano, JD; Fréchette, LG; Epstein, AH; Greitzer, EM; Bright, MM; Strazisar, AJ Aktive Stabilisierung von rotierendem Stall und Surge in einem transsonischen einstufigen Axialkompressor. In Proceedings of the ASME 1997 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition, Orlando, FL, USA, 2.–5. Juni 1997; Band 4. [CrossRef]**

**Haftungsausschluss/Anmerkung des Herausgebers: Die in allen Veröffentlichungen enthaltenen Aussagen, Meinungen und Daten sind ausschließlich die der einzelnen Autoren und Mitwirkenden und nicht die von MDPI und/oder den Herausgebern. MDPI und/oder die Herausgeber lehnen jegliche Verantwortung für Personen- oder Sachschäden ab, die aus den im Inhalt erwähnten Ideen, Methoden, Anweisungen oder Produkten resultiere**

Machine Translated by Google

Internationale Zeitschrift für
*Turbomaschinen*
*Antrieb und Leistung*

MDPI

Artikel

# Eignung eines Profils mit Tuberkeln für Axial Pumpen – Untersuchung mittels Strömungssimulation

**Mareen Derda *** , **Ferdinand Neumann und Paul Uwe Thamsen**

**Lehrstuhl für Fluidsystemdynamik, Institut für Fluiddynamik und Technische Akustik, Technische Universität Berlin, Straße des 17. Juni 135, 10623 Berlin, Deutschland * Korrespondenz: mareen.derda@tu-berlin.de; Tel.: +49-3031473206**

**Zusammenfassung: Auch wenn Windkanaltests und Simulationen bestätigt haben, dass Tuberkel die Verhalten eines Profils fehlt es im Bereich der Axialpumpen bisher an Forschung. Bisherige Untersuchungen lassen sich allerdings nicht auf die Anwendung von Axialpumpen übertragen, da sich die Anforderungen an die Profilgeometrie sowie der Reynoldszahlbereich unterscheiden. Die vorliegende Studie zielt darauf ab, diese Forschungslücke zu schließen, indem sie eine CFD-Simulation mit einem für Axialpumpen üblichen Profil, dem Goe11K, durchführt und dabei vier verschiedene Tuberkelkonfigurationen testet. Gleichzeitig ist diese Simulation eine Vorstudie für experimentelle Tests. Die Ergebnisse zeigen, dass bestimmte Tuberkelkonfigurationen das Verhalten des Profils im Nachabstallbereich verbessern, d. h. den Auftrieb des Profils bei großen Anstellwinkeln (ÿ) erhöhen. Generell verl Diese verbesserte Eigenschaft geht auf Kosten eines geringeren maximalen Auftriebs und eines erhöhten Luftwiderstands bei niedrigerem ÿ. Bezüglich des Einsatzes von Axialpumpen kann festgehalten werden, dass insbesondere im Teillastbereich Vorteile bestehen, welche letztlich den Einsatzbereich einer Axialpumpe vergrößern können.**

**Schlüsselwörter: Axialpumpen; CFD; Tuberkel**

check for updates

**Zitat: Derda, M.; Neumann, F.; Thamsen, PU Eignung eines Profils mit Tuberkeln für Axial Pumpen – Untersuchung mittels Strömungssimulation. Int. J. Turbomach. Propuls. Power 2023, 8, 29. https://doi.org/10.3390/ijtpp8030029**

**Wissenschaftliche Herausgeber: János Gábor Vad, Csaba Horváth und Tamás Benedek**

**Empfangen: 11. Februar 2023**
**Überarbeitet: 19. Juli 2023**
**Akzeptiert: 9. August 2023**
**Veröffentlicht: 1. September 2023**

**Copyright: © 2023 bei den Autoren. Lizenznehmer MDPI, Basel, Schweiz. Dieser Artikel ist ein Open Access-Artikel, der unter den Bedingungen und Bedingungen der Creative Commons Namensnennungs-Lizenz (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).**

## 1. Einleitung

Frühere Untersuchungen von Fish et al. [1] und vielen anderen haben bereits gezeigt, dass sinusförmige Flügelvorderkanten, die der Vorderkante von Buckelwalflossen nachempfunden sind und als Tuberkel bezeichnet werden, das Strömungsverhalten stark beeinflussen können. Die oben erwähnte Studie zeigte, dass die Tuberkel das Strömungsabriss- und Nachströmungsverhalten eines Flügels verändern, was zu einer sanfteren Strömungsablösung und einem erhöhten Auftrieb nach dem Strömungsabriss führt [1].

Es gibt jedoch nur begrenzte oder überhaupt keine bekannte Forschung zur Anwendung von Tuberkeln in Pumpen für Axialpumpen. Aufgrund der unterschiedlichen Profilauswahl kann bei der Konstruktion von Axialpumpenschaufeln mit Tuberkeln nicht auf Ergebnisse aus vorhandenen Studien zurückgegriffen werden. Daher zielt diese Studie darauf ab, diese Forschungslücke zu schließen, indem CFD-Methoden an einer unendlichen Schaufel mit einem Goe11K, einem in Axialpumpen häufig verwendeten Profil, innerhalb eines Reynoldszahlbereichs (Re) von Re = 1,5 × 106 und eines Anstellwinkelbereichs (ÿ–[ÿ ]) von 0ÿ bis 24ÿ angewendet werden. Da axiale Pumpen ein breites Anwendungsgebiet und damit ein wichtiges Forschungsgebiet darstellen, ist dies ein erster Schritt zur Untersuchung der Eignung von Tuberkelprofilen für Axialpumpen . Darauf aufbauen

## 2. Stand der Forschung

### 2.1. Grundlegender Mechanismus der Tuberkel

In der bisherigen Forschungsliteratur werden hauptsächlich vier Wirkmechanismen von Tuberkeln unterschieden. Der erste Effekt wurde von van Nierop et al. [2] erwähnt. Es wurde behauptet, dass die Druckverteilung auf dem Flügel in Strömungsrichtung, die hinter Tuberkelspitzen und -tälern unterschiedlich ist, das Ablöseverhalten beeinflusst. Aufgrund eines höheren Druckgradienten hinter den Tuberkeltälern (vgl. Abbildung 1) löst die Strömung dort zuerst ab, bleibt aber hinter den Spitzen noch anliegen. Dies trägt zu den sanfteren Ablöseeigenschaften eines tuberkelförmigen Flügels bei.

Machine Translated by Google



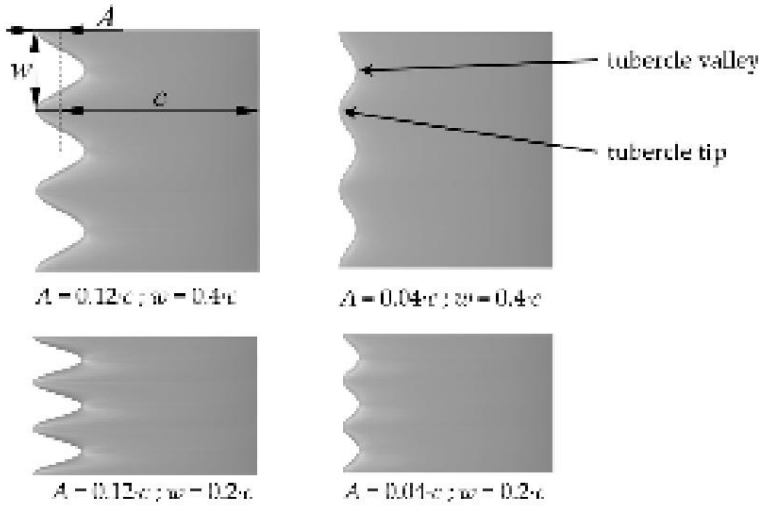



**Abbildung 1. Ausgewählte Tuberkelkonfigurationen.**

**Der zweite Effekt wurde von Miklosovic et al. [3] erwähnt. Die entstehenden Wirbel hinter den Tuberkeltälern erhöhen vermutlich den Impulsaustausch zwischen der Grenzschicht und der freien Strömung nahe der Hinterkante des Flügels, was dazu führt, dass die Strömung in diesen Bereichen bei höherem ÿ anhaftet . Dieser Wirkmechanismus ist mit dem von „Wirbelgeneratoren“ vergleichbar.**

**Ein dritter Wirkmechanismus wurde von Pedro et al. [4] erwähnt. Die Wirbel, die hinter den Tuberkeltälern auftreten, wirken als Barriere für die spannweitige Strömung an flügelartigen Flügelzäunen . Daher reduzieren Tuberkel an begrenzten Flügeln die Ausdehnung der Ablösezonen entlang der Flügelspannweite, was zu einem erhöhten Auftrieb bei hohem ÿ führt, wo Teile eines begrenzten Flügels bereits abgewürgt sind. Es ist wichtig zu beachten, dass dieser Effekt nur in Experimenten und Simulationen mit begrenzten Flügeln mit sich ändernden Profilkonturen entlang der Spannweite beobachtet wird. Daher werden diese Phänomene im vorgestellten Simulationsansatz nicht auftreten, bei dem das Flügelprofil ein unbegrenzter Flügel ist, der sich entlang der Spannweite nicht ändert. Daher kann kein spannweitiger Druckgradient und kein veränderliches Ablöseverhalten entlang der Spannweite erwartet werden, was durch Tuberkel möglicherweise reduziert werden könnte.**

**Der vierte Effekt wurde von Custodio [5] beschrieben. Der Autor geht davon aus, dass die Wirbel die Strömung an der Tragfläche beschleunigen, was zu geringerem Druck und Auftrieb führt. Dieser Effekt wird oft als „Wirbelauftrieb“** bezeichnet **[5].**

### 2.2. Einfluss von Tuberkeln auf das Verhalten eines

**Profils Die oben erwähnte Studie von Miklosovic et al. [3] zeigte, wie Tuberkeln die Strömung um einen Flügel verbessern können. In ihrer Untersuchung wurde ein endlicher Flügel mit einem NACA 0012-Profil mit einer maximalen Dicke von 12 % bei 30 % Sehnenlänge (c–[m]) in einem Windkanal in einem Reynolds-Zahlbereich von Re = 1,35 × 105 bis Re = 5 × 105** getestet . **Der Flügel mit Tuberkeln zeigte bei hohem ÿ einen erhöhten maximalen Auftrieb um 6 % und einen verringerten Widerstand um bis zu 32 % . Darüber hinaus waren die Strömungsabrisseigenschaften des Flügels bei dem Flügel mit Tuberkeln sanfter als bei dem Flügel ohne Tuberkeln. Bei niedrigem ÿ zeigten die Tuberkeln keine Änderung bei Auftrieb und Widerstand im Vergleich zum unveränderten Flüg**

**Eine Studie von Cai et al. [6] untersuchte den Einfluss von Tuberkeln auf einen unendlichen Flügel mit einem NACA 634-021-Profil bei der Reynoldszahl Re = 2 × 105 mit CFD-Methoden. Die Ergebnisse dieser Untersuchung zeigen einen unterschiedlichen Einfluss der Tuberkeln auf die Flügelleistung Bei hohem ÿ, wo die Strömung am unveränderten Flügel noch anliegt, weist der tuberkulöse Flügel einen erhöhten Widerstand und einen verringerten Auftrieb auf. Ein verbessertes Strömungsverhalten zeigt der tuberkulöse Flügel nur im abgelösten Strömungsbereich, wo der Widerstand dem des unveränderten Flügels entspricht und der Auftrieb erhöht ist.**

Machine Translated by Google



Diese beiden Studien verdeutlichen, dass der Einfluss von Tuberkeln auf die Flügeleigenschaften nicht bei allen Anwendungen gleich ist, sondern vielmehr von Parametern wie dem ausgewählten Tragflächenprofil, der Reynoldszahl und dem Testaufbau abhängt.

Der Einfluss der Tuberkel auf die Strömungseigenschaften hängt auch von der Geometrie der Tuberkel ab, die durch die Tuberkelamplitude (A–[m]) und die Tuberkelwellenlänge (w–[m]) definiert wird. Beide Parameter sind zum besseren Verständnis in Abbildung 1 dargestellt .

Untersuchungen von Johari [7] und Hansen et al. [8] zeigen, dass bei höheren Amplituden die Strömung um den Flügel stärker von den Tuberkeln beeinflusst wird; daher ändern sich Auftrieb und Widerstand stärker als bei einem Flügel ohne Tuberkeln. Dies wird in der Untersuchung von Johari [7] deutlich , wo eine kleine Amplitude von A = 0,025·c den maximalen Auftrieb nur geringfügig verringert und den Auftrieb nach dem Strömungsabriss um einen kleinen Betrag verbessert, während Versionen mit einer hohen Amplitude von A = 0,12·c eine stärkere Verringerung des maximalen Auftriebs, aber auch einen höheren Auftrieb im Nachströmungsregime aufweisen.

Der Einfluss der Tuberkelwellenlänge scheint nicht so entscheidend zu sein wie der der Amplitude. Auch kann in den hier vorgestellten Untersuchungen keine allgemeine Regel für den Einfluss der Wellenlänge gefunden werden. Bei hohen Wellenlängen, wie w = 0,86·c, getestet von Hansen et al. [8], tendiert das Strömungsverhalten am Flügel jedoch dazu, dem am unmodifizierten Flügel sehr ähnlich zu sein.

### 2.3. Hypothesen

Auch wenn die bisherigen Forschungsergebnisse aufgrund der völlig anderen Anforderungen an die Profile nicht direkt auf die Anwendung in Axialpumpen übertragen werden können, lassen sich dennoch Hypothesen zum Untersuchungsgegenstand ableiten. Diese lauten: 1. Die Profile mit Tuberkeln erreichen zwar nicht den maximalen Auftriebsbeiwert (cL) des Profils ohne Tuberkel, zeigen aber im Nachabstallbereich ein besseres Auftriebsverhalten;
2. Der Widerstandsbeiwert (cW) der Profile mit Tuberkeln wird bei Winkeln etwas höher sein ohne Strömungsablösung gegenüber dem Referenzflügel;
3. Das Auftriebsverhalten des Profils mit Tuberkeln hängt von der verwendeten Konfiguration ab;
   a. Kleinere Amplituden führen zu einem höheren maximalen Auftrieb, aber nur zu geringen Verbesserungen im Nachströmungsbereich; b. Größere Amplituden führen zu einem niedrigeren maximalen Auftrieb, aber zu einem besseren Nachströmungsverhalten; 4. Bei den tuberkulös geformten Flügeln ist ein sanfteres Strömungsverh Grundlinienflügel.

Diese Hypothesen sollen in der vorliegenden Studie anhand einer CFD-Simulation überprüft werden.

## 3. Methode

Wie bereits erwähnt, sind bisherige Forschungsergebnisse nicht übertragbar, was unter anderem an den unterschiedlichen Profilanforderungen für Axialpumpen liegt. Daher wird hier zunächst auf die Profilauswahl und die Auswahl der zu simulierenden Tuberkelkonfigurationen eingegangen, bevor der Aufbau der CFD-Simulation beschrieben wird.

### 3.1. Profilauswahl und ausgewählte Konfigurationen

Die wichtigsten Profilanforderungen für Axialpumpen sind Schlankheit bei gleichzeitig hoher Dickenreserve, um die Saugspitze an der Vorderkante zu reduzieren und damit die Pumpenschaufeln weniger anfällig für Kavitation zu machen. Darüber hinaus ist für einen hohen Wirkungsgrad der Pumpe eine hohe maximale Gleitzahl im Auslegungspunkt erwünscht [9]. Das ausgewählte Goe11K ist in Abbildung 2 dargestellt.

Dieses Profil erfüllt diese Anforderungen [10] und wurde bereits in Axialpumpen am Fachgebiet Fluidsystemdynamik der TU Berlin eingesetzt, so dass bisherige Versuchsergebnisse vergleichbar sind.

Vier Konfigurationen von tuberkulären Flügeln und die Basisversion wurden simuliert, um eine Vielzahl unterschiedlicher Designs zu untersuchen und gleichzeitig den Rechenaufwand auf einem vernünftigen Niveau zu halten. Eine Vorauswahl der Amplituden und Wellenlängen wurde getroffen, unter Ber

Machine Translated by Google



die von Hansen et al. [8] durchgeführte Analyse . Aus diesen Studien wurden die Konfigurationen ausgewählt, die in einem vermutlich vielversprechenden Bereich blieben. Durch die Kombination zweier Amplitudenwerte mit zwei Wellenlängenwerten wurden vier Konfigurationen erstellt. Die ausgewählten Amplituden sind A = 0,04·c und A = 0,12·c und die Wellenlängen sind w = 0,2·c und w = 0,4·c. Die Vorderkante des Basisflügels wurde als Achse genomme Dies wurde getan, um sicherzustellen, dass die projizierte Flügelfläche auf den modifizierten Flügeln dieselbe war wie auf der Referenz. Die vier resultierenden Konfigurationen sind in Abbildung 1 dargestellt. Mit diesen Flügeln wird ein Amplituden-Wellenlängen-Verhältnis A/w von 0,1 für die glattesten bis 0,6 für die schärfsten Tuberkel abgedeckt. Jede der vier Konfigurationen und das Referenzprofil ohne Tuberkel wurden im ÿ- Bereich von 0ÿ bis 24ÿ mit 3ÿ Schritten simuliert, mit einer Reynoldszahl von Re = 1,5 × 106 .

Abbildung 2. Ausgewähltes Profil Goe11K.

### 3.2. CFD-Setup

Das CFD-Modell wurde mit OpenFOAM gemäß allgemeinen Informationen und Richtlinien zum CFD-Setup, z. B. von Schwarze [11], erstellt. Das vorgestellte CFD-Modell spiegelt einen vorübergehenden und inkompressiblen Strömungszustand wider und verwendet den RANS-Ansatz. Turbulenzen im Bereich werden mithilfe des k–ÿ- SST-Modells (wie in [11] beschrieben) modelliert, einem Zweigleichungsmodell , das die Turbulenzen im freien Strom und in der Grenzschicht gut widerspiegelt. Durch Hinzufügen von nur zwei neuen Variablen, der turbulenten kinetischen Energie (k–[J/kg]) und der spezifischen Dissipationsrate ( ÿ–[1/s]), wird die Rechenzeit auf einem angemessenen Niveau gehalten, während dennoch eine gute Darstellung der Turbulenzen im Bereich erreicht wird. Aufgrund dieser Eigenschaften ist es ein Industriestandard und wird in diesem Dokument verwendet.

Der Berechnungsbereich (vgl. Abbildung 3) wurde so ausgelegt, dass er eine unendliche Schaufel darstellt. Daher wurden beide Seitenwände in einen Symmetriezustand versetzt.

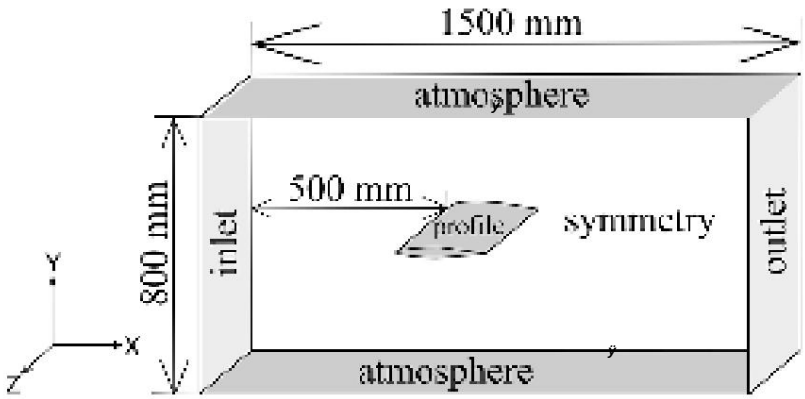



Abbildung 3. Rechenbereich.

Das mit der Open-Source-Software SALOME erstellte Netz ist ein unstrukturiertes Netz (vgl. Abbildung 4) aus etwa zwei Millionen Zellen. Die frei strömenden Zellen sind Tetraeder, während die Grenzschichten um den Flügel mithilfe von Prismenschichten aufgelös Da keine Wandfunktion verwendet wurde, war die Auflösung der Grenzschichten erforderlich, um genaue Vorhersagen von Widerstand und Auftrieb zu gewährleisten. Das maximale Seitenverhältnis aller generierten Netze lag bei etwa 90, und die maximale Nichtorthogonalität aller Netz Die Maschenqualität ist für den vorgesehenen Einsatzzweck also ausreichend.

Machine Translated by Google



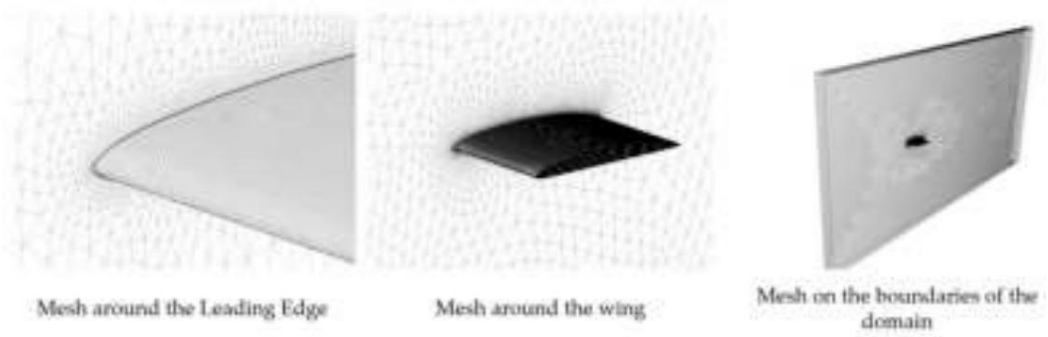



**Abbildung 4. Maschenstruktur.**

**Die Lösung wurde mit dem PisoFoam-Solver durchgeführt, der den PISO-Algorithmus verwendet.**
Für **die Diskretisierung der**
**Divergenzterme. Für Laplace-Terme wurde lineare Interpolation für die Diffusion gewählt**
**Koeffizient und explizite nichtorthogonale Korrektur mit dem Korrekturkoeffizienten auf**
**1 wurde für normale Oberflächengradienten gewählt. Um die Nichtorthogonalität weiter zu berücksichtigen, wurden zwei innere**
**Es wurden nichtorthogonale Korrekturschleifen der Druckgleichung verwendet. Die lineare Interpolation**
**wurde auch für die Gradiententerme verwendet. Ein implizites Schema, das Crank-Nicolson-**
**Für die zeitliche Diskretisierung wurde ein Schema mit einem Mischfaktor von 0,7 verwendet. Der Zeitschritt**
**wurde mit einem einstellbaren Zeitschritt und einer festen maximalen CFL-Anzahl von 7 für alle**
**Simulationen. Die simulierte physikalische Zeit betrug 0,3 s. Am Ende der simulierten Zeit wurde ein**
**Bei allen Simulationen wurde der quasistationäre Zustand bzw. der periodische Zustand erreicht.**

### 3.3. Netzstudie

**Um sicherzustellen, dass die Ergebnisse unabhängig vom Netz sind, wurde eine Netzstudie durchgeführt.**
**Um den Einfluss der Netzauflösung auf die Ergebnisse zu untersuchen, wurden vier verschiedene Auflösungen**
**wurden mit dem Basisflügel bei** $\ddot{y}$ **=** 6ÿ **unter Verwendung des oben beschriebenen transienten Aufbaus getestet.**
**Ändern Sie die Auflösung des Netzes, verschiedene Parameter wie die Wachstumsrate der Zellen und**
**die erste Schichtdicke der Prismenschichten und damit der dimensionslose Wandabstand**
**(y+) wurden angepasst. Für gute Ergebnisse sollte die Anforderung y+ < 5 in allen Zellen erreicht werden**
**an der Wand, um die Zellen innerhalb der viskosen Unterschicht zu halten [11].**

**Tabelle 1 zeigt die zeitlich gemittelten Kraftkoeffizienten, den relativen Fehler beider Koeffizienten**
**im Vergleich zum feinsten Netz und dem maximalen y+-Wert für die Netzstudie. Es ist zu sehen**
**dass eine schlechte Netzauflösung erheblichen Einfluss auf den berechneten Widerstand hat.**
**Bei den beiden höchsten Auflösungen variiert der Widerstandswert nicht um mehr als zwei Prozent, was**
**macht den auftretenden Fehler tolerierbar. Das maximale y+ für diese Auflösung liegt über fünf. Um**
**Um Rechenzeit zu sparen, wurde für diese Studie eine Auflösung von etwa zwei Millionen Zellen gewählt,**
**weil nur etwa 0,5 % der Zellen auf der Flügeloberfläche einen y+-Wert größer als fünf hatten.**

**Tabelle 1. Übersicht über die Netzstudie.**

| Zellzahl in Million | Max y+ | CD [-] | cL [-] | Fehler in cD [%] | Fehler in cL [%] |
|---|---|---|---|---|---|
| 0,52 | 8.809 | 0,0281 | 0,998 | 47 | 0,5 |
| 1.42 | 7.942 | 0,0235 | 1.005 | 23 | 1.2 |
| 2.195 | 6.01 | 0,0194 | 1.007 | 1.6 | 1.4 |
| 4.210 | 3,74 | 0,0191 | 0,993 | - | - |

**Das erstellte Simulationsmodell wurde durch den Vergleich des simulierten Auftriebs und**
**Widerstandsverhalten des Goe11K-Basisprofils mit Profildaten von Riegels [10]. Das**
**Die Ergebnisse, die in Abbildung 5 zu sehen sind, zeigen eine gute Übereinstimmung beim Auftrieb und eine angemessene Übereinstimmung beim Widerstand.**
**wobei der höchste Vorhersagefehler 34 % bei** $\ddot{y}$ **=** 0ÿ beträgt .

Machine Translated by Google



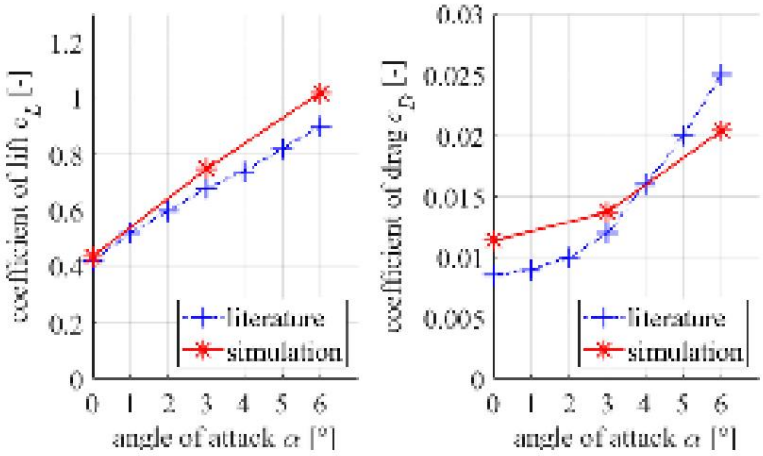



**Abbildung 5. Vergleich zwischen Simulationsergebnissen und Profildaten von Riegels [10].**

**4. Ergebnisse**

**Zunächst werden die Ergebnisse der Simulation anhand der berechneten Koeffizienten dargestellt und ffi ffi Anschließend erfolgt eine qualitative Auswertung anhand der simulierten Druckverteilung.**

**4.1. Quantitative Auswertung ffi**

**Abbildung 6 zeigt die Ergebnisse für die Auftriebsbeiwerte cL aller Tuberkelvarianten und ffi des Basisflügels aus der Simulation über den simulierten ÿ- Bereich von 0ÿ bis 24ÿ . Wie man sieht, steigt der Auftrieb des Basisflügels mit ÿ bis 18ÿ cL = 1,6 erreicht , wo der maximale Auftrieb von ist. Eine weitere Erhöhung von ÿ führt zu Strömungsablösungen an der Flügelvorderkante. Der mit den Tuberkelkonfigurationen maximal erreichbare Auftrieb beträgt nur cL = 1,2.**

**Je nach Tuberkelkonfiguration entspricht dies einem maximalen Auftriebsverlust von etwa 35 %. Darüber hinaus wurde festgestellt, dass alle Tuberkelkonfigurationen ein sanfteres Ablöseverhalten als die Basislinie aufweisen.**

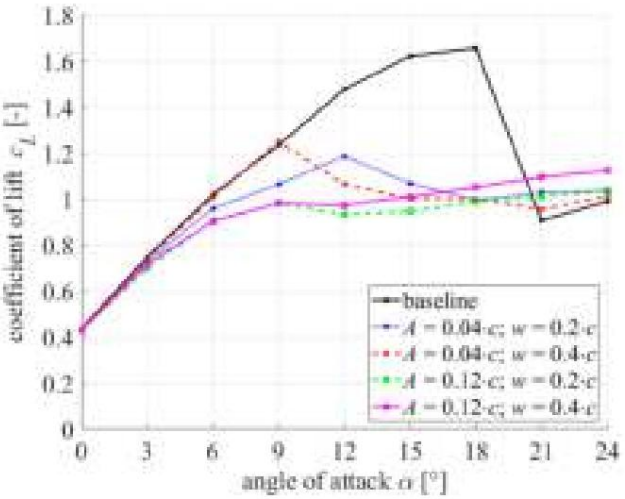



**Abbildung 6. Berechneter Auftriebskoeffizient cL für tuberkulöse Konfigurationen und die Basislinie.**

**ffi**

**Abgesehen davon haben alle Tuberkelkonfigurationen einen höheren Auftriebsbeiwert cL im Nachströmungsbereich als der Referenzflügel. Die Verbesserung des Nachströmungsauftriebs ist bei ÿ = 21ÿ** am größten**, wo die Tuberkeln den Auftrieb um bis zu 20 % verbessern.**

**Abbildung 7 zeigt den Luftwiderstandsbeiwert cW,** der in den Simulationen **für alle Versionen mit modifizierter Vorderkante berechnet wurde .** Der Referenzflügel wurde über den ÿ- **Bereich aufgetragen. Es ist zu erkennen, dass der Widerstand aller Konfigurationen zwischen** 9° **und 18° höher ist als beim unveränderten Flügel. Im Nachströmungsbereich des Basisflügels erreichen drei der vier getesteten Tuberkelkonfigurationen einen geringeren Widerstand als der unveränderte Flüge**

Machine Translated by Google



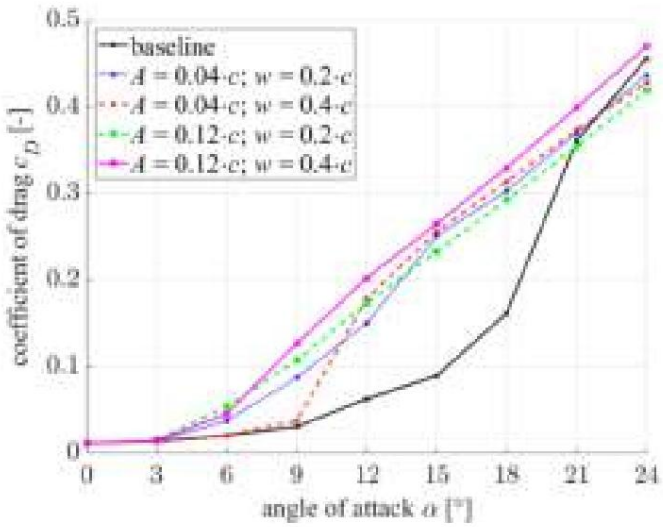



**Abbildung 7. Berechneter Luftwiderstandsbeiwert cD für tuberkulöse Konfigurationen und die Basislinie.**

**Die quantitative Auswertung hat gezeigt, dass die aerodynamischen Beiwerte durch die Anwendung von Tuberkeln stark beeinflusst werden. Im nächsten Abschnitt werden die Gründe für diese Änderung des Strömungsverhaltens untersucht.**

### 4.2. Qualitative Auswertung

**In diesem Abschnitt wird die Strömung um den tuberkulösen Flügel anhand von Bildern analysiert, die nach der Nachbearbeitung der Simulationsdaten erstellt wurden. Die Untersuchung beginnt bei einem niedrigen** *ÿ* **und beschreibt die Änderungen im Strömungsfeld bei zunehmendem** *ÿ* bis zum Ablösungswinkel des **Referenzflügels und darüber hinaus.**

**Abbildung 8 vergleicht die Druckverteilung auf der Saugseite des Basisflügels (der obere Flügel in Abbildung 7) mit der einer ausgewählten Konfiguration für** *ÿ* **= 3ÿ . Für diesen Vergleich wird die Oberfläche entsprechend dem lokalen Druck eingefärbt, wobei Blau niedrige Drücke und Orange hohe Drücke symbolisiert. Der Referenzflügel hat eine gleichmäßige Druckverteilung über die gesamte Breite, während der tuberkelförmige Flügel in den Tälern der Tuberkel einen höheren Unterdruck aufweist als an den Spitzen. Der beobachtete Unterdruck übersteigt auch den Saugspitzenwert des Referenzflügels.**

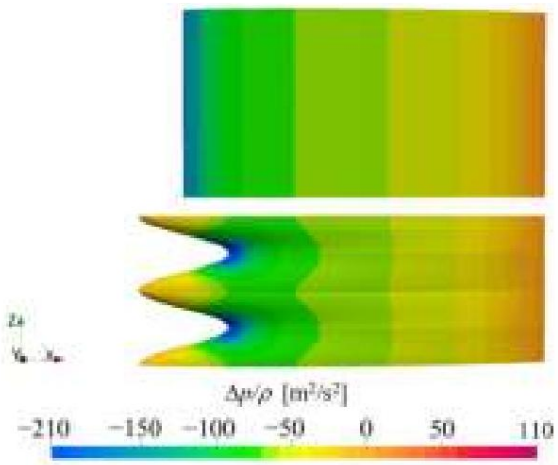



**Abbildung 8. Druckverteilung auf der Flügelbasis und der Tuberkelkonfiguration mit A = 0,12·c und w = 0,2·c bei** *ÿ* **=** 3ÿ .

**Bei der Betrachtung der Simulationsergebnisse wurde festgestellt, dass sich an den simulierten Flügeln mit einer Amplitude von A = 0,12·c erst hinter den Tuberkeltälern auf der Saugseite ab** *ÿ* **= 6ÿ ein Wirbelpaar** auszubilden **beginnt, wie es in Abbildung 9** zu sehen ist . **Abbildung 9**

Machine Translated by Google



zeigt die Oberfläche der ausgewählten Tuberkelkonfiguration, die entsprechend dem lokalen Druck eingefärbt ist. Zusätzlich werden Stromlinien in Grau angezeigt, um die Strömung über dem Flügel hervorzuheben und den Wirbel hinter dem Tuberkeltal zu zeigen. Diese Wirbel erzeugen zwar einen gewissen Unterdruck und damit Wirbelauftrieb an der Oberfläche, sind aber der Grund für die Verringerung des Auftriebs, da der Wirbelauftrieb geringer ist als der Auftrieb, der bei vollständig anliegender Strömung an den Flügeln vorhanden ist ; sie sind auch der Grund für den Anstieg des Luftwiderstands, der in den Abbildungen 6 und 7 für diese Konfigurationen beobachtet wird . Diese Wirbel wachsen,

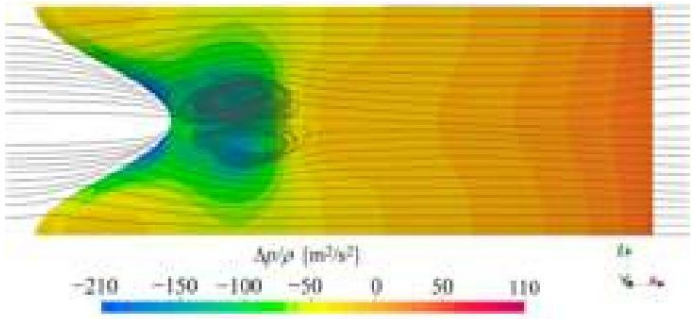



**Abbildung 9. Wirbelpaar auf der Konfiguration mit A = 0,12·c und w = 0,2·c bei ÿ =** 6ÿ , **visualisiert durch Stromlinien mit konstanter Farbe.**

**In Bezug auf das Ablöseverhalten wurde festgestellt, dass einige Konfigurationen aufgrund der erwähnten Wirbel** bereits bei ÿ **= 6ÿ cL gegenüber dem Basis**
**Die Strömung auf der Konfiguration mit dem niedrigsten Amplituden-Wellenlängen-Verhältnis von A/w = 0,1, also der Version mit den glattesten Tuberkeln, bleibt jedoch bis** ÿ **=** 9ÿ vollständig anliegend . **Bei** ÿ **= 12ÿ löst sich die Strömung über einen großen Teil dieses Flügels, wie in Abbildung 10, aber an den Tuberkelspitzen herrscht immer noch ein hoher Unterdruck.**

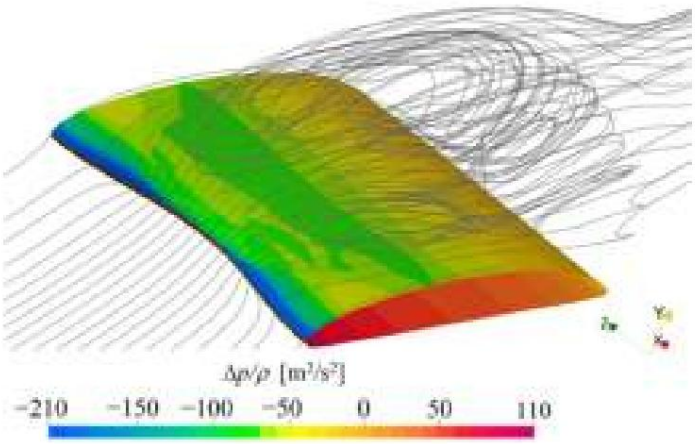



**Abbildung 10. Strömung in der Konfiguration mit A = 0,04·c und w = 0,4·c bei** ÿ **= 12ÿ , visualisiert durch Stromlinien mit konstanter Farbe.**

Bis zu einem ÿ **= 18ÿ bleibt die Strömung am Referenzflügel anliegend . Mit** zunehmendem ÿ steigt **der tt- Saugdruck an der Vorderkante auf sehr hohe Werte. Bezüglich dieser hohen simulierten Unterdrücke sei erwähnt, dass beim Einsatz in Wasser an diesen Stellen Kavitation auftreten kann, die das Verhalten einer Pumpe stark beeinflusst.**

**Über** ÿ **= 18ÿ** ÿ **, der Flügel ohne Tuberkel gerät ins Trudeln und der erreichte Auftrieb nimmt rasch ab. Im Vergleich dazu haftet bei diesen hohen** ÿ**- Werten die Strömung am tuberkelförmigen Flügel noch an kleinen Flügelteilen hinter den Tuberkelspitzen (vgl. Abbildung 11).**

Machine Translated by Google



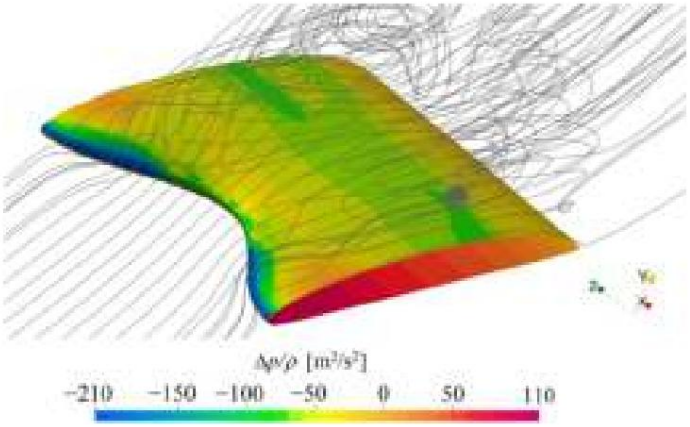



**Abbildung 11. Teilweise anliegende Strömung auf dem tuberkulösen Flügel mit A = 0,12·c und w = 0,2·c bei ÿ = 21ÿ, visualisiert durch Stromlinien mit konstanter Farbe.**

## 5. Diskussion

**Die Simulationsergebnisse zeigen, dass sich für das gewählte Profil durch die Konfiguration und die Reynoldszahl Verbesserungen beim Auftrieb nach dem Strömungsabriss erzielen lassen, während bei niedrigerem ÿ ein Ve**

**Damit ist die erste Hypothese bestätigt. Allerdings wurde das Ausmaß dieses Trends unterschätzt und erscheint im Vergleich zur Literatur, z. B. [6], groß. Der Auftriebsverlust im Bereich vor dem Strömungsabriss ist mit etwa 35 % groß, während die Verbesserung im Bereich nach dem Strömungsabriss mit etwa 10 bis 20 % geringer ist. Die am besten getestete Konfiguration ist die mit einer Amplitude von A/c = 0,12 und einer Wellenlänge von w/c = 0,4. Während der Verlust dieser Version bei niedrigen Winkeln mit dem der Version mit derselben Tuberkelamplitude vergleichbar ist, ist der Auftrieb für alle Tuberkelkonfigurationen ab ÿ = 18ÿ** am höchs

Bezüglich der zweiten Hypothese **kann argumentiert werden , dass die Widerstandswerte im Bereich der angrenzenden** Strömung bei den tuberkulösen Versionen etwas höher sein sollten, sodass der **Gesamttrend dieser Hypothese folgt, das Ausmaß der Widerstandszunahme jedoch größer ist als erwartet, mit einer Zunahme von etwa 50 % gegenüber der Basislinie, was größer ist als erwartet. Daher kann die Hypothese nicht verifiziert werden, da nur eine geringe Widerstandszunahme erwartet wurde, die Ergebnisse jedoch eine ziemlich signifikante Zunahme zeigte**

**Die abweichenden Ergebnisse im Vergleich zur Literatur können auf mehrere Faktoren zurückgeführt werden. Erstens ist das gewählte Goe11K-Profil mit einer Sehnendicke von 7,5 % schlanker als die in der Literatur beschriebenen Profile. Es ist darauf ausgelegt, ein hohes Gleitverhältnis bei Dies führt zu einer deutlichen Zunahme des Widerstandes, wenn Wirbel hinter dem Tuberkel verdoppelt wird (vgl. Tabelle 1, w = 6ÿ) der Widerstand von zwei Tuberkelkonfigurationen mehr als Abbildung 6). Zweitens zeigt der Ansatz mit unendlichen Flügeln nicht den Nutzen von Tuberkeln, die durch Unterdrückung der spannweiten Strömung erzeugt werden, was beim Vergleich der Ergebnisse von Miklosovic et al. [3] und Cai et al. [6] deutlich wird. Bei Verwendung des Modells mit unendlichen Flügeln verbessert** der dritte **Wirkmechanismus der Tuberkel (siehe Abschnitt** 2) die Strömung um den Flügel nicht, da **es aufgrund des Fehlens eines spannweiten Druckgradienten oder spannweiten Kräften, die unterdrückt werden müssen, keine spannweiten Strömung gibt. Die spannweiten Effekte, die bei einer Axialpumpe zu erwarten sind, unterscheiden sich jedoch grundlegend von denen, die bei einem typischen begrenzten Flügel beobachtet werden, z. B. aufgrund des Gehäuses, das die Bildung von Wirbeln an den Spitzen unterdrückt. Daher kann nicht erwartet werden, dass Verbesserungen, die bei einem begrenzten Flügelmodell beobachtet wurden, auf diese Anwendung übertragen werden können. Drittens hat eine Studie von Dropkin et al. [13] gezeigt, dass der maximale Auftrieb eines tuberkulären Flügels bei höheren Reynolds Daher führt die gewählte Reynoldszahl von Re = 1,5 × 106 ,** die, im Vergleich zu den meisten **Studien zur Tuberkelanwendung hoch ist ,** zu einem größeren Unterschied im maximalen Auftrieb zwischen den **Basisflügel- und Tuberkelkonfigurationen. Abschließend muss angemerkt werden, dass der Auftrieb am Basisflügel bei hohem** ÿ **von 12° bis 18° teilweise auf die simulierten hohen Unterdrücke zurüc Bei der Verwendung von Tuberkeln in einer Axialpumpe mit Wasser als Pumpmedium könnten diese hohen Unterdrücke zu Kavitation an der Vorderkante führen und damit den Auftrieb verringern.**

Machine Translated by Google



reduziert werden. Infolgedessen könnte der Auftriebsunterschied zwischen den Tuberkelkonfigurationen und dem Basisflügel bei diesen ÿ- Werten in Wirklichkeit geringer sein.

Die dritte Hypothese, die besagt, dass das Auftriebsverhalten von der gewählten Tuberkelkonfiguration abhängt, wird durch die Simulationsergebnisse bestätigt. Die Versionen mit geringerer Amplitude folgen der Auftriebssteigung des unveränderten Flügels bis $\ddot{y}$ = 9ÿ und erreichen im Vorströmungsbereich der Basislinie einen höheren maximalen Auftrieb als die Versionen mit höherer Amplitude. Darüber hinaus zeigen diese Konfigurationen bei $\ddot{y}$ = 9ÿ oder $\ddot{y}$ = 12ÿ einen plötzlichen Auftriebsabfall, . Dies liegt an der da bei diesen $\ddot{y}$- Werten die Flügelströmungen großflächig sind und der Auftrieb abnimmt. Dieser Effekt kann bei den Tuberkelkonfigurationen mit höherer Amplitude nicht beobachtet werden. Der Auftrieb steigt bei niedrigem ÿ nicht so stark an wie bei den anderen Versionen, fällt aber auch bei keinem ÿ merklich ab. Dies ist auf das sanftere Ablöseverhalten dieser Flügel zurückzuführen. Im Nachströmungsbereich hat nur die Wellenlängenversion mit w/c = 0,4 einen besseren Auftriebswert als die Konfigurationen mit geringerer Amplitude. Dies könnte daran liegen, dass das Amplituden-Wellenlängen-Verhältnis für die Konfiguration mit A/c = 0,12 und w/c = 0,2 zu hoch ist.

Auch die vierte Hypothese, die die Stalleigenschaften betrifft, kann akzeptiert werden. Das Ablöseverhalten der tuberkulösen Versionen ist tatsächlich sanfter als das des Basisflügels . Während keine tuberkulöse Version einen so schnellen Auftriebsabfall wie der Basisflügel zeigt, zeigen die Versionen mit geringer Amplitude und A/c = 0,04·c einen , leichten Auftriebsabfall bei $\ddot{y}$ = 9ÿ bzw. $\ddot{y}$ = 12ÿ . Im Gegensatz dazu zeigt die Auftriebskurve der Flügel mit höherer Amplitude bei keinem ÿ einen Auftriebsabfall.

### 6. Schlussfolgerungen

Aus den Simulationsergebnissen und den in Abschnitt 2 vorgestellten Studien lässt sich schlussfolgern, dass der Nutzen von Tuberkeln bei Betriebspunkten liegt, bei denen eine Strömungsablösung an unveränderten Flügeln/Blättern wahrscheinlich ist. Bei Axialpumpen ist dies bei Betriebspunkten weit unter dem Auslegungspunkt der Fall. Die Simulation zeigte, dass eine optimierte Tuberkelkonfiguration den Auftrieb an diesen Punkten um 20 % verbessern kann, während ähnliche Widerstandswerte beibehalten werden. Dies liegt daran, dass Tuberkel nicht nur die Strömungsablösung verzögern, indem sie die Grenzschicht an der Hinterkante energetisieren, sondern auch die auftretenden Ablösungszonen lokal einschränken. Dadurch sollte die Strömung länger an g

Darüber hinaus würde die Verwendung von Tuberkeln höchstwahrscheinlich auch das in [9] beschriebene Phänomen des „Rotationsstalls“ verringern oder vollständig beseitigen . Dabei rotiert ein blockierter Bereich in die entgegengesetzte Richtung zu den Blättern. Dies ist auf die sanfteren Ablöseeigenschaften der Tuberkelblätter im Vergleich zu der Version mit konventioneller Vorder

Bezüglich der Reynoldszahl kann gefolgert werden, dass die gewählte Reynoldszahl von Re = 1,5 × 106 , der auf Basis einer bestehenden Pumpe mit einem Pumpenaußendurchmesser ( dA–[mm]) von dA = 149 mm, einer mittleren Sehnenlänge von etwa c = 100 mm und einer Drehzahl (n–[min-1]) von n = 2865 min-1 im Auslegungspunkt gewählt wurde, reduziert den positiven Effekt der Tuberkel. Der Einsatz von Tuberkeln in Axialpumpen mit niedrigerer Reynoldszahl , bedingt durch die geringere Sehnenlänge der Schaufeln oder die geringere Drehzahl, könnte vorteilhafter sein.

Im Auslegungspunkt, also bei etwa $\ddot{y}$ = 3ÿ , wo die höchste Gleitzahl auf dem Referenzflügel erreicht wird, ändern sich Auftrieb und Widerstand der Tuberkelkonfigurationen nicht sehr und die maximale Gleitzahl reduziert sich je nach gewählter Konfiguration von 54 auf rund 50. Bei erhöhter ÿ können mit Tuberkeln jedoch nicht die Effizienz und der Auftrieb des unveränderten Flügels erreicht werden. Verglichen mit den in Abschnitt 2 gezeigten Studien ist der Unterschied zwischen unveränderten und tuberkelförmigen Flügeln in der vorgestellten Simulation größer. Gründe dafür waren unter anderem die Profilauswahl, die Reynolds-Zahl und der Ansatz des unendlichen Flügels. Was die Profilauswahl betrifft, scheinen Tuberkel bei Profilen, die für Axialpumpen benötigt werden, weniger effektiv zu sein als Im Hinblick auf das gewählte Modell mit unendlichen Flügeln ist es richtig, dass Axialpumpenschaufeln keine freie Spitze wie z. B. Flugzeugflügel haben , bei denen aufgrund der Ummantelung der Schaufeln eine spannweitige Strömung zu erwarten ist. Aufgrund von Zentrifugalkräften oder teilweiser Strömungsablösung an den Schaufeln kann jedoch immer noch mit einer gewissen Querströmung gerechnet werden .

Machine Translated by Google



**Ein weiterer wichtiger Einflussfaktor auf Axialpumpen ist Kavitation. In der Diskussion wurde bereits kurz erwähnt, dass das Auftreten von Kavitation die Ergebnisse verändern könnte. Die Simulation war jedoch nicht darauf ausgelegt, dieses Phänomen abzudecken, und daher konnte der Einfluss der Kavitation nicht untersucht werden. Untersuchungen von Johari [7] legen nahe, dass Tuberkel das Kavitationsverhalten je nach gewählter Konfiguration beeinflussen. In dieser Studie [7] wurde ein Flügel mit einem NACA 634-021 mit verschiedenen Tuberkelkonfigurationen bei Re = 7,2 × 10^5 und einem ÿ-Bereich von 12ÿ bis 24ÿ getestet.** Bei Versionen mit geringer Amplitude und höherer Wellenlänge sind die Kavitationseigenschaften denen des Basisflügels ähnlich. Blattkavitation tritt entlang der gesamten Vorderkante des Flügels auf und nimmt mit höherem ÿ an Größe zu. Bei Konfigurationen mit höheren Amplituden und geringerer Wellenlänge tritt Kavitation früher auf als beim Basisflügel, ist aber bei allen ÿ auf die Regionen hinter den Tuberkeltälern beschränkt . Blattkavitation trat bei diesen Flügeln nicht auf. Da bei diesen Flügeln nur der Bereich hinter den Tuberkeltälern von Kavitation betroffen ist, kann der Auftrieb immer noch an den Tuberkelspitzen erzeugt werden . Da die Simulation gezeigt hat, dass ein Großteil des Auftriebs in der betroffenen Region erzeugt wird, bleibt unklar, ob der Gesamtauftrieb, der von diesen Konfigurationen unter Kavitationsbedingungen erzeugt wird, wirklich höher ist als bei einem unveränderten Flügel.

Dennoch ist es wahrscheinlich, dass ein gleichmäßigeres Auftriebsverhalten aufgrund der sanfteren Trennung Die Ausbildung der Flügel mit Höckern vergrößert den Einsatzbereich einer Pumpe und kommt so der Anwendung zugute.

Insgesamt ist zu erwarten, dass Tuberkel an Axialpumpen eine allgemeine Verbesserung bringen, wenn ein großer Betriebsbereich, ein guter Wirkungsgrad und eine hohe Saughöhe erforderlich sind, insbesondere bei niedrigen Drehzahlen weit unterhalb des Betriebspunkts.

## 7. Zusammenfassung und

## Ausblick

Aufgrund fehlender Forschung zur Anwendung von Tuberkeln in Axialpumpen war das Ziel dieser Studie, die möglichen Einflüsse von Tuberkeln bei der Verwendung auf Axialpumpenschaufeln zu ermitteln . Für die Simulation wurde das Profil Goe11K ausgewählt, da es ein schlankes Profil mit einer hohen Dickenreserve ist und sich daher gut für den Einsatz in Axialpumpen eignet.

Die Reynolds-Zahl wurde **auf Grundlage einer** zuvor getesteten Axialpumpe **mit Re = 1,5 × 106** gewählt . **Auf Grundlage der Ergebnisse früherer Studien [7,8] wurden vier tuberkelförmige Flügel ausgewählt, die einen guten Bereich an Amplituden und Wellenlängen abdecken. Die Simulation wurde als transiente und inkompressible CFD-Simulation in OpenFOAM aufgesetzt. Es wurde der Infinite-Wing-Ansatz verwendet. Dieser Aufbau wurde gewählt, um den Rechenaufwand auf einem vernünftigen Niveau zu halten und die Untersuchung von vier Tuberkelkonfigurationen in einem großen ÿ- Bereich zu ermöglichen. Es wurde eine Studie zur Netzunabhängigkeit durchgeführt, um sicherzustellen, dass die Ergebnisse nicht von der Diskretisierung des Bereichs abhängig waren. Die Simulationsergebnisse zeigen aufgrund der Vorderkantentuberkeln nur geringe Verbesserungen im Bereich nach dem Strömungsabriss, während im Bereich vor dem Strömungsabriss eine signifikante Verringerung des maximalen Auftriebs beobachtet wurde. Dies wurde der gewählten Reynolds-Zahl, der Profilauswahl und dem Infinite-Wing-Modell zugeschrieben. In der Diskussion wurde auch ein Aspekt außerhalb des Simulationsmodells berücksichtigt, nämlich der „Rotationsstall“, was zu dem Schluss führte, dass der Nutzen von Tuberkeln bei niedrigeren Reynoldszahlen höher sein könnte als in der Simulation. Darüber hinaus zeigten die Simulationsergebnisse, dass die tuberkelförmigen Flügel ein sanfteres Ablöseverhalten aufweisen. Dieser Vorteil, der zu einem größeren Betriebsbereich führt, geht immer noch auf Kosten eines geringeren Auftriebs und eines höheren Luftwide**

Trotzdem wurde argumentiert, dass Tuberkel Axialpumpen bei niedrigeren Reynoldszahlen verbessern könnten, wenn eine geeignete Tuberkelkonfiguration gewählt wird und eine gute Saughöhe bei niedrigen Geschwindigkeiten benötigt wird, die weit unter dem Auslegungspunkt liegen.

Ob sich diese Ergebnisse **wie erwartet auf Anwendungen in Axialpumpen übertragen lassen** oder ob weitere, bislang nicht berücksichtigte Effekte, wie etwa **Zentrifugalkräfte, die Strömung dominieren, soll in weiteren Untersuchungen untersucht werden. Am Fachgebiet Fluidsystemdynamik der Technischen Universität Berlin wird hierfür derzeit ein Prüfstand nach ISO 9906 aufgebaut. Damit soll untersucht werden, inwiefern Tuberkel an der Schaufelvorderkante eines dreischaufeligen Axialpumpenlaufrades mit dem in der Simulation verwendeten Profil Goe11K den Wirkungsgrad, die Förderhöhe, die Leistungsaufnahme und das Kavitationsverhalten verändern.**

Machine Translated by Google



Beiträge der Autoren: Konzeptualisierung, MD; Methodik, MD und FN; Software, FN; Validierung , MD, FN und PUT; formale Analyse, FN; Untersuchung, MD und FN; Ressourcen, MD und PUT; Datenkuratierung, FN und MD; Schreiben – Vorbereitung des Originalentwurfs, MD und FN; Schreiben – Überprüfung und Bearbeitung, MD und PUT; Visualisierung, MD und FN; Überwachung, PUT; Projektverwaltung , MD. Alle Autoren haben die veröffentlichte Version des Manuskripts gelesen und stimmen ihr zu.

Finanzierung: Diese Forschung erhielt keine externe Finanzierung.

Erklärung des Institutional Review Board: Nicht zutreffend.

Einverständniserklärung: Nicht zutreffend.

Datenverfügbarkeitserklärung: Die Daten sind im Artikel enthalten. Weitere Daten und Informationen aus dieser Studie sind auf Anfrage beim entsprechenden Autor erhältlich.

Interessenkonflikte: Die Autoren erklären, dass keine Interessenkonflikte vorliegen.

## Verweise


1. Fish, FE; Battle, JM Hydrodynamisches Design der Buckelwalflosse. J. Morphol. 1995, 225, 51–60. [CrossRef] [PubMed]
2. Van Nierop, EA; Alben, S.; Brenner, MP Wie Beulen an Walflossen den Strömungsabriss verzögern: Ein aerodynamisches Modell. Phys. Rev. Lett. 2008, 100, 54502. [CrossRef] [PubMed]
3. Miklosovic, DS; Murray, MM; Howle, LE; Fish, FE Vorderkanten-Tuberkel verzögern Stall auf Buckelwal (Megaptera novaeangliae) Flossen. Phys. Fluids 2004, 16, L39–L42. [CrossRef]
4. Pedro, C.; Kobayashi, M. Numerische Untersuchung der Stallverzögerung an den Flossen von Buckelwalen. In Proceedings der 46. AIAA Tagung und Ausstellung der Luft- und Raumfahrtwissenschaften, Reno, NV, USA, 7.–10. Januar 2008.
5. Custodio, D. Der Einfluss buckelwalartiger Ausstülpungen auf die Leistung von Tragflügelbooten. Masterarbeit, Worcester Polytechnic Institute, Worcester, MA, USA, 2007.
6. Cai, C.; Zuo, ZG; Liu, SH; Wu, YL; Wang, FB Numerische Auswertungen der Auswirkung von Vorderkantenvorsprüngen auf die statischen und dynamischen Strömungsabrisseigenschaften eines Tragflügels. IOP Conf. Ser. Mater. Sci. Eng. 2013, 52, 52006. [CrossRef]
7. Johari, H. Auswirkungen von Vorsprüngen an der Vorderkante auf die Leistung von Tragflächenprofilen. AIAA J. 2007, 45, 2634–2642. [CrossRef]
8. Hansen, KL; Kelso, RM; Dally, BB Leistungsvariationen von Vorderkantenhöckern für unterschiedliche Tragflächenprofile. AIAA J. 2011, 49, 185–194. [CrossRef] 9.
Pfleiderer, C.; Petermann, H. Strömungsmaschinen, 7. Aufl.; Springer: Berlin/Heidelberg, Deutschland, 2005.
10. Riegels, FW Aerofoil Selections. Ergebnisse aus Windkanaluntersuchungen; Butterworth & Co: London, UK, 1961.
11. Schwarze, R. CFD-Modellierung; Springer: Berlin/Heidelberg, Deutschland, 2013.
12. OpenCFD Ltd. Numerische Schemata, OpenFOAM-Dokumentation. 2023. Online verfügbar: https://www.openfoam.com/Dokumentation/Benutzerhandbuch/6-Lösen/6.2-Numerische-Schemata#x23-890115 (abgerufen am 8. Juni 2023).
13. Dropkin, A.; Custodio, D.; Henoch, CW; Johari, H. Berechnung des Strömungsfeldes um ein Tragflächenprofil mit Vorderkantenprotuberances. J. Aircr. 2012, 49, 1345–1355. [CrossRef]


Haftungsausschluss/Anmerkung des Herausgebers: Die in allen Veröffentlichungen enthaltenen Aussagen, Meinungen und Daten sind ausschließlich die der einzelnen Autoren und Mitwirkenden und nicht die von MDPI und/oder den Herausgebern. MDPI und/oder die Herausgeber lehnen jegliche Verantwortung für Personen- oder Sachschäden ab, die aus den im Inhalt erwähnten Ideen, Methoden, Anweisungen oder Produkten resultieren.

Machine Translated by Google

Internationale Zeitschrift für
*Turbomaschinen*
*Antrieb und Leistung*

MDPI

Artikel

# Dreidimensionale Strömungssimulation mittels hybridem Zweiphasensystem Solver zur Bewertung des Flüssigkeits-/Gastransports in einem Spiralkreiselpumpe mit verdrehten Schaufeln †

**Markus Hundshagen [1,*], Kevin Rave [1], Michael Mansour [2,3], Dominique Thévenin [3] und Romuald Skoda [1]**

[1] Lehrstuhl für Hydraulische Strömungsmaschinen, Ruhr-Universität Bochum, Universitätsstr. 150, 44801 Bochum, Deutschland
[2] Department für Mechanische Energietechnik, Fakultät für Ingenieurwissenschaften – Mattaria, Helwan University, Kairo 11718, Ägypten
[3] Labor für Fluiddynamik und technische Strömungen, Universität Magdeburg „Otto von Guericke“, 39106 Magdeburg, Deutschland
* Korrespondenz: markus.hundshagen@ruhr-uni-bochum.de

† Dieser Artikel wurde auch in den Proceedings der 15. European Turbomachinery Conference, Budapest, Ungarn, 24.–28. April 2023, veröffentlicht.

**Zusammenfassung:** Es wird ein hybrider Zweiphasenströmungslöser vorgeschlagen, der auf einem Euler-Euler-Zweifluidmodell mit kontinuierlicher Mischung einer Volume-of-Fluid-Methode basiert, wenn Phasenschnittstellen kohärenter Gastaschen aufgelöst werden sollen. In einer vorangegangenen Studie an einer zweidimensionalen Schaufelforschungspumpe mit reduzierter Drehzahl konnte der Übergang von Blasenströmung zu kohärenten stationären Gastaschen, der in optischen Experimenten mit Flüssigkeits-/Gasströmung beobachtet wurde, vom Hybridlöser gut erfasst werden. In der vorliegenden Studie werden die Experimente und die Löservalidierung auf eine Kreiselpumpe im industriellen Maßstab mit verdrehten dreidimensionalen Schaufeln und erhöhter Konstruktionsdrehzahl ausgeweitet. Der Löser wird mit einem Populationsbilanzmodell kombiniert und es wird ein skalenadaptives Turbulenzmodell verwendet. Im Vergleich zur zweidimensionalen Schaufelpumpe wird der Übergang von agglomerierter Blasenströmung zu anhaftenden Gastaschen zu einer größeren Gasbeladung verschoben, was durch die Simulation gut erfasst wird. Der Pumpendruckabfall mit zunehmender Gasbeladung wird ebenfalls reproduziert, was die Gültigkeit des Hybridlösers für

**Schlüsselwörter:** Flüssigkeits-/Gastransport; Radialkreiselpumpen; numerische Strömungsmechanik; hybrider Zweiphasenlöser; Populationsbilanzmodellierung; skalenadaptive Simulation

check for updates

**Zitat:** Hundshagen, M.; Rave, K.; Mansour, M.; Thévenin, D.; Skoda, R. Dreidimensionale Strömungssimulation durch einen hybriden Zweiphasenlöser zur Bewertung des Flüssigkeits-/Gastransports in einer Spiralkreiselpumpe mit verdrehten Schaufeln. Int. J. Turbomach. Propuls. Power **2023, 8, 28. https:// doi.org/ 10.3390/ijtpp8030028**

Wissenschaftlicher Herausgeber: Gerard Bois

Erhalten: 12. Juni 2023
Überarbeitet: 16. Juni 2023
Akzeptiert: 1. August 2023
Veröffentlicht: 30. August 2023

Copyright: © 2023 bei den Autoren. Lizenznehmer MDPI, Basel, Schweiz.
Dieser Artikel ist ein Open Access-Artikel, der unter den Bedingungen und Bedingungen der Creative Commons Namensnennungs-Lizenz (CC BY-NC-ND) (https:// creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/ ).

## 1. Einleitung

Radialkreiselpumpen werden in industriellen Prozessen häufig zum Transport von Mehrphasenströmungen aus Flüssigkeit und nicht kondensierbarem Gas benötigt. Sie sind jedoch in der Regel für die Förderung reiner Flüssigkeiten ausgelegt, so dass bereits eine geringe Gasbeladung, d. h. ein Gasvolumenanteil am Einlass von ÿ ÿ 3 % [1], zu erheblichen Störungen der Förderung führen kann . Im schlimmsten Fall kann es sogar zu einem vollständigen Ausfall des Pumpenkopfes kommen [2], und Strömungsinstabilitäten können die Pumpenl

Die Auflösung experimenteller Messungen ist von Natur aus begrenzt [3,4]. Wie beispielsweise Yin et al. [5] und De Santis et al. [6] hervorheben, liefert die numerische Strömungssimulation (CFD) von Flüssigkeits-/Gasströmungen eine große Menge an lokalen Strömungsinformationen und kann experimentelle Ergebnisse ergänzen. In einer vorangegangenen Studie [7] haben wir einen hybriden Zweiphasen-Solver (H2P) für die 3D-Simulation einer Wasser-/Luftpumpenströmung vorgestellt. Eine transparente Forschungspumpe mit einem 2D-zylindrischen Schaufelblattdesign ermöglichte detaillierte optische Zugänglichkeit und eine einzigartige Validierungsdatenbank. Die Laufraddrehzahl wurde jedoch auf n = 650 minÿ1 reduziert , um das zerbrechliche transparente Laufradmaterial zu schützen. Es zeigte sich, dass der Übergang der Strömungsmorphologie von einer dispergierten Blasenströmung zu einer segregierten Taschenströmung durch den H2P-Solver erfasst wurde. In der vorliegen

Machine Translated by Google



auf eine großtechnische Spiralkreiselpumpe mit verdrillten 3D-Schaufeln und einer Auslegungsdrehzahl von n = 1450 minÿ1 , die erheblich höher ist als die entsprechende Auslegungsdrehzahl der von Hundshagen et al. [7] verwendeten Pumpe mit 2D-Schaufeln.

Experimentelle Validierungsdaten sind zur Bewertung von CFD-Modellen unabdingbar und optische Daten des Zweiphasenströmungsfelds bieten eine solide Validierungsgrundlage. So nutzten beispielsweise Stel et al. [8,9], He et al. [10], Zhang et al. [11], Parikh et al. [12] und auch die vorliegenden Autoren [7] optische Messdaten, um in CFD-Studien die Gasverteilung in Laufrädern mit 2D-Schaufeln vorherzusagen . Jüngste Hochgeschwindigkeitsbildgebungsexperimente [1,13–18] bestätigten das Vorhandensein von Gaseinschlüssen im Inneren der Pumpenlaufradkanäle, die einen Teil des Schaufelkanals blockieren, so dass die Strömungsführung ineffizient wird und ein Druckabfall auftritt. Auf Grundlage optischer Messungen und der Druckabfalleigenschaften haben mehrere Autoren [1,8,13–15,19–24] Leistungsdiagramme für die Förderung eines Gemischs erstellt. Abhängig vom Volumenstrom und dem Gasvolumenanteil am Einlass beobachteten einige der vorliegenden Autoren [1,13–15] einen Übergang von der Blasenströmung zur stetigen Gasansammlung im Schaufelkanal und führten eine Kategorisierung anhand von Strömungsregimekarten ein. Experimentelle Studien von Mansour et al. [1,13–15] und die entsprechenden Simulationen mit dem H2P-Solver von Hundshagen et al. [7] waren jedoch, wie oben erwähnt, auf ein Laufrad mit 2D-Schaufeln und reduzierter Drehzahl beschränkt . In Studien mit 3D-verdrehten Schaufeln war die Bewertung der CFD-Modelle auf integrale Pumpeneigenschaften beschränkt, wie beispielsweise die der Pumpenkopfhöhe oder den inneren Wirkungsgrad [25,26]. In dieser Studie wurden optische Messungen eines Laufrads mit 3D-Schaufeln und erhöhter Auslegungsdrehzahl durchgeführt und zur Validierung des H2P-Solvers verwendet, was eine große Neuheit dieser Studie darstellt.

Die optischen Versuchsergebnisse von Mansour et al. [15] und Parikh et al. [12] wiesen ebenfalls darauf hin, dass es innerhalb der Pumpe erhebliche Unterschiede in der Größe der Gasblasen gi Chen et al. [27] kamen sogar zu dem Schluss, dass Koaleszenz einer der Hauptmechanismen für die Bildung von Gasblasen ist. Inspiriert von den experimentellen Beobachtungen wurde der H2P-Solver um ein Populationsbilanzmodell (PBM) erweitert, um die Blasenpolydispersität zu berücksichtigen , was eine weitere Neuheit dieser Studie darstellt. Die Klassenmethode von Lo [28] wird zusammen mit Koaleszenz- und Zerfallsmodellen übernommen.

In Experimenten von Mansour et al. [15] und Liao et al. [29] wurde eine hohe Instationarität bestimmter Hohlraumbereiche beobachtet , was auch durch eine Untersuchung von Videosequenzen in dieser Studie bestätigt wird. In der Übergangszone zwischen Blasen- und Hohlraumströmungsregime sind abwechselnd instationäre Hohlräume vorhanden. Sogar inhärent stationäre anhaftende Hohlraumbereiche im Hohlraumströmungsregime weisen ein instationäres Nachlaufverhalten auf [7]. Statistische Turbulenzmodelle sind möglicherweise ungeeignet, um die in Experimenten beobachteten stark instationären Strömungsbereiche aufzulösen, sodass ein auf Turbulenzskalen basierender Ansatz vorzuziehen ist. Der skalenadaptive Simulationsansatz (SAS) von Egorov & Menter [30] wurde zusammen mit dem hybriden H2P-Solver bereits in unserer vorhergehenden Studie [7] angewendet . Die SAS-Behandlung von Turbulenzen wird auch in dieser Studie übernommen. Die Flüssigkeits-/Gasströmung wird im Folgenden anhand eines Wasser-/Luftsystems untersucht . Dieses Manuskript entspricht unserem in den Proceedings der 15. European Turb

## 2. Experimente

### 2.1. Versuchsaufbau und Pumpeneigenschaften

Eine 3D-Ansicht der Pumpe und ein Foto des Prüfstands sind in Abbildung 1 dargestellt. Das Pumpengehäuse und das Laufrad bestehen aus transparentem Acrylglas bzw. transparentem Polycarbonat, um die Strömung visualisieren zu können. Die zweiphasigen Strömungsmuster werden mit zwei Hochgeschwindigkeitskameras mit einer Auflösung von 2016 × 2016 Pixeln erfasst. Die Kameras sind in axialer (Kamera 1) und isometrischer (Kamera 2) Ansicht angeordnet, wie in A

Acrylglas, Polycarbonat und Wasser haben unterschiedliche optische Brechungsindizes. In dieser Studie werden nur die mit Kamera 1 aufgenommenen Bilder zum direkten Vergleich mit Simulationsergebnissen verwendet , während Bilder von Kamera 2 zur zusätzlichen optischen Überprüfung von Luftansammlungszonen dienen. Die Anordnung von Kamera 1 ist orthogo Daher wird angenommen, dass der Effekt der Brechung gering ist. Für eine quantitativere

Machine Translated by Google



Durch einen Vergleich können die tatsächliche Position und Größe der Blasen **anhand der geometrischen Pumpenabmessungen wie Laufraddurchmesser und Schaufeldicke kalibriert und überpr**
**Dies liegt jedoch außerhalb des Umfangs dieser Studie. Sechs LED-Lampen sind um das Pumpengehäuse verteilt, um den Durchfluss zu beleuchten (siehe Abbildung 1a), wodurch die Wasser-/Luft-Grenzflächen sichtbar we**
**Ein gestricheltes Rechteck in Abbildung 1a zeigt das Fenster an, in dem die Zweiphasenströmungsmuster beobachtet werden. Es wird eine Rotationsgeschwindigkeit von** n = **1450 minÿ1 angewendet, was gemäß der Definition von Gülich** [32] zu einer spezifischen Drehzahl **von etwa nq** = **24 minÿ1** führt und **einer dimensionslosen spezifischen Drehzahl von Ns** = 0,44 **entspricht . Es wird ein halboffenes Laufrad verwendet, dessen Meridionalansicht in Abbildung 2 skizziert ist .** In **den Experimenten** werden **zwei Blattspaltgrößen** s **untersucht :** s/b2 = **2,5 % und** s/b2 = **4,5 %, wobei b2 die Auslassbreite der Laufradschaufeln ist .**

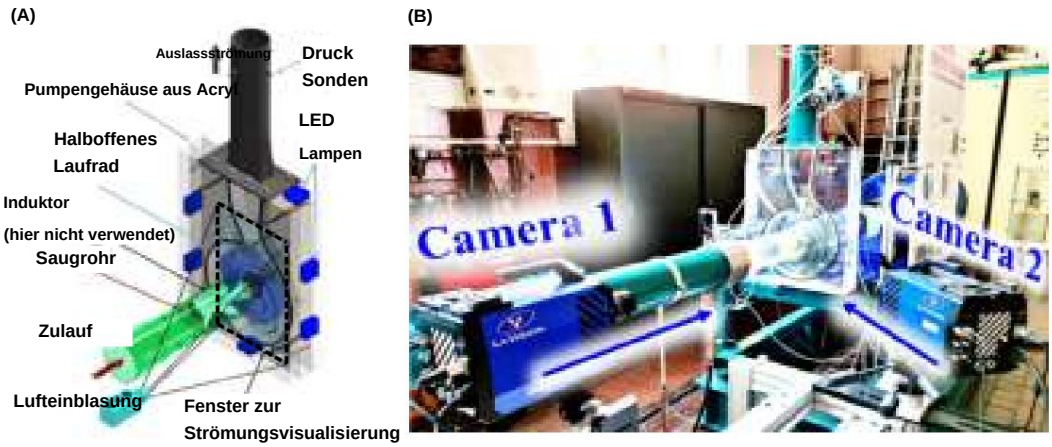



**Abbildung 1. Prüfstand (a) und Foto des Prüfstands (b).**

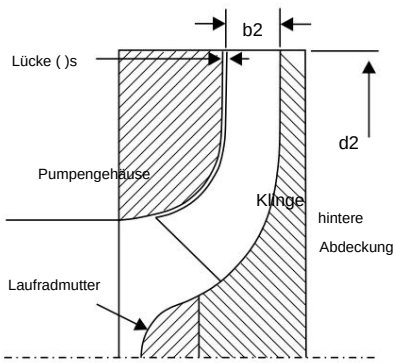



**Abbildung 2. Skizze der Meridionalansicht des halboffenen Laufrades.**

**Es wurde festgestellt, dass die Hohlraummuster nicht wesentlich von der Größe des Spitzenspiels beeinflusst werden.**
**Daher konzentriert sich diese Studie auf den kleineren Spalt. Die Volumenströme von Luft und Wasser, Qa und Qw, werden separat gemessen, um den Einlassluftvolumenanteil ÿ zu berech**
**Zur Berechnung der Pumpenförderhöhe wird die statische Druckdifferenz über der Pumpe aufgezeichnet. Es werden keine Blasengrößenspektren gemessen. Daher beschränken wir unsere Untersuchungen auf einen qualitativen Vergleich zwischen experimentellen und Simulationsergebnissen. Einzelheiten zum Versuchsaufbau , zu Messtechniken und zur Datenauswertung werden an anderer Stelle beschrieben [1,7,15,33].**

## 2.2. Strömungsregime

**Die in den Experimenten beobachtete Strömungsregimekarte in Bezug auf die Pumpenförderhöhe** H **gegenüber der Gesamtdurchflussrate Qt ist in Abbildung 3 dargestellt. Die Regime Blasenströmung, Blasenagglomeratströmung, alternierende Taschenströmung und Taschenströmung sind erkennbar. Die Grundstruktur der Regime entspricht im Wesentlichen der der 2D-Schaufelpumpe aus unserer früheren Studie [7]. Es gibt jedoch deutliche Verschiebungen in den einzelnen Regimen.**

Machine Translated by Google



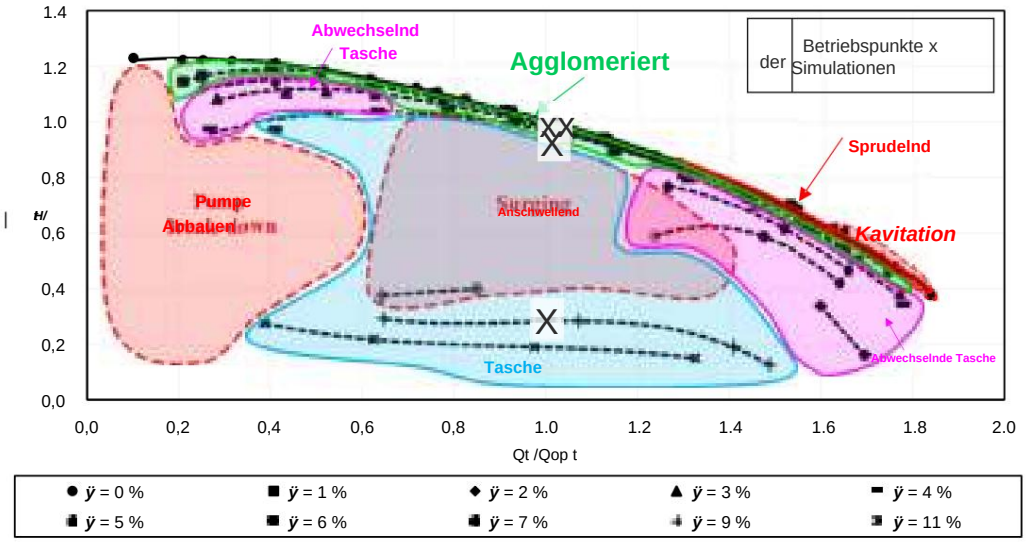



**Abbildung 3. Leistungsdiagramm des Pumpenkopfs und in den Experimenten beobachtete Strömungsverhältnisse. Der Betrieb Die in den Simulationen untersuchten Punkte sind mit einem „X“ gekennzeichnet.**

**Eine detaillierte Analyse der Auswirkungen der Schaufelgeometrie und der Laufraddrehzahl auf die Strömungsregimes liegen außerhalb des Rahmens dieser Studie. Wir beschränken unsere Diskussion auf die Effekte, die sind sofort hilfreich für die Solver-Validierung. Beispielsweise ist das Blasenströmungsregime zu Überlastbedingungen verschoben, während das Strömungsregime der agglomerierten Blasen nahe dem nominale Durchflussrate, vermutlich weil eine Erhöhung der Geschwindigkeit die Corioliskräfte verstärkt, so dass die Druckgradient in Querströmungsrichtung und die Tendenz zur Blasenagglomeration werden ebenfalls verstärkt. Darüber hinaus ist das Taschenströmungsregime bei ziemlich großen Werten vorhanden des Ansaugluftvolumenanteils, *ÿ* ÿ 9%. Ein breiter Schwallbereich zwischen 3% < *ÿ* < 9% erkennbar, das heißt, die Pumpe springt zwischen zwei Betriebsarten hin und her. Wechseltaschen treten nur bei Teillast und Überlast sowie bei mäßiger Luftzufuhr auf. Belastung 3% < *ÿ* < 7%. Ref. [15] zeigte, dass durch Erhöhung der Drehzahl die Wasser/Luft-Mischung und damit die Leistung der Zweiphasenpumpe wird verbessert. Daher ist es wird angenommen, dass die Verschiebung der Taschenströmung zu höheren *ÿ* -Niveaus auf einen Anstieg der Konstruktionsgeschwindigkeit. Es ist interessant festzustellen, dass die vom Laufrad berechnete Reynoldszahl Durchmesser und Umfangsgeschwindigkeit des Laufradaustritts sind bei der vorliegenden Pumpe gleich und die 2D-Schaufelpumpe unserer früheren Untersuchungen [7], so dass die Verschiebung des Strömungsregimes** auf höhere *ÿ*- **Werte abbildet, war kein Reynoldszahleffekt. Eine genauere Analyse von experimentelle Daten zur Beurteilung von Strömungsregimekarten bleiben weiteren Studien überlassen. In dieser Studie Die Validierung der H2P-Methode für eine 3D-Schaufelpumpe mit erhöhter Auslegungsgeschwindigkeit ist im Mittelpunkt. Daher werden drei Betriebspunkte mit *ÿ* = 1 %, 3 % und 9 % betrachtet,** zusätzlich in Abbildung **3 markiert . *ÿ* = 1% und 3% entsprechen den agglomerierten Blasen Strömungsregime, während *ÿ* = 9 % dem Taschenströmungsregime entspricht.**

## 3. Simulationsmethode

### 3.1. Strömungslöser

**Der H2P-Solver aus unseren vorhergehenden Studien [7,34] wird übernommen und seine Hauptmerkmale sind hier zusammengefasst. Es handelt sich um eine Erweiterung des Euler-Euler-Zwei-Fluid-Modells (EE2F) mit die Möglichkeit, Volume-of-Fluid (VOF)-Funktionen kontinuierlich zu aktivieren, um eine ordnungsgemäße Schnittstelle zu gewährleisten Auflösung kohärenter Hohlraumstrukturen. Nach Wardle & Weller [35] ist das Gleichgewicht Gleichungen für Masse und Impuls für jede isotherme Phase *ÿ* (Wasser und Luft) lauten:**

$$\frac{\ddot{y}\,\ddot{y}\ddot{y}}{\ddot{y}t} + \ddot{y}\cdot \ddot{y}\ddot{y}c\ddot{y} + C\ddot{y}\ddot{y}\cdot cc\ddot{y}\ddot{y}\,\underbrace{\mathbf{1}\,\ddot{y}\,\ddot{y}\ddot{y}}_{\text{Schnittstellenkomprimierung}} = 0 \qquad (1)$$

Machine Translated by Google



$$\underbrace{\ddot{y}\,\ddot{y}\ddot{y}\ddot{y}c\ddot{y} + \ddot{y}\cdot\ddot{y}\ddot{y}\ddot{y}c\ddot{y}c\,\ddot{y}t}_{\ddot{y}} \quad \overset{T}{\ddot{y}} + \ddot{y}\cdot\ddot{y}\ddot{y}\ddot{y}R \quad \overset{\mathbf{eff}}{\ddot{y}} = \ddot{y}\ddot{y}\ddot{y}p + \mathbf{C\ddot{y}MD,\ddot{y}} + \mathbf{Mvm,\ddot{y}} + \mathbf{Ms,\ddot{y}}\ \mathbf{.\ (2)}$$

**Volumenanteil, Dichte und Geschwindigkeit der Phase** *ÿ* **werden durch** *ÿÿ*, *ÿÿ* **bzw.** *cÿ* symbolisiert **und R stellt den Spannungstensor dar, der Reynolds- (turbulente) und viskose Spannungen kombiniert. Beachten Sie, dass die Markierung der Reynolds-gemittelten Größen der Einfachheit halber weggelassen wurde. Beide Phasen teilen sich das gleiche statische Druckfeld p. Wasser und Luft werden als inkompressible Fluide behandelt, was die Stabilität des Lösers verbessert [36]. Die Impulsaustauschterme an der Grenzfläche, d. h. Luftwiderstand und virtuelle Massenkraft, werden durch MD,ÿ und Mvm,ÿ symbolisiert. Für Ersteres wird das Luftwiderstandsmodell von Schiller & Naumann [37] und für Letzteres ein konstanter virtueller Massenkoeffizient von 0,5 [38] angewendet. Die Kraft Ms,ÿ ist die Oberflächenspannungskraft ,** die gemäß Brackbill et al. **[39] als Kontinuumskraft geschätzt wird .**

**Der hybride Multiskalencharakter des Lösers wird durch zwei Blending-Funktionen für den Grenzflächenkompressionsterm in Gleichung (1) bzw. die Widerstandskraft MD,ÿ** unterstützt . **Folgt man Hänsch et al. [40], lautet die Blending-Funktion für die Grenzflächenkompre**

$$C\ddot{y} = [\,0{,}5\ \mathbf{tanh(aB(\ddot{y}a}\ \ddot{y}\ \mathbf{amin))} + \mathbf{0{,}5}\ \mathbf{][}\ 0{,}5\ \mathbf{tanh(aB\ (amax}\ \ddot{y}\ \ddot{y}a)) + \mathbf{0{,}5}\ \mathbf{].} \qquad \mathbf{(3)}$$

**Wir setzen die Konstanten aB, amin und amax auf 35, 0,1 bzw. 0,9. Wird** *Cÿ* **auf 0 gesetzt, bleibt die ursprüngliche EE2F-Formulierung erhalten, während mit** *Cÿ* **= 1 eine VOF-ähnliche Grenzflächenauflösung erreicht wird, die der numerischen Diffusion an der Phasengrenzfläche durch Einbeziehung der Kompressionsgeschwindigkeit cc in Gleichung (1) entgegenwirkt. Details der cc- Auswertung finden sich bei Wardle & Weller [35]. Eine zweite Mischfunktion** *Cÿ* **mischt die Widerstandskraft zwischen der Formulierung von [37] für sphärische Blasen und einer Behandlung großer kohärenter Luftstrukturen, bei der der Widerstand auf einen niedrigen endlichen Wert von** 10ÿ4 gesetzt wird . **Die Funktion** *Cÿ* wird **in [7]** vorgestellt **und hier nicht wiederholt. Beachten Sie, dass die Anwendung zweier verschiedener Mischfunktionen für die Grenzflächenkompression und die Widerstandskraft auf die Komplexität des Pumpenflusses zurückzuführen ist, da es konsistenter wäre, für beide Untermodelle dieselbe Mischfunktion zu verwenden.**
Die Anwendung von Gleichung **(3)** ebenfalls auf die Widerstandskraft führte **allerdings zu Stabilitätsproblemen [7].**

Hundshagen **et al.** [7] **haben auf die Grenzen eines monodispersen Ansatzes hingewiesen . Daher wird hier eine polydisperse Blasengrößenverteilung betrachtet. Eine zusätzliche Transportgleichung für die spezifische Anzahldichte** nB(dB) **von Blasen wird in jeder Rechenzelle und jedem Zeitschritt gelöst. Über den Transport von** nB(dB) hinaus **werden Geburts- und Sterberaten aufgrund von Koaleszenz und Zerfall durch Quell- und Senkenterme behandelt. Dadurch wird ein variabler Blasendurchmesser dB ermöglicht, z. B. in der Widerstandskraft MD,ÿ. Durch Übernahme des Ansatzes von Kumar & Ramkrishna [41] wird die Populationsbilanzgleichung in Größengruppen diskretisiert, was zur Klassenmethode von Lo [28] führt. Zwölf Größenklassen mit einer Verdoppelung des Blasenvolumens zwischen aufeinanderfolgenden Klassen werden übernommen, was zu einem Spektrum von Blasendurchmessern für jede Größenklasse führt, das von etwa 0,16 mm < dB < 2,00 mm reicht.**
**Dieser Blasendurchmesserbereich entspricht dem von Barrios & Prado [20] bei der Strömung elektrischer Tauchpumpen bei Geschwindigkeitsschwankungen beobachteten. Jede Blasengrößenklasse weist dieselbe Geschwindigkeit auf, und für jede Klasse werden Koaleszenz- und Zerfallskerne ausgewertet. Der Koaleszenzkern von Prince & Blanch [42] und der Zerfallskern von Luo & Svendsen [43] werden ausgewählt. Der Koaleszenzkern wird mit einer Erweiterung für maximale Blasenpackung verwendet, wie von [44] vorgeschlagen,** was zu einer Formulierung führt, die der von Stel et al. **[9] für eine Zentrifugalrotorströmung vorgeschlagenen ähnelt .** Obwohl die Zerfalls- und Koaleszenzkerne einfach aus völlig anderen Anwendungen übernommen wurden, z. B. Blasensäulen oder Mischbehältern, **wurden sie auch in anderen Studien zu Zweiphasenpumpen übernommen, wie denen von He et al. [10] und Yan et al. [25]. Daher wird dies auch in dieser Studie getan. Aus der resultierenden Blasengrößenverteilung** wird **der Sauter-Durchmesser d32** berechnet, der einer zeitlichen und räumlichen **Verteilung von dB entspricht .**

Es wird **der SAS-Ansatz von Egorov & Menter [30]** verwendet, der auf dem **k-ÿ-Schubspannungstransport-Turbulenzmodell von Menter [45] basiert . Ein separates Turbulenz**

Machine Translated by Google



In Bezug auf die kinetische Turbulenzenergie *kÿ* und die spezifische Dissipationsrate *ÿÿ* wird für Luft und Wasser berechnet. Die Wandfunktionen von Kalitzin et al. [46] werden für beide Phasen verwendet. Daher werden *cÿ, kÿ* und *ÿÿ* direkt in die Wand integriert oder mit dem logarithmischen Wandgesetz berechnet, abhängig vom Wert des dimensionslosen Wandabstands y. Der MultiphaseEulerFoam- Solver von OpenFOAM-9 (https://github.com/OpenFOAM/ OpenFOAM-9 abgerufen am 1. Mai 2022) wurde verwendet, angepasst durch mehrere Modellerweiterungen , wie oben

+

beschrieben. Der PIMPLE-Lösungsalgorithmus mit Druckrelaxation wurde gewählt, eine Kombination aus der druckimpliziten Methode mit Aufspaltung von Operatoren (PISO) [47] und der semi-impliziten Methode für druckgebundene Gleichungen (SIMPLE) [48] Algorithmen. Der Zeitschritt wird so eingestellt, dass die Courant-Friedrich- Lévy-Zahl maximal 0,75 nicht überschreitet, um numerische Stabilität zu erreichen. Drei äußere PIMPLE-Iterationsschleifen ergaben einen Abfall der nichtlinearen Residuen unter 5 · 10ý4 in jedem Zeitschritt. Zusätzlich wird ein Abfall der Residuen linearer Löser unter 10ý8 angewendet. Es werden verschiedene Diskretisierungsschemata für die jeweiligen Bilanzgleichungen verwendet, die in Tabelle 1 zusammengefasst sind.

**Tabelle 1. Diskretisierungsschemata der Simulationen.**

| Begriff | Schema |
|---|---|
| **Zeitdiskretisierung** | Implizite Euler-Methode erster Ordnung |
| **Diskretisierung konvektiver Terme (Impulsgleichungen)** | Hybridschema zweiter Ordnung **[49]:** LUST- **Schema von Weller [50] (Scale-resolving region) oder** Aufwind zweiter Ordnung **von Warming & Beam [51] (URANS-Region)** |
| **Diskretisierung konvektiver Terme (Phasenanteilgleichungen)** | TVD 2. Ordnung **mit Begrenzer nach Sweby [52] (Phasengrenzfläche) oder** Aufwind 1. Ordnung **(disperses Strömungsgebiet)** |
| **Diskretisierung konvektiver Terme (Größenanteilsgleichungen)** | TVD zweiter Ordnung **mit Begrenzer von Sweby [52]** |
| **Diskretisierung konvektiver Terme** (k- **und** *ÿ*- **Gleichungen)** | Gegenwind erster Ordnung |

### 3.2. Simulationsaufbau

**Der Simulationsaufbau besteht aus Saug- und Druckrohr, Spiralgehäuse, Seitenkammer und 360° -Laufrad, um die gesamte Pumpengeometrie abzubilden. Eine Explosionsansicht des Berechnungsbereichs ist in Abbildung 4 dargestellt . Für** *cÿ, ÿÿ,* **dB,** *kÿ* **und** ÿÿ werden **konstante Dirichlet-Einlass-Randbedingungen** gewählt . **Die Phasengeschwindigkeit wird entsprechend der gemessenen Durchflussrate eingestellt und Wasser und Luft haben die gleiche Einlassgeschwindigkeit. Ein konstanter Blasendurchmesser von 0,5 mm wird am Einlass eingestellt, gemäß der Abschätzung von Barrios & Prado [20]. Am Saugseitenquerschnitt , d. h. der Einlassgrenze des Berechnungsbereichs, wird ein konstanter Wert von** *ÿÿ* **vorgeschrieben. Für den Druck am Einlass wird eine Neumann-Randbedingung mit Nullgradient festgelegt , während am Auslass ein konstanter statischer Druck definiert wird. Am Auslass werden Neumann-Nullgr**

**Numeca AutoGrid® wird zur Erzeugung der Gitter für Laufrad und Seitenkammer verwendet. Für die Saug- und Druckrohre und das Spiralgehäuse wird Numeca HexPress® verwendet und eine lokale Gitterverfeinerung durch hängende Knoten wird genutzt. Die Gitter werden in Bezug auf Nichtorthogonalität optimiert, gemäß der** OpenFOAM- **Nomenklatur von Jasak [47]. Auf diese Weise werden Gitter mit angemessen hoher Qualität erzeugt, die die Komplexität des 3D-verdrehten Schaufeldesigns berücksichtigen. Eine Gitterstudie mittels Verfeinerung der Gitterebene G1 bis G2 wird durchgeführt und einige Gitterparameter sind in**

Machine Translated by Google



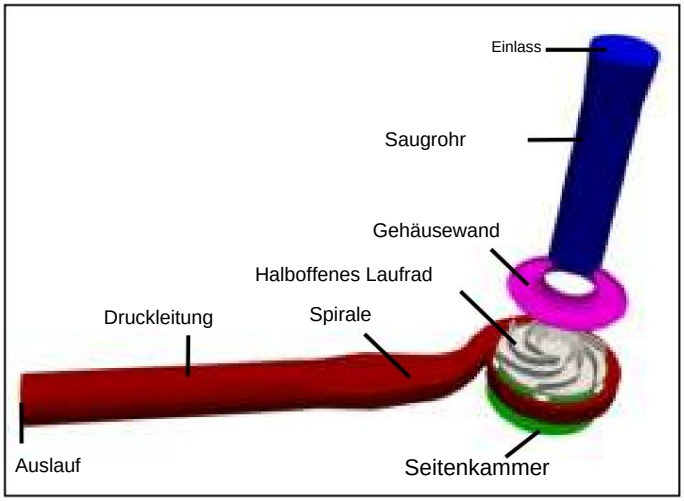



**Abbildung 4. Explosionsansicht des Berechnungsbereichs.**

**Tabelle 2. Rechengitterdaten.**

| Name | Anzahl der Zellen (106 ) | Anzahl der Tip Gap Zellen y | + w, Klinge y | + w,Spirale | Nichtorthogonalität |
|---|---|---|---|---|---|
| G1 | 3,5 | 7 | 27 | 6 | <70 |
| G2 | 32,2 | 14 | 9 | 3 | <70 |

Die einphasigen Simulationsergebnisse hinsichtlich der Pumpenförderhöhe und des inneren Wirkungsgrades für die gleiche Laufradgeometrie, jedoch mit einem anderen Spiralgehäuse, wurden untersucht an anderer Stelle [53,54]. Daher werden die Einzelphasenergebnisse hier nicht noch einmal im Detail diskutiert. Vorläufige Simulationsergebnisse zeigten, dass die Änderung der einphasigen Pumpenhöhe zwischen G1 und G2 Simulationen nähern sich bei maximal 1,5% bei Überlastbedingungen und weniger als 0,5% bei Nenn- und Teillastbedingungen. Bei der Zweiphasenströmung wird mittels einer Gitterverfeinerung werden sukzessive feinere Hohlraumstrukturen durch den H2P-Solver aufgelöst, der Übergänge vom EE2F-Modus zu einem VOF-ähnlichen Schema mit Phasengrenzflächenauflösung Fähigkeiten. Eine inhärente Gitterabhängigkeit der Ergebnisse kann daher nicht vermieden werden. gilt für die SAS, da ein sukzessive größerer Teil des Turbulenzspektrums direkt durch das Rechengitter aufgelöst. Details einer zweiphasigen Gitterstudie werden hier weggelassen der Kürze halber wurden sie jedoch an anderer Stelle vorgestellt [7], und es ist sichergestellt, dass die gezogenen Schlussfolgerungen aus den Simulationsergebnissen im Folgenden werden nicht durch die Netzabhängigkeit beeinflusst. Die G1 Die Ergebnisse werden unten beschrieben.

#### 4. Ergebnisse und Diskussion

In der 2D-Schaufelpumpe unserer früheren Studie [7] erstreckten sich Luftansammlungen über die über die gesamte Schaufelhöhe, was einen direkten Vergleich der Versuchsergebnisse im Vorderansicht und Konturdiagramme des Luftvolumenanteils in der Mitte des Laufrads. Dies Annahme gilt nicht mehr für 3D-verdrehte Rotorblätter. Abbildung 5 zeigt Diagramme über Linien in der Nähe der Nabe, der Mittelspanne und der Ummantelung in der Mitte einer Rotorblatt-zu-Blatt-Oberfläche in einem Beispielschaufelkanal. Die ausgerichtete Koordinate entlang der Linie wird mit l bezeichnet, und lmax ist die Leitungslänge. Man erkennt, dass sich in der Nähe des Mantels deutlich weniger Luft befindet als in der Mitte oder im Zentrum. Daher ändert sich die ÿa- Verteilung über der Rotorblatthöhe und ein direkter Vergleich der Luftverteilung aus Simulationsergebnissen mit Experimenten wird durch virtuelle Schlierenbildgebung erleichtert. Diese Visualisierungstechnik der Simulationsergebnisse basiert auf räumlichen Gradienten von ÿa und ist an anderer Stelle beschrieben . von Nguyen et al. [34]. Virtuelle Schlierenbilder sind in Abbildung 6 zu sehen, zusammen mit den Graustufenbilder, die mit der experimentellen Streulichttechnik gewonnen wurden. Weiße Bereiche in den virtuellen Schlierenbildern und den experimentellen Ergebnissen stellen Regionen mit hoher dispergierte Luftbeladung. Dunkle Bereiche zeigen kontinuierliche Phasenbereiche von entweder Wasser oder

Machine Translated by Google



**Luft. Es werden Beispiel-Schnappschüsse des Strömungsfelds gezeigt und farbige Pfeile dargestellt, um Ähnlichkeiten zwischen Simulation und Messergebnissen hervorzuheben, die aus einer intensiven Untersuchung von Videosequenzen abgeleitet wurden.**

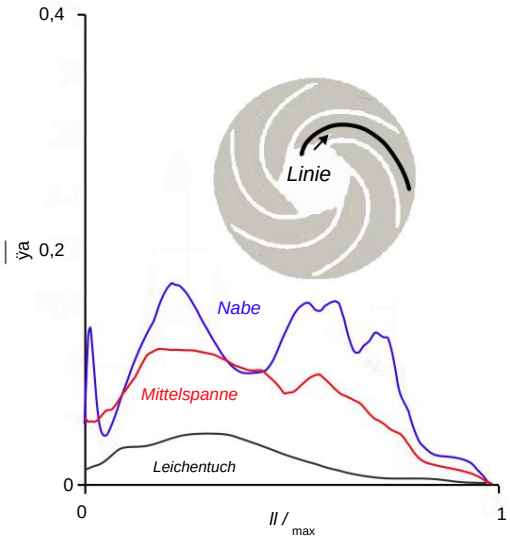



**Abbildung 5. Diagramme des zeitgemittelten Luftvolumenanteils ÿ¯aentlang willkürlich gewählter Linien in der Mitte einer Blatt-zu-Blatt-Oberfläche in der Nähe der Nabe, der Spannweitenmitte und der Abdeckung für den Betriebspunkt** *ÿ* = 3 %.

**Bei** *ÿ* **= 1 % (Abbildung 6a) ist ein Maximum der verteilten Luftbeladung nahe der Saugseite des Rotorblatts sichtbar (roter Pfeil), während ein Minimum auf der Druckseite erkennbar ist (blauer Pfeil). Bei** *ÿ* **= 3 % (Abbildung 6b) nehmen die Bereiche verteilter Luftbeladung an Größe zu. Die Tendenz von Wasser und Luft, sich zu trennen, nimmt also mit steigendem ÿ-Wert zu. Bei** *ÿ* **= 9 % (Abbildung 6c) ist ein ausgedehnter Bereich mit kontinuierlicher Luftphase erkennbar, mit Maxima der verteilten Beladung stromabwärts dieses kontinuierlichen Bereichs. Daher stimmt die lokale Luftverteilung, die durch die virtuellen Schlierenergebnisse aus den Simulationen erhalten wurde, gut mit den experimentellen Ergebnissen für den untersuchten Betriebsbere**

**Konturdiagramme des zeitlich gemittelten Luftvolumenanteils ÿ¯aund seiner zeitlichen Standardabweichung ÿa ,RMS werden in der Laufradmitte in Abbildung 7a bzw. b gezeigt. Sogar bei** *ÿ* **= 1 % ist ein leicht erhöhter ÿ¯a-Wert nahe der Saugseite jeder Schaufel erkennbar, was bedeutet, dass eine leichte Tendenz zur Phasentrennung vorliegt. Diese Tendenz wurde bereits in Abbildung 6 beobachtet und wird hier bestätigt. Die höchsten Werte von ÿa,RMS korrelieren mit den höchsten Werten von ÿ¯a.Diese zeitlichen und räumlichen Eigenschaften der Luftverteilung weisen auf das Vorhandensein des Strömungsregimes mit agglomerierten Blasen hin, gemäß Abbildung 3. Bei** *ÿ* **= 3 % steigen die Spitzenwerte sowohl von ÿ¯aals auch von ÿa,RMS deutlich an und erstrecken sich über einen größeren Bereich innerhalb jedes Schaufelkanals. Für** *ÿ* **= 9 % zeigt das ÿa,RMS- Feld Minima im Bereich der höchsten ÿ¯a-Werte, was bedeutet, dass sich die für niedrige** *ÿ*- Werte beobachtete Korrelation zwischen **ÿ¯aund ÿa,RMS vollständig umkehrt. Stromabwärts dieser stationären Bereiche entwickeln sich hochgradig instationäre Nachläufe. Daher ist eine stationäre Lufttasche mit instationärem Nachlauf zu beobachten. Diese Eigenschaften können dem Taschenströmungsregime gemäß Abbildung 3 zugeordnet werden. Die Analyse des Übergangs zwischen Strömungsregimen wurde von Hundshagen et al. [7] für eine 2D-Schaufelpumpe mit reduzierter Drehzahl ausführlich diskutiert. Aus unserer kurzen Diskussion** hier geht klar hervor, dass im Wesentlichen die gleichen Übergangsprozesse für die 3D **-Schaufelpumpe mit erhöhter Auslegungsdrehzahl vorliegen ,** wenn auch auf

**Die momentane Verteilung des Sauter-Durchmessers d32 in Laufradmitte ist in Abbildung 8** dargestellt. **d32 steigt mit steigendem** ÿ, was **nach den Erkenntnissen von Chen et al. [27] auf eine verstärkte Koaleszenzaktivität hinweist . Ein Vergleich mit Abbildung** 7a zeigt, dass dies bei *ÿ* = 9 % **am ausgeprägtesten ist . Die Lage großer Blasendurchmesser korreliert mit den Luftansammlungszonen, d. h. es sammeln sich bevorzugt große Blasen an, was mit**

Machine Translated by Google



**Ähnliche Ergebnisse wurden von Zhang et al. [11] erhalten. Stromabwärts der Ansammlung sind kleine Blasen vorhanden, was darauf schließen lässt, dass der Zerfall hauptsächlich im Sog der Ansammlungszone stattfindet . Aufgrund dieser räumlichen Eigenschaften erscheint die d32- Verteilung sinnvoll.**

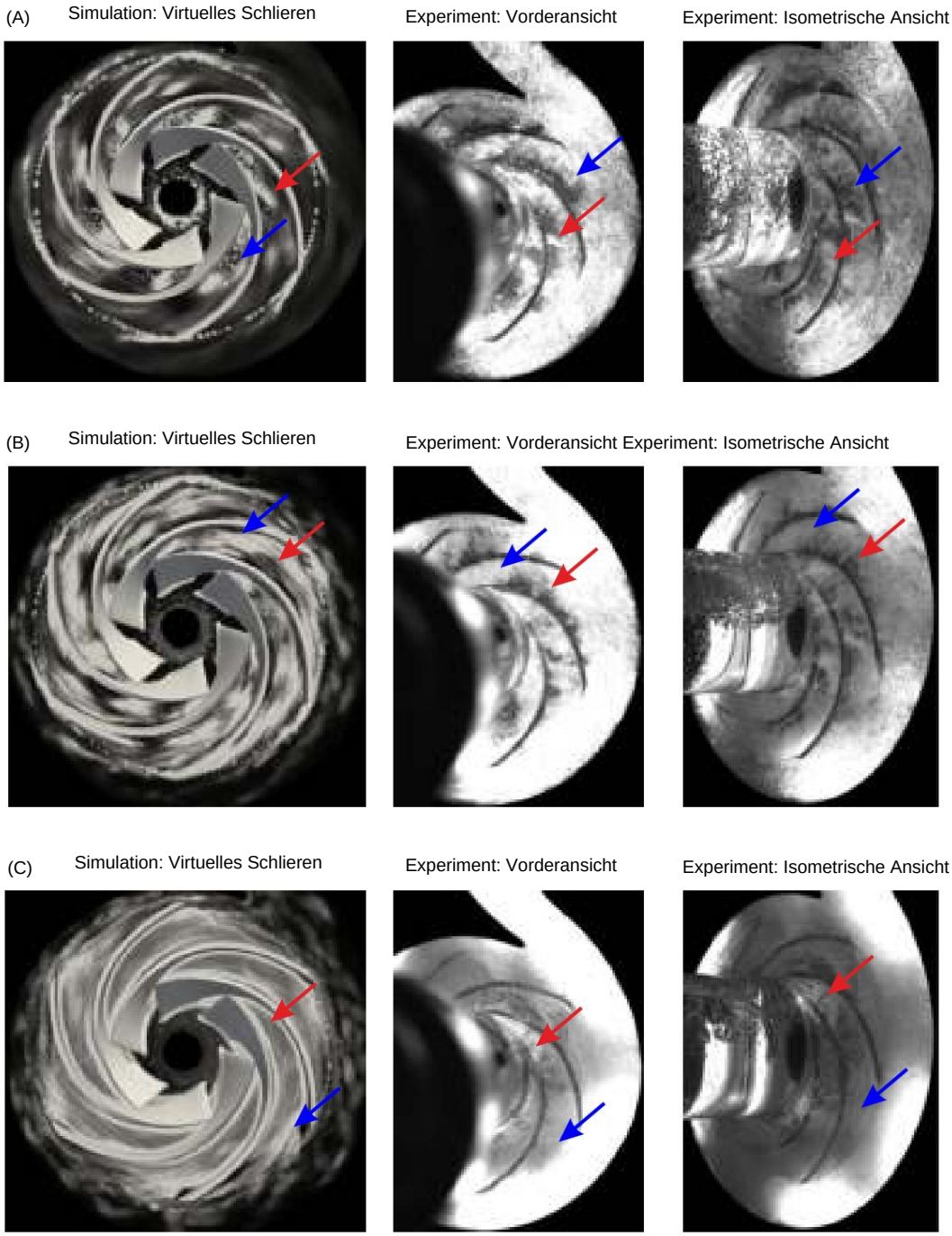



**Abbildung 6. Vergleich zwischen virtuell abgeleiteten Schlierenbildern (links) und experimentellen Ergebnissen einer Graustufenanalyse aus der Vorderansicht (Mitte) und der isometrischen Ansicht (rechts) für $\ddot{y}$ = 1% (a), $\ddot{y}$ = 3% (b) und $\ddot{y}$ = 9% (c). Ähnlichkeiten zwischen Simulationsergebnissen und Messdaten sind durch rote und blaue Pfeile gekennzeichnet.**

Abbildung **9 zeigt die zeitlich gemittelte Pumpenförderhöhe im Vergleich zum Volumenanteil der Einlassluft .**

**Der experimentelle Trend abnehmender Förderhöhe mit zunehmendem $\ddot{y}$ und der Förderhöhenabfall zwischen $\ddot{y}$ = 3 % und $\ddot{y}$ = 9 % werden gut reproduziert. Der Übergang der Strömungsregime, der durch den neuen H2P-Ansatz erfasst wird, spiegelt sich auch in einer guten Reproduktion der gemessenen Pumpenförderhöhenkennlinien wider.**

Machine Translated by Google



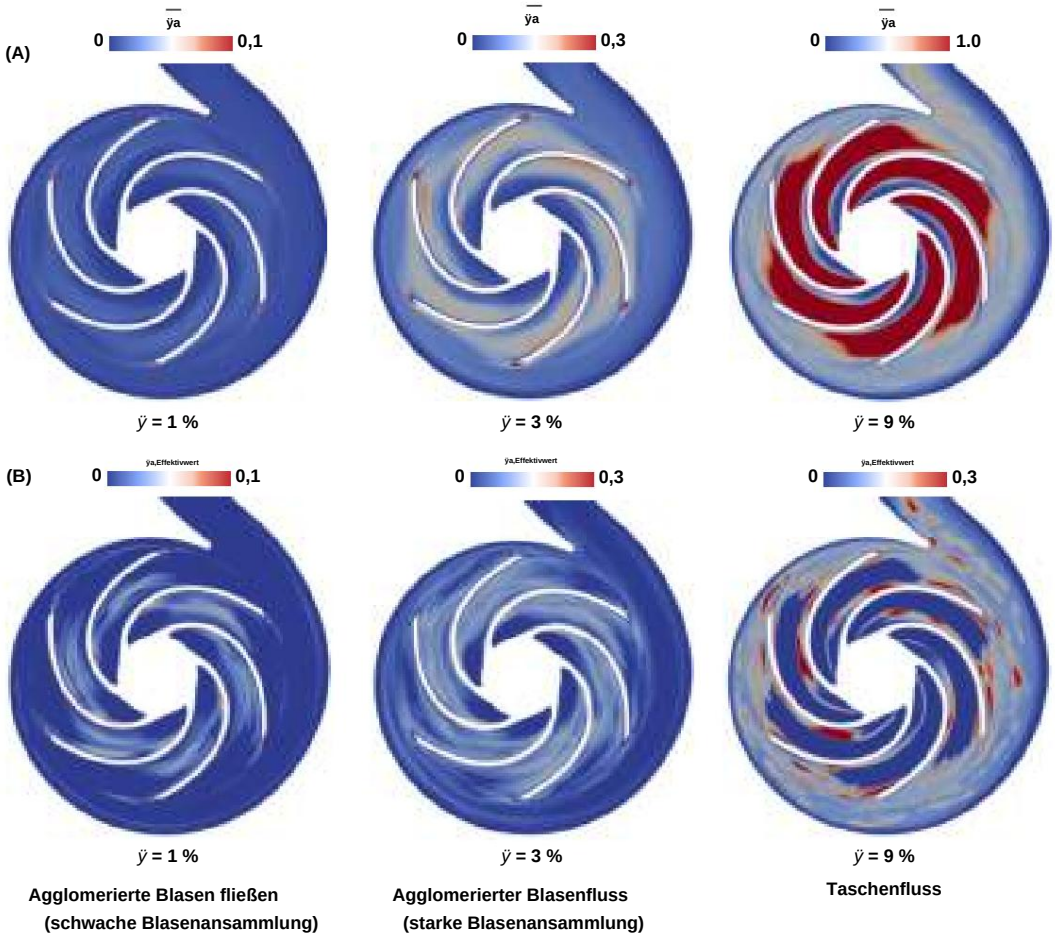



**Abbildung 7. Konturdiagramme in der Mitte des Laufrads für den zeitlich gemittelten Luftvolumenanteil ÿ¯a(a) und dessen zeitliche Standardabweichung ÿa,RMS (b) für** *ÿ* **= 1%,** *ÿ* **= 3% und** *ÿ* **= 9% Simulationsergebnisse.**

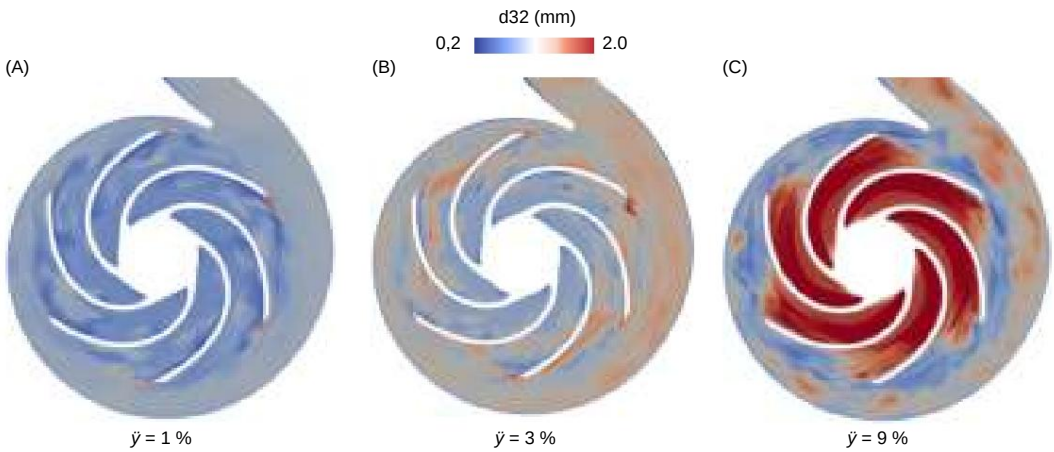



**Abbildung 8. Konturdiagramme des mittleren Sauterdurchmessers in der Mitte des Laufrads für** *ÿ* **= 1 % (a),** *ÿ* **= 3 % (b), und** *ÿ* **= 9 % (c) Simulationsergebnisse.**

Machine Translated by Google



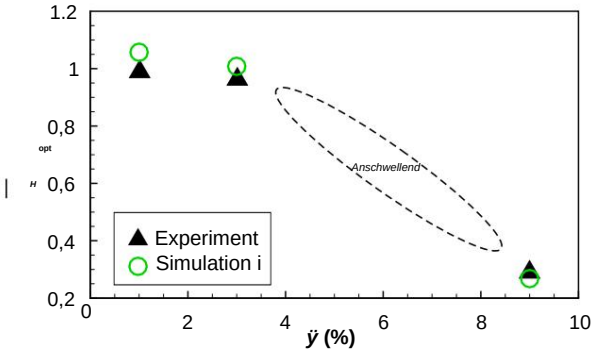



**Abbildung 9. Zeitlich gemittelte Zweiphasenpumpenförderhöhe H¯gegenüber dem Einlassluftvolumenanteil ÿ.**

**5. Schlussfolgerungen**

**Ein hybrider Zweiphasenlöser (H2P) zur Simulation des Flüssigkeits-/Gastransports wurde vorgestellt und anhand experimenteller Validierungsdaten einer Kreiselpumpenströmung im industriellen Maßstab mit 3D-verdrehten Schaufeln und erhöhter Laufraddrehzahl bewertet. In Fortsetzung unserer vorherigen Studie [7] ist es die erhöhte Drehzahl, die den Pumpenwiderstand gegen Luftbeladung erhöht [15], wahrscheinlich aufgrund ihres stärkeren Mischeffekts, der das Taschenströmungsregime zu höheren Werten des Einlassluftvolumenanteils ÿ verschiebt. Es konnte gezeigt werden, dass der Übergang von Blasenströmung zu anhaftenden Taschen auch durch die H2P-Methode für ein stärker industrieorientiertes Pumpendesign, d. h. verdrehte 3D-Schaufeln und erhöhte Drehzahl,** reproduziert wird, **was eine große Neu**

**Eine weitere Neuheit der Simulationsmethode ist die Einbeziehung eines PBM zur Erfassung einer Variation der Blasengrößen. Interessant ist, dass der Übergang zwischen Strömungsregimen auch durch einen monodispersen Ansatz (hier nicht gezeigt) erfasst werden kann, d. h. mit konstantem Durchmesser, der jedoch vorgegeben werden muss und somit kein Ergebnis der Simulation ist. Durch den hier verwendeten polydispersen Ansatz wird eine angemessene**

**Der hybride Ansatz in Kombination mit einer skalenadaptiven Turbulenzbehandlung und einem PBM ermöglicht die Beschreibung fluiddynamischer Prozesse der Gasansammlung auf einer fundierten physikalischen Basis. Dies ist eine Grundvoraussetzung für prädiktivere CFD-Tools und eine wissensbasierte Konstruktion und Optimierung von Kreiselpumpen für den Transport gashaltiger Flüssigkeiten. Koaleszenz- und Aufbruchkerne wurden bisher aus ganz anderen Anwendungen wie Blasensäulen oder Mischbehältern übernommen. Für eine fundierte Validierung von Blasenspektren und die Entwicklung verbesserter Kerne sind eingehendere Experimente unabdingbar und sollten im Mittelpunkt künftiger Studien stehen.**

**Beiträge der Autoren: Konzeptualisierung, MH und RS; Methodik, MH, KR und RS; Software , MH und KR; Untersuchung, MH, MM, DT und RS; Schreiben – Vorbereitung des Originalentwurfs, MH und RS; Schreiben – Überprüfung und Bearbeitung, MH und RS; Überwachung, DT und RS; Beschaffung von Mitteln , DT und RS. Alle Autoren haben die veröffentlichte Version des Manuskripts gelesen und stimmen ihr zu.**

**Finanzierung: Das Forschungsprojekt wurde im Rahmen des Programms zur industriellen Gemeinschaftsforschung (IGF-Nr. 20638 BG) durchgeführt. Es wurde vom Bundesministerium für Wirtschaft und Klimaschutz (BMWK) über die AiF (Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen e.V.) aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages gefördert. Die Simulationen wurden mit Rechenressourcen durchgeführt, die von der RWTH Aachen im Rahmen des Projekts bund0013 bewilligt wurden.**

**Danksagungen: Die Autoren danken auch unseren Projektpartnern Christian Hasse und Bich-Diep Nguyen (TU Darmstadt) für ihren wertvollen Beitrag zu den OpenFOAM-9-Implementierungen des Solvers und für die Bereitstellung des Nachbearbeitungstools für die virtuellen Schlierenbilder.**

**Interessenkonflikte: Die Autoren erklären, dass keine Interessenkonflikte vorliegen.**

Machine Translated by Google



## Abkürzungen

**In diesem Manuskript wird die folgende** Nomenklatur verwendet:

| | | |
|---|---|---|
| **a(min,max,B)** | **Modellkonstanten für** *Cÿ* | **(-)** |
| B | **Klingenbreite** | **(M)** |
| **c** | **Geschwindigkeitsvektor** | **(m** sÿ1 ) |
| *Cÿ* **und** *Cÿ* | **Schaltfunktionen** | **(-)** |
| | **Kompressionsgeschwindigkeit** | **(m** sÿ1 ) |
| **cc** d | **Durchmesser** | **(M)** |
| **d32** | **Mittlerer Sauterdurchmesser (m)** | |
| H | **Pumpenkopf (m)** | |
| k | **Turbulenzkinetische Energie** | **(m2 s ÿ2 )** |
| m | **Leitungslänge (m)** | |
| M | **Impulsübertragungsterme (kg** | **(kg m** sÿ2 ) |
| **MS** | **Oberflächenspannungskraft** | **m** sÿ2 ) |
| N | **Drehzahl** sÿ1 ) | (sÿ1 ) |
| **nb** | **Spezifische Drehzahl** | |
| | **Anzahldichtefunktion (-)** | |
| **Ns** | **Dimensionslose spezifische Drehzahl (-)** | |
| P | **Druck (m3** | **(Pa)** |
| Q | **Volumenstrom** | **ÿ1 )** |
| **R** eff | **Effektiver Spannungstensor** | **(kg m** sÿ2 ) |
| S | **Höhe der Spitzenlücke (m)** | |
| j **+ m** | **Dimensionsloser Wandabstand (-)** | |
| *ÿ* | **Volumenanteil (-)** | |
| *ÿ* | **Einlassluftvolumenanteil (-)** | |
| *ÿ* | **Spezifische Dissipation** | (sÿ1 ) |
| | **Dichte (-)** | **(kg** mÿ3 ) |
| *ÿ* ÿ | **Divergenzoperator** | |

Indizes

| | |
|---|---|
| **2** | **Entladungsbereich** |
| **A** | **Luft** |
| **B** | **Blase** |
| **max** | **Maximal** |
| **opt** | **Bester Wirkungsgrad-Betriebspunkt** |
| **t** | **Gesamt** |
| **m** | **Wasser** |
| *ÿ* | **Phase** |

**In diesem Manuskript werden die folgenden** Abkürzungen verwendet:

| | |
|---|---|
| **2D** | **zweidimensional** |
| **3D** | **dreidimensional** |
| **CFD** | **Numerische Strömungsmechanik** |
| **EE2F** | **Euler-Euler Zwei-Fluid** |
| Erfahrung | **Versuchsergebnis** |
| **G1- und G2-Rechengitter** | |
| **H2P** | **Hybrid zweiphasig** |
| **PBM** | **Modellierung des Bevölkerungsgleichgewichts** |
| **SAS** | **Maßstabadaptive Simulation** |
| **URANS** | **Unstationäre Reynolds-gemittelte Navier-Stokes** |
| **VOF** | **Flüssigkeitsvolumen** |

Machine Translated by Google



## Verweise


1. **Mansour, M.; Wunderlich, B.; Thévenin, D. Einfluss des Schaufelspalts und des Inducers auf den Transport von Zweiphasen-Luft-Wasser-Strömungen durch Kreiselpumpen.** Exp. Therm. Fluid Sci. **2018,** 99, **487–509.** [CrossRef]
2. **Murakami, M.; Minemura, K. Auswirkungen von Lufteinschlüssen auf die Leistung einer Kreiselpumpe: 1. Bericht, Leistung und Strömungsbedingungen.** Bull. JSME **1974,** 17, **1047–1055.** [CrossRef]
3. **Poelma, C. Messung in undurchsichtigen Strömungen: Ein Überblick über Messtechniken für dispergierte Mehrphasenströmungen.** Acta Mech. **2020,** 231, **2089–2111.** [CrossRef] [PubMed]
4. **Perissinotto, RM; Monte Verde, W.; Biazussi, JL; Bulgarelli, NAV; Fonseca, WDP; de Castro, MS; de Moraes Franklin, E.; Bannwart, AC Strömungsvisualisierung in Kreiselpumpen: Ein Überblick über Methoden und experimentelle Studien.** J. Pet. Sci. Eng. **2021,** 203, **108582.** [CrossRef]
5. **Yin, J.; Zhang, T.; Krull, B.; Meller, R.; Schlegel, F.; Lucas, D.; Wang, D.; Liao, Y. Ein CFD-Ansatz für den Strömungsregimeübergang in einem Gas-Flüssigkeits-Abscheider mit Schaufeln.** Int. J. Multiph. Flow **2023,** 159, **104320.**

[CrossRef] **6. de Santis, A.; Hanson, BC; Fairweather, M. Hydrodynamik von ringförmigen Zentrifugalkontaktoren: Eine CFD-Analyse unter Verwendung eines neuartigen Ansatzes zur Modellierung von Mehrphasenströmungen.** Chem. Eng. Sci. **2021,** 242, **116729.** [CrossRef]

7. **Hundshagen, M.; Rave, K.; Nguyen, BD; Popp, S.; Hasse, C.; Mansour, M.; Thévenin, D.; Skoda, R. Zweiphasenströmungssimulationen des Flüssigkeits-/Gastransports in Radialkreiselpumpen mit besonderem Schwerpunkt auf dem Übergang von Blasen zu anhaftenden Gasansammlungen .** ASME J. Fluids Eng. **2022,** 144, **101202.** [CrossRef]
8. **Stel, H.; Ofuchi, EM; Alves, RF; Chiva, S.; Morales, REM Experimentelle Analyse von Gas-Flüssigkeits-Strömungen in einem Zentrifugalrotor.** ASME J. Fluids Eng. **2020,** 142, **031101 .** [CrossRef]
9. **Stel, H.; Ofuchi, EM; Chiva, S.; Morales, RE Numerische Simulation von Gas-Flüssigkeits-Strömungen in einem Zentrifugalrotor.** Chem. Eng. Wissenschaften. **2020,** 221, **115692.** [CrossRef]
10. **He, D.; Ge, Z.; Bai, B.; Guo, P.; Luo, X. Gas-Flüssigkeit-Zweiphasenleistung einer Kreiselpumpe unter Blaseneinströmung basierend auf dem Kopplungsmodell Computational Fluid Dynamics–Population Balance Model.** ASME J. Fluids Eng. **2020,** 142, **081402**
11. **Zhang, F.; Zhu, L.; Chen, K.; Yan, W.; Appiah, D.; Hu, B. Numerische Simulation der Gas-Flüssigkeits-Zweiphasenströmungseigenschaften einer Kreiselpumpe basierend auf CFD-PBM.** Mathematics **2020, 8, 769.** [CrossRef]
12. **Parikh, T.; Mansour, M.; Thévenin, D. Untersuchungen zum Einfluss von Spaltweite und Inducer auf den Luft-Wasser-Transport Zweiphasenströmung durch Kreiselpumpen.** Chem. Eng. Sci. **2020,** 218, **115554.** [CrossRef]
13. **Mansour, M.; Wunderlich, B.; Thévenin, D. Experimentelle Untersuchung des zweiphasigen Luft-/Wasserflusses in einer Kreiselpumpe mit geschlossenem oder halboffenem Laufrad. In Proceedings of the ASME Turbo Expo 2018: Turbine Technical Conference and Exposition, Oslo, Norwegen, 11.–15. Juni 2018.** [CrossRef]
14. **Mansour, M.; Parikh, T.; Thévenin, D. Einfluss der Form der Hinterkante der Laufradschaufel auf ein- und zweiphasige Luft-Wasser-Strömungen in einer Kreiselpumpe. In Proceedings of the Turbomachinery & Pump Symposia, Housten, TX, USA, 13.–16. Dezember 2020.**
15. **Mansour, M.; Kopparthy, S.; Thévenin, D. Untersuchungen zum Einfluss der Rotationsgeschwindigkeit auf den Transport von Luft-Wasser-Zweiphasen Strömungen durch Kreiselpumpen.** Int. J. Heat Fluid Flow **2022,** 94, **108939.** [CrossRef]
16. **Schäfer, T.; Bieberle, A.; Neumann, M.; Hampel, U. Anwendung der Gammastrahlen-Computertomographie zur Analyse von Gasgehaltsverteilungen in Kreiselpumpen.** Flow Meas. Instrum. **2015,** 46, **262–267.** [CrossRef]
17. **Schäfer, T.; Neumann-Kipping, M.; Bieberle, A.; Bieberle, M.; Hampel, U. Ultraschnelle Röntgen-Computertomographie zur hydrodynamischen Untersuchung von Gas-Flüssigkeit-Zweiphasenströmungen in Kreiselpumpen.** ASME J. Fluids Eng. **2020,** 142, **041502.** [Querverweis]
18. **Neumann, M.; Schäfer, T.; Bieberle, A.; Hampel, U. Eine experimentelle Untersuchung der Gaseinschlüsse in horizontal und vertikal Installierte Kreiselpumpen.** ASME J. Fluids Eng. **2016,** 138, **12–19.** [CrossRef]
19. **Gambao, J.; Prado, MG Visualisierungsstudie des Leistungsabfalls bei der Zweiphasenleistung einer elektrischen Tauchpumpe . In** Twenty-Sixth International Pump User Symposium, Texas, USA; **Springer: Berlin/Heidelberg, Deutschland, 2010.** [CrossRef]
20. **Barrios, L.; Prado, MG Experimentelle Visualisierung einer Zweiphasenströmung innerhalb einer elektrischen Tauchpumpenstufe.** J. Energy Resour. Technol. **2011,** 133, **042901.** [CrossRef]
21. **Trevisan, FE; Prado, M. Experimentelle Untersuchung des viskosen Effekts auf Zweiphasenströmungsmuster und die hydraulische Leistung elektrischer Tauchpumpen.** J. Can. Pet. Technol. **2011,** 50, **45–52.** [CrossRef]
22. **Monte Verde, W.; Biazussi, JL; Sassim, NA; Bannwart, AC Experimentelle Untersuchung von Gas-Flüssigkeit-Zweiphasenströmungsmustern innerhalb Kreiselpumpen-Laufräder.** Exp. Therm. Fluid Sci. **2017,** 85, **37–51.** [CrossRef]
23. **Shao, C.; Li, C.; Zhou, J. Experimentelle Untersuchung von Strömungsmustern und externer Leistung einer Kreiselpumpe, die zweiphasige Gas-Flüssigkeitsgemische transportiert.** Int. J. Heat Fluid Flow **2018,** 71, **460–469.** [CrossRef]
24. **Zhao, L.; Chang, Z.; Zhang, Z.; Huang, R.; He, D. Visualisierung des Gas-Flüssigkeits-Strömungsmusters in einem Kreiselpumpenlaufrad und seiner Einfluss auf die Pumpenleistung.** Meas. Sens. **2021,** 13, **100033.** [CrossRef]
25. **Yan, S.; Sun, S.; Luo, X.; Chen, S.; Li, C.; Feng, J. Numerische Untersuchung der Blasenverteilung einer mehrstufigen Kreiselpumpe Pumpe basierend auf einem Populationsbilanzmodell.** Energies **2020,** 13, **908.** [CrossRef]
26. **Si, Q.; Asad, A.; Wang, B.; Wang, P.; Bois, G.; Jianping, Y.; Kubar, AA Numerische Untersuchung der Gas-Flüssigkeit-Zweiphasenströmungscharakteristik einer mehrstufigen elektrischen Tauchpumpe unter Verwendung eines neuartigen Multiple-Size Group (MUSIG)-Modells.** Phys. Fluids **2022,** 34, **063311.** [CrossRef]

Machine Translated by Google




27. **Chen, Y.; Patil, A.; Chen, Y.; Bai, C.; Wang, Y.; Morrison, G. Numerische Untersuchung der Degradation der Förderhöhe der ersten Stufe in einer elektrischen Tauchpumpe mit Populationsbilanzmodell.** J. Energy Resour. Technol. **2019,** 141, **022003.** [CrossRef]
28. **Simon, L. Anwendung des MUSIG-Modells auf Blasenströmungen.** AEAT-1096 AEA Technol. **1996,** 230, **826.**
29. **Liao, M.; Si, Q.; Fan, M.; Wang, P.; Liu, Z.; Yuan, S.; Cui, Q.; Bois, G. Experimentelle Untersuchung des Strömungsverhaltens von Kreiselpumpen mit nicht ummanteltem Laufrad unter Bedingungen der Lufteinschlüsse am Einlass.** Int. J. Turbomach. Propuls. Power **2021, 6, 31.** [CrossRef]
30. **Egorov, Y.; Menter, F. Entwicklung und Anwendung des SST-SAS-Turbulenzmodells im DESIDER-Projekt. In** Fortschritte bei der hybriden RANS-LES-Modellierung; **Peng, SH, Haase, W., Hrsg.; Anmerkungen zur numerischen Strömungsmechanik und multidisziplinärem Design; Springer: Berlin/Heidelberg, Deutschland, 2008; Band 97, S. 261–270.** [CrossRef]
31. **Hundshagen, M.; Rave, K.; Mansour, M.; Thévenin, D.; Skoda, R. 3D-Strömungssimulation durch einen hybriden Zweiphasenlöser zur Bewertung des Flüssigkeits-/Gastransports in einer Spiralkreiselpumpe mit verdrehten Schaufeln. In Proceedings der 15. Europäischen Konferenz für Turbomaschinen-Fluiddynamik und -Thermodynamik, Paper Nr. ETC2023-326, Budapest, Ungarn, 24.–28. April 2023. Online verfügbar: https://www.euroturbo.eu/publications/conference-proceeding**
32. **Gülich, JF** Kreiselpumpen; **Springer: Berlin/Heidelberg, Deutschland, 2010.** [CrossRef]
33. **Mansour, M.; Parikh, T.; Thévenin, D. Einfluss der Schaufelteilung und Schaufelzahl eines Pumpeninduktors auf die Ein- und Zweiphasenströmungsleistung . In Proceedings of the ASME Turbo Expo 2020, New York, NY, USA, 21.–25. September 2020; Band 9.** [Querverweis]
34. **Nguyen, BD; Popp, S.; Hundshagen, M.; Skoda, R.; Mansour, M.; Thévenin, D.; Hasse, C. Large Eddy Simulationen turbulenter Gas-Flüssigkeitsströmungen in einem divergierenden horizontalen Kanal unter Verwendung eines hybriden Mehrphasenansatzes.** ASME J. Fluids Eng. **20** [Querverweis]
35. **Wardle, KE; Weller, HG Hybrider mehrphasiger CFD-Solver für gekoppelte dispergierte/getrennte Strömungen bei der Flüssig-Flüssig-Extraktion.** Int. J. Chem. Eng. **2013,** 2013, **128936.** [CrossRef]
36. **Müller, T.; Limbach, P.; Skoda, R. Numerische 3D-RANS-Simulation der Gas-Flüssigkeitsströmung in einer Kreiselpumpe mit einem Euler-Euler- Zweiphasenmodell und einer dispergierten Phasenverteilung. In Proceedings der 11. Europäischen Konferenz für Turbomaschinen- Fluiddynamik und -Thermodynamik, Madrid, Spanien, 23.–27. März 2015.**
37. **Schiller, L.; Naumann, A. Über die grundlegenden Berechnungen bei Schwerkraftaufbereitung.** Z. Vereines Dtsch. Ingenieure **1933,** 77, **318–321**
38. **Rzehak, R.; Krepper, E.; Liao, Y.; Ziegenhein, T.; Kriebitzsch, S.; Lucas, D. Basismodell zur Simulation sprudelnder Strömungen.** Chem. Eng. Technol. **2015,** 38, **1972–1978.** [CrossRef]
39. **Brackbill, J.; Kothe, D.; Zemach, C. Eine Kontinuumsmethode zur Modellierung der Oberflächenspannung.** J. Comput. Phys. **1992,** 100, **335–354.** [Querverweis]
40. **Hänsch, S.; Lucas, D.; Krepper, E.; Höhne, T. Ein Mehrfeld-Zweifluid-Konzept für Übergänge zwischen unterschiedlichen Skalen von Grenzflächenstrukturen .** Int. J. Multiph. Flow **2012,** 47, **171–182.** [CrossRef]
41. **Kumar, S.; Ramkrishna, D. Zur Lösung von Bevölkerungsbilanzgleichungen durch Diskretisierung – I. Eine Technik mit festem Pivot.** Chem. Eng. Sci. **1996,** 51, **1311–1332.** [CrossRef]
42. **Prince, MJ; Blanch, HW Blasenkoaleszenz und -zerfall in luftdurchströmten Blasensäulen.** AIChE J. **1990,** 36, **1485–1499.** [Querverweis]
43. **Luo, H.; Svendsen, HF Theoretisches Modell für Tropfen- und Blasenzerfall in turbulenten Dispersionen.** AIChE J. **1996,** 42, **1225–1233.** [Querverweis]
44. **Liao, Y.; Rzehak, R.; Lucas, D.; Krepper, E. Basis-Abschlussmodell für verteilte Blasenströmung: Blasenkoaleszenz und -zerfall.** Chem. Eng. Sci. **2015,** 122, **336–349.** [CrossRef]
45. **Menter, F. Zweigleichungs-Wirbelviskositäts-Turbulenzmodelle für technische Anwendungen.** AIAA J. **1994,** 32, **1598–1605.** [CrossRef]
46. **Kalitzin, G.; Medic, G.; Iaccarino, G.; Durbin, P. Wandnahes Verhalten von RANS-Turbulenzmodellen und Implikationen für Wandfunktionen .** J. Comput. Phys. **2005,** 204, **265–291.** [CrossRef]
47. **Jasak, H. Fehleranalyse und -schätzung für die Finite-Volumen-Methode mit Anwendungen auf Flüssigkeitsströmungen. Dissertation, Imperial Hochschule für Wissenschaft, Technologie und Medizin, London, Großbritannien, 1996.**
48. **Patankar, S.; Spalding, D. Ein Berechnungsverfahren für Wärme-, Massen- und Impulsübertragung in dreidimensionalen parabolischen Strömungen.** Int. J. Heat Mass Transfer **1972,** 15, **1787–1806.** [CrossRef]
49. **Travin, A.; Shur, M.; Strelets, M.; Spalart, PR Physikalische und numerische Verbesserungen in der Detached-Eddy-Simulation komplexer turbulenter Strömungen. In** Fortschritte bei der LES komplexer Strömungen; **Moreau, R., Friedrich, R., Rodi, W., Hrsg.; Fluid Mechanics and Its Applications; Springer: Dordrecht, Niederlande, 2002; Band 65, S. 239–254.** [CrossRef]
50. **Weller, H. Steuerung der Rechenmodi des beliebig strukturierten C-Gitters.** Mon. Weather. Rev. **2012,** 140, **3220–3234.** [Querverweis]
51. **Erwärmung, RF; Strahl, RM Upwind-Differenzverfahren zweiter Ordnung und Anwendungen in aerodynamischen Strömungen.** AIAA J. **1976,** 14, **1241–1249.** [CrossRef]
52. **Sweby, PK Hochauflösende Systeme mit Flussbegrenzern für hyperbolische Erhaltungssätze.** SIAM J. Numer. Anal. **1984,** 21, **995–1011.** [CrossRef]

Machine Translated by Google



**53. Casimir, N.; Zhu, X.; Hundshagen, M.; Ludwig, G.; Skoda, R. Numerische Untersuchung der Rotor-Stator-Wechselwirkung einer Kreiselpumpe bei Teillast mit besonderem Schwerpunkt auf instationärer Schaufelbelastung.** ASME J. Fluids Eng. **2020,** 142, **081203. [CrossRef]**

**54. Hundshagen, M.; Casimir, N.; Pesch, A.; Falsafi, S.; Skoda, R. Bewertung skalenadaptiver Turbulenzmodelle für Spiralgehäuse Kreiselpumpen im Teillastbetrieb.** Int. J. Heat Fluid Flow **2020,** 85, **108621. [CrossRef]**

**Haftungsausschluss/Anmerkung des Herausgebers: Die in allen Veröffentlichungen enthaltenen Aussagen, Meinungen und Daten sind ausschließlich die der einzelnen Autoren und Mitwirkenden und nicht die von MDPI und/oder den Herausgebern. MDPI und/oder die Herausgeber lehnen jegliche Verantwortung für Personen- oder Sachschäden ab, die aus den im Inhalt erwähnten Ideen, Methoden, Anweisungen oder Produkten resultiere**

Machine Translated by Google

Internationale Zeitschrift für
*Turbomaschinen*
*Antrieb und Leistung*

MDPI

Artikel

# Einfluss der von Karman-Frequenz auf die Hydrodynamik einer Francis-Turbine bei Nennlast †

**Giacomo Zanetti 1,2,*, Giovanna Cavazzini [1] 2 und Alberto Santolin**

1 Fakultät für Wirtschaftsingenieurwesen, Universität Padua, Via Venezia 1, 35131 Padua, Italien; giovanna.cavazzini@unipd.it
2 45 Engineering Srl, Corte delle Filande 16, 36075 Montecchio Maggiore, Italien; alberto.santolin@45-eng.com * Korrespondenz: giacomo.zanetti.4@phd.unipd.it; Tel.: +39-349-344-2920

† Dieses Manuskript ist eine erweiterte Version unseres Artikels, der in den Proceedings der 15. European Turbomachinery Conference, Budapest, Ungarn, 24.–28. April 2023, veröffentlicht wurde; Artikel-Nr. ETC2023-137.

**Zusammenfassung: Dieser Artikel präsentiert eine numerische Analyse des Einflusses der von Karman-Wirbelablösung an der Schaufelhinterkante auf die Hydrodynamik einer kürzlich installierten kleinen Francis- Turbine für Wasserkraft, die bei Betrieb nahe der Nennlast sehr laute und hochfrequente akustische Pulsationen aufweist . Es wurde ein reduziertes numerisches Einzeldurchgangsmodell entwickelt, um den Rechenaufwand der Simulation zu reduzieren und gleichzeitig eine hohe Genauigkeit bei der Bewertung des Flüssigkeitsflusses zu gewährleisten. Die Genauigkeit des vorgeschlagenen numerischen Ansatzes wird durch Vergleich des Frequenzspektrums der experimentell erfassten akustischen Frequenz und der numerischen Drucksignale untersucht, wodurch die Art der Vibrationen der Maschine bestätigt wird. Das validierte numerische Modell stellt ein nützliches Werkzeug für eine eingehende Analyse der Hydrodynamik der Maschine in den vorläufigen Entwurfsphasen dar. Der vorgeschlagene Ansatz stellt eine gültige Alternative zum herkömmlichen korrelationsbasierten Ansatz zur Bewertung der von Karman-Ablösungsfrequenz mit weniger Rechenaufwand im Vergleich zu einer transienten Simulation der gesamten Maschine dar.**

**Schlüsselwörter: Francis-Turbinen; Zwischenschaufelwirbel; Von-Karman-Wirbel; mechanische Resonanz**

check for updates

**Zitat: Zanetti, G.; Cavazzini, G.; Santolin, A. Einfluss der von Karman-Ablösungsfrequenz auf die Hydrodynamik einer Francis-Turbine bei Nennlast.** Int. J. Turbomach. Propuls. Power **2023, 8, 27. https://doi.org/10.3390/ijtpp8030027**

**Wissenschaftlicher Redakteur: Antoine Dazin**

**Erhalten: 30. Juni 2023**
**Überarbeitet: 5. Juli 2023**
**Akzeptiert: 3. August 2023**
**Veröffentlicht: 7. August 2023**

**Copyright: © 2023 bei den Autoren. Lizenznehmer MDPI, Basel, Schweiz.**
**Dieser Artikel ist ein Open Access-Artikel, der unter den Bedingungen und Bedingungen der Creative Commons Namensnennungs-Lizenz (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/ ).**

## 1. Einleitung

**Die Schwingungsbeherrschung ist ein zentrales Thema bei hydraulischen Turbinen. Obwohl viele Arten von Schwingungen auftreten können, sind die am häufigsten auftretenden Schwingungen die Schwingungen, die durch die Ablösung der Karman-Wirbel von der Schaufelhinterkante** verursacht werden **[1]. Wenn die Wirbelablösungsfrequenz zudem mit der Querströmungsstrukturfrequenz synchronisiert ist [ 2], was zu einem sogenannten „Lock-in“-Zustand führt, werden die Schwingungen noch heftiger und werden von Zischgeräuschen begleitet. Das Auftreten eines Lock-in führt zu einer Erhöhung der dynamischen Belastung der Schaufelhinterkante mit dem potenziellen Auftreten von Strukturschäden aufgrund von Ermüdungsphäno**

**Obwohl Schwingungsphänomene in allen Maschinenkomponenten auftreten können, tritt der Lock-in-Zustand am häufigsten an den Stützschaufeln auf, da die Strömung an den Hinterkanten relativ gleichmäßig ist und die Strukturdämpfung gering ist [3]. Ein Beispiel für Risse in Stützschaufeln, die durch Wirbelschleppen verursacht werden, wird in [4] berichtet, während in [5] festgestellt wird, dass die Anregungsfrequenz der von Karman-Ablösungsfrequenz nahe an der Eigenfrequenz eines Laufrads liegt, das aufgrund von Ermüdungseffekten schwere Schäden a**

**Beim traditionellen Ansatz wird die Ablösefrequenz der Wirbel wie folgt geschätzt:**

**wobei ein Referenzwert für die Strouhal-Zahl angenommen wird, der wie folgt definiert ist:**

$$S = \frac{fd}{\quad} \qquad (1)$$

Machine Translated by Google



**wobei** f

**= Wirbelablösungsfrequenz [Hz];** ÿ **=**

**Referenzfluidgeschwindigkeit (z. B. freie Strömungsgeschwindigkeit am Punkt der Grenzschichtablösung ) [m/s];** d **= Referenzdicke**

**(z. B. Dicke des Nachlaufs am Punkt der Grenzschichtablösung ) [m].**

**Die so definierte Strouhal-Zahl sollte unabhängig von der Geometrie und der Reynolds-Zahl** sein **[6].**

**Sobald ein sinnvoller Wert für die Strouhal-Zahl festgelegt wurde, wird die Wirbelablösefrequenz geschätzt und anschließend mit den Eigenfrequenzen der Komponente verglichen: Die Maschine gilt als sicher vor wirbelinduzierten Schwingungen, wenn die Eigenfrequenz mindestens 30 % höher ist als die Ablösefrequenz [7]. Eine angemessene Schätzung der Strouhal-Zahl für hydraulische Turbinenkomponenten ist jedoch ziemlich schwierig, und die in der Literatur vorgeschlagenen Werte (im Bereich zwischen 0,16 und 0,24) [8] basieren auf experimentellen** Untersuchungen an stumpfen Körpern, bei denen sich die **Grenzschicht und der Ablösepunkt leicht bestimmen lassen ,** wie z. B. Zylinder und Kegel.

**Dieser vereinfachte Ansatz wurde in der Vergangenheit erfolgreich eingesetzt, da die Geometrien einfacher waren und die in der Vergangenheit verwendete Abschrägung eher der eines stumpfen Körpers als der eines Tragflügels ähnelte. Die neuen Konstruktionsstrategien für Hydraulikmaschinen haben jedoch die Komplexität der Geometrie erhöht und diesen vereinfachten Ansatz weniger effektiv gemacht. Dies unterstreicht die Notwendigkeit einer eingehenderen Untersuchung, wie sie von Zobeiri et al. [9] zum Einfluss der Hinterkantengeometrie auf die Wirbelschleppenentwicklung durchgeführt wurde.**

**In einem Szenario, in dem die korrekte Vorhersage der Wirbelablösungsfrequenz ein Schlüsselproblem bei der Konstruktionsstrategie einer hydraulischen Turbine darstellt, ist die numerische Strömungsmechanik zweifellos ein leistungsfähiges Werkzeug zur Unterstützung des Konstru Dennoch können numerische Simulationen einen hohen Aufwand erfordern, sowohl im Hinblick auf die Ressourcen als auch auf den Zeitaufwand, was die Entwicklungsphase verlangsamt und die Kosten erhöht.**

**Das Ziel dieses Dokuments besteht darin, ein einfaches numerisches Modell vorzuschlagen, mit dem das instationäre Verhalten des Flüssigkeitsflusses in einer Francis-Turbine mit sehr geringem Rechenaufwand bewertet werden**

**Zu diesem Zweck wurde ein reduziertes numerisches Modell einer Francis-Turbine mit mittlerer Fallhöhe und spezifischer Drehzahl erstellt, welches Resonanzphänomene aufweist, die vermutlich auf die Wirbelablösefrequenz an der Hinterkante der Laufradschaufeln zurückzuführen sind, um den Rechenaufwand zu begrenzen und dennoch eine detaillierte Abbildung der Fluidströmung in der Turbine zu gewährleisten.**

**Dieser Artikel ist wie folgt gegliedert: Abschnitt 2 stellt das numerische Modell der untersuchten Hydraulikmaschine vor; Abschnitt 3 berichtet über die Ergebnisse des Validierungsverfahrens, das durch Vergleich des numerisch geschätzten hydraulischen Wirkungsgrads mit den experimentellen Daten durchgeführt wurde; schließlich wird in Abschnitt 5 das Potenzial des Modells demonstriert, indem die Fähigkeit analysiert wird, die turbulenten Strömungsstrukturen mit kleinen und großen Dimensionen zu reproduzieren, die auftreten, wenn die Maschine am Auslegungspunkt arbeitet. Darüber hinaus werden die von Karman-Ablösungsfrequenzen eingehend analysiert, indem die numerische Ablösungsfrequenz mit den verfügbare**

## 2. Die Fallstudie Die

**Fallstudie dieser Analyse betrifft ein 2020 gebautes Flusswasserkraftwerk an einem Fluss im Norden der Region Venetien (Norditalien). Das Kraftwerk besteht aus zwei Zwillingseinheiten mit einer Gesamtnennleistung von 0,8 MW. Was die Hydraulikmaschinen betrifft, so liefern die beiden Francis-Turbinen eine Nennleistung von jeweils 400 kW bei einer Nenndurchflussmenge von 1,05 m3/s. Die Bruttofallhöhe beträgt 39 m, während die Nenndrehzahl 750 U/min beträgt.**

**Seit der Inbetriebnahme der Anlage wurden im Kraftwerk laute und hochfrequente Pfeifgeräusche festgestellt, wenn die Maschinen in der Nähe des Nenndurchflusses (1,05 m3/s) betrieben wurden. Daraufhin beschlossen die Betreiber des Kraftwerks,**

Machine Translated by Google

**Nenndurchfluss von 1,05 m3 /s. Die Bruttofallhöhe beträgt 39 m, die Nenndrehzahl liegt bei 750 U/ min.**



Turbomach. Propuls. Power **2023, 8, 27** aufgezeichnet, wenn die Maschinen in der Nähe der Nennentladung (1,05 **m3 /s) betrieben wurden. Infolgedessen beschlossen die Betreiber des Kraftwerks, die Betriebsbereiche der Maschinen auf einen Leistungsbereich unter 300 kW pro Maschine** zu beschränken.

**um die Entstehung und Ausbreitung von Ermüdungsrissen bis zur Beseitigung der Mängel zu** **verhindern und die Entstehung und Ausbreitung von Ermüdungsrissen bis zur Beseitigung der Mängel zu v**

Es wurden Maßnahmen an den Turbinenteilen durchgeführt.

**Es wurden an den Turbinenteilen Überprüfungen durchgeführt.**

**Zur Charakterisierung der Lärmemission wurden die akustischen Signale auf dem Feld während der**

**Wartungsaktivität bei einer Abtastfrequenz von 44,1 kHz, und eine FFT-Analyse wurde durchgeführt**

**Wartungsaktivität bei einer Abtastfrequenz von 44,1 kHz, und eine FFT-Analyse wurde durchgeführt**

**ort. Die FFT bei Nennentladung einer Maschine wurde von zwei Frequenzspitzen dominiert**

**Die FFT bei Nennentladung einer Maschine wurde von zwei Frequenzspitzen dominiert out.**

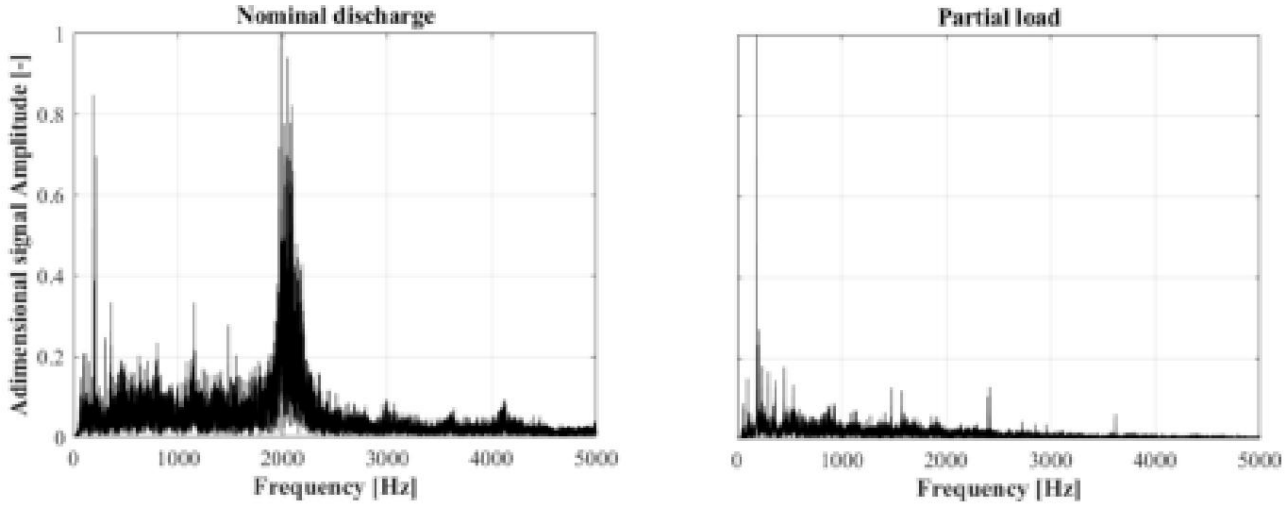
**abrufen**

**und 188 Hz und 2000** Hz (Abbildung **1a), während bei Teillast die Hochfrequenz**

**erschien und die FFT zeigte eine Frequenzspitze bei 188 Hz, 188 Hz sind ein Vielfaches der**

**Rotor-Stator-Interaktion das Laufrad Tatsächlich das Produkt aus der Anzahl der Laufschaufeln g**

**bis 15, und die Rotationsgeschwindigkeit zeigte eine Rotor-Stator-Wechselwirkung von 1875 Hz auf.**




**(A)** **(B)**

Abbildung 1. Frequenzspektrum der Schallemission der Maschine: (a) Nennentladung, (b) Teillast.

**Abbildung 1. Frequenzspektrum der Maschinenschallemission: (a) Nementladung, b) Teillast.**

**Die Ursache der Geräuschemission bei Nenndurchfluss war höchstwahrscheinlich ein Vibrationsphänomen im**

**Laufrad, das durch die Resonanz zwischen der Systemfrequenz verursacht wurde. Die Ursache der Geräuschemission bei**

**Nemdurchfluss war höchstwahrscheinlich ein Vibrationsphänomen im Laufrad, das durch die Resonanz zwischen der Systemfrequenz ve**

In solchen Fällen bleibt **dem Anlagenbetreiber nur die Möglichkeit, das Laufrad zu demontieren .**

**und die Schaufelhinterkante zu überarbeiten, um die Geometrie und den Abfluss um sie herum zu variieren.**

**und damit die Wirbelablösefrequenz zu beeinflussen. Dieser Ansatz ist jedoch extrem und erfordert**

**eine Überarbeitung der Schaufelhinterkante, um die Geometrie und den Abfluss um sie herum zu variieren.**

**und damit die Wirbelablösefrequenz zu beeinflussen. Dieser Ansatz ist jedoch extrem und erfordert**

**teure Kosten aufgrund der Komplexität der Arbeit. Es wäre wünschenswert, die Existenz eines**

**teure Kosten aufgrund der Komplexität der Arbeit. Es wäre wünschenswert, die Existenz eines Schwingungsphänomens zu**

**Resonanz zu Beginn während der Entwurfsphase vorherzusagen, um solche Probleme zu vermeiden.**

**Resonanz zu Beginn während der Entwurfsphase vorherzusagen, um solche Probleme zu vermeiden.**

Der Ansatz, die Wirbelablösefrequenz bei einer Laufradzahl zu schätzen, versagte in

**Abhängigkeit der Wirbelablösefrequenz bei einer Laufradzahl zu schätzen, versagte in**

**Abhängigkeit der Wirbelablösefrequenz bei einer Laufradzahl zu schätzen, versagte in**

**stellen aufgrund der inakzeptabel langen Rechenzeit kein Standard-Design-Tool dar. Daher ist es**

**der oben genannten Grenzen, und detaillierte CFD-Analysen der Maschine können nicht darstellen**

**Um eine Untersuchungsstrategie bereitzustellen, die in der Entwurfsphase effektiver ist, eine**

**Ein innovatives reduziertes numerisches Modell wurde vorgeschlagen und unter Bezugnahme auf diese**

**Fallstudie, die validiert. Ein reduziertes numerisches Modell wurde vorgeschlagen und unter Bezugnahme auf diese Fallstud**

**Fallstudie. Das Modell wird unten vorgestellt.**

**Das Modell wird unten vorgestellt.**

## 3. Das numerische Modell

**Die untersuchte hydraulische Maschine besteht aus einem Francis-Motor mittlerer Drehzahl.**

**Turbine** (ns **= 157 U/min m3/4s ÿ1/2), gekennzeichnet durch ein radial ummanteltes Laufrad mit 15 Schaufeln.**

**Der Verteiler besteht aus 16 Stützschaufeln und 16 Leitschaufeln, während das Saugrohr ein gerades**

**Kegeltyp.**

**Da das Ziel des Ansatzes darin besteht, den Rechenaufwand zu reduzieren, wird ein einzelnes Blatt**

**Kanal wurde modelliert, der also nur 1/15 der Läuferdomäne und 1/16 der**

Machine Translated by Google



**3. Das numerische Modell**

**Die untersuchte hydraulische Maschine besteht aus einer Fran-cis-Turbine mit mittlerer spezifischer Drehzahl *(ns* = 157 U/min m3/4s ÿ1/2), die durch ein radial ummanteltes Laufrad mit 15 Schaufeln gekennzeichnet ist. Der Verteiler besteht aus 16 Stützschaufeln und 16 Leitschaufeln, während das 2023, 8, 27 ein gerader Kegeltyp ist.**

**Da das Ziel des Ansatzes darin besteht, den Rechenaufwand zu reduzieren, wurde ein einzelner Schaufelkanal modelliert, der daher nur 1/15 des Laufradbereichs und 1/16 der Stütz- und Leitschaufeln umfasst. Was die anderen stationären Komponenten betrifft, bestand das gesamte Saugrohr aus Stütz- und Leitschaufeln . Was die anderen stationären Komponenten betrifft, bestand das gesamte Saugrohr aus einbezogen, während der Spiralfall nicht berücksichtigt wurde (Abbildung 2). einbezogen, während der Spiralfall nicht berücksichtigt wurde.**

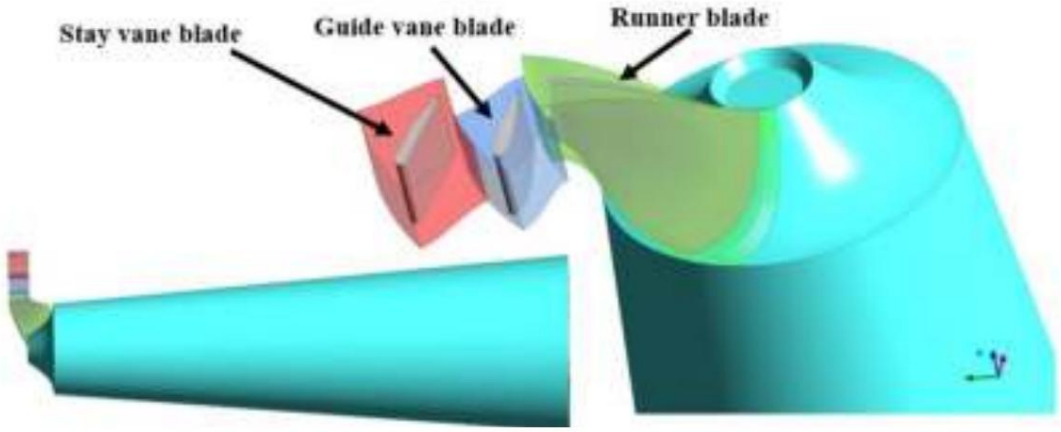



Abbildung 2. Computergestützter Strömungsmechanik-Bereich.

Abbildung 2. Computergestützter Strömungsmechanik-Bereich.

**Da das Phänomen der von Karmanschen Wirbelablösung maßgeblich beeinflusst wird durch**

Da das Phänomen der von Karmanschen Wirbelablösung maßgeblich von der Dicke der Grenzschicht an der Hinterkante der Rotorblätter beeinflusst wird, wurde ein feines Netz in der Nähe der Schaufeln gelegt, die eine hohe Grenzschichtauflösung erfordert. Besonderes Augenmerk wurde daher auf

die **Randgitterverfeinerung der Stützschaufeln, Leitschaufeln und des Laufrads, unter Verwendung von strukturiertes Mesh mit einer O-Gitter-Topologie. Ein strukturiertes Mesh wurde auch für den Entwurf erstellt ein strukturiertes Mesh mit einer O-Gitter-Topologie. Ein strukturiertes Mesh wurde auch für den Entwurf Rohr mit der kommerziellen Software ICEM CFD 2022, während die Ansys Turbogrid Rohr mit der kommerziellen Software ICEM CFD 2022, während die Ansys Turbogrid 2022 Soft- Draft**

**Für die Diskretisierung der verbleibenden Domänen wurde die Software übernommen. Zur Diskretisierung der verbleibenden Domänen wurde die Software 2022 übernommen.**

Die Maschenunabhängigkeit wurde in einer vorläufigen Analyse untersucht, indem vier Die Maschenunabhängigkeit wurde in einer vorläufigen Analyse untersucht, indem vier

**verschiedene Gitterauflösungen, genannt gröbere, grobe, mittlere und feine Maschen (Tabelle 1). Dann verschiedene Gitterauflösungen, genannt gröbere, grobe, mittlere und feine Maschen (Tabelle**

Die Maschenunabhängigkeit wurde durch Vergleich der H-Werte des Kopfes und des Läufers ermittelt. Die Maschenunabhängigkeit wurde durch Vergleich der H-Werte des Kopfes und des Läufers ermittelt.

Abbildung 3 zu sehen . Drehmoment T, unter Verwendung der im nächsten Abschnitt beschriebenen Simulationseinstellungen. Wie in Abbildu

3, Rechennetze mit mehr als 4 Millionen Knoten zeigen vernachlässigbare Unterschiede, Rechennetze mit

mehr als 4 Millionen Knoten zeigen vernachlässigbare Unterschiede und

Daher wurde die Maschengröße mittlerer Größe gewählt. Daher wurde die Maschengröße mittlerer Größe gewählt.

Die y+-Wertverteilung für jede Domänenkomponente ist in Tabelle 2 aufgeführt.

Tabelle 1. Zusammenfassung der räumlichen Diskretisierung pro Domänenkomponente.

Tabelle 1. Zusammenfassung der räumlichen Diskretisierung pro Domänenkomponente.

| Komponente | Anzahl der Knoten, Gröberes Netz | Anzahl der Knoten, Grobes Netz | Anzahl der Knoten, Mittlere Maschenweite | Anzahl der Knoten, Feines Netz |
|---|---|---|---|---|
| Bleiben Sie Flügel | 1,25 × 105 | 3 × 105 | 3 × 105 | 3 × 105 |
| Leitschaufel | 1,25 × 105 | 3 × 105 | 3 × 105 | 3 × 105 |
| Läufer | 4,5 × 105 | 1,2 × 106 | 2,2 × 106 | 3,5 × 106 |
| Saugrohr | 1,2 × 106 | 1,2 × 106 | 1,2 × 106 | 1,2 × 106 |
| Gesamt | 1,9 × 106 | 3 × 106 | 4 × 106 | 5,3 × 106 |

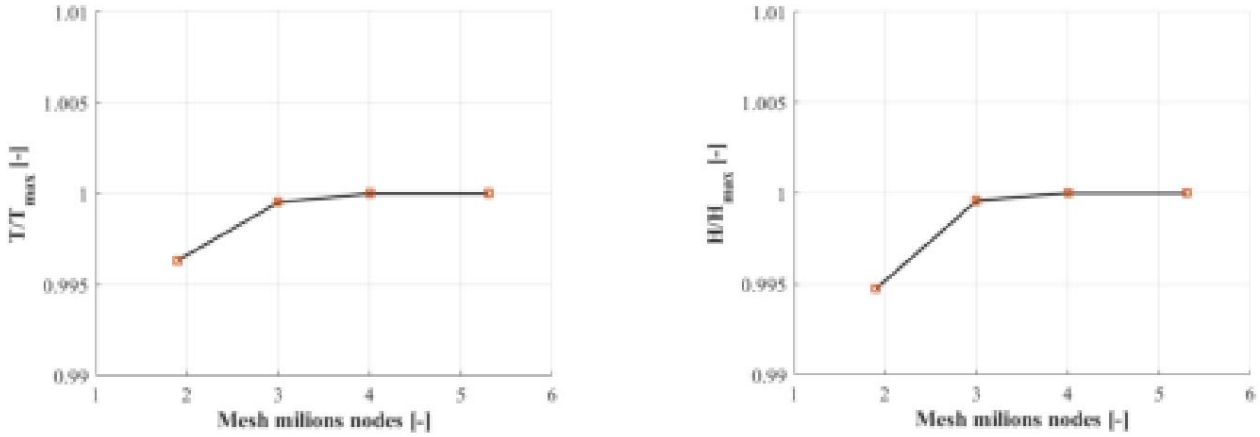
**Die y+-Wertverteilung für jede Domänenkomponente ist in Tabelle 2 aufgeführt.**

**Tabelle 2. Zusammenfassung der y+-Verteilung pro Domänenkomponente.**

| Komponente | Y+ Gröberes Netz | | | Y+ Grobes Netz | | | Y+ Mittleres Netz | | | Y+ Feines Netz | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | Min. | Durchschnitt | Max. | Min. | Durchschnitt | Max | Min | Durchschnitt | Max | Min | Durchschnitt | Max |
| Bleiben Sie Flügel | 13 | 37 | 87 | 1 | 9.2 | 20 | 1 | 9.2 | 20 | 1 | 9.2 | 20 |
| Leitschaufel | 8 | 48 | 67 | 1.8 | 20 | 29 | 1.8 | 20 | 29 | 1.8 | 20 | 29 |
| Läufer | 0,7 | 12 | 400 | 0,2 | 11 | 360 | 0,07 | 7 | 238 | 0,02 | 4.6 | 180 |
| Saugrohr | 21 | 102 | 240 | 21 | 102 | 240 | 7 | 44 | 200 | 7 | 44 | 200 |

Machine Translated by Google






(A) (B)

**Abbildung 3. Gitterkonvergenzstudie basierend auf Wasserdruck und Läuferdrehmoment: (a) Läuferdrehmoment, (b) Wasserkopf.**
**b) Wasserdruck.**

**In Bezug auf das turbulente Modell sind Wandfunktionen für solche Anwendungen nicht geeignet.**
**und um die Strömung richtig aufzulösen, ist eine sehr feine Maschenauflösung in der Nähe der festen Wand e**
**Verhalten in der Grenzschichtregion. In diesem Fall ist ein geeignetes Turbulenzmodell das *k-ÿ*,**
**dass eine direkte Integration an die Wand ermöglicht, ohne den Strömungsbereich unterteilen zu**
Hauptbereiche mit niedriger und hoher Reynoldszahl, wie es das k-ÿ- Turbulenzmodell erfordert [10].
**Modell [10].**
**Obwohl die SST-Formulierung (Shear Stress Transport) der k-ÿ- Turbulenzmodelle**
**hat sich auch bei der Auswertung des von Karman-Shedding-Phänomens bewährt [11].**
**Ein hybrider URANS-Ansatz mit SAS-SST (Scale Adaptive Simulation–Shear**
**Stress Transport) wurde für diese Studie bevorzugt. Tatsächlich, wie von Neumann et al. [4] berichtet, die**
Komponente Y+ Gröbere Maschenweite Y+ Grobe Maschenweite Y+ Mittlere Maschenweite Y+ Feine Maschenweite
Min. Durchschnitt Max. Min. Durchschnitt Max. Min. Durchschnitt Max. Min. Durchschnitt Max
Stützfahne 13 37 87 9 2 20 1 9 2 20 1 9 2 20
Leitschaufel 8 48 67 1 8 20 29 1 8 20 29 1 8 20 29
Läufer 0 7 12 400 0 2 11 360 0 07 7 238 0 02 4 6 180
Saugrohr 21 102 240 21 102 240 7 44 200 7 44 200
**Es resultiert in realistischeren Kraftamplituden im Vergleich zu anderen Zwei-Gleichungs-Turbulenzen**
**Modelle wie das SST. Darüber hinaus wurde ein solcher Ansatz erfolgreich für**
**die Bewertung des dreidimensionalen Verhaltens der Fluidströmung in hydraulischen Turbinen [12].**
**Tatsächlich ermöglicht das SAS-Modell die Anpassung des Turbulenzmodells an die lokalen Turbulenzen**
**Längenskala durch Wechsel vom LES-Modell in den instationären Strömungsbereichen zum RANS-Modell, in**
**in diesem Fall das SST-Modell, in den stationären. Im Vergleich zum RANS-SST-Modell sind kleinere**
**Turbulenzstrukturen können mit einer Auflösung bis zur Gittergröße erzeugt werden [13].**
**Obwohl sich die SST-Formulierung (Shear Stress Transport) der k-ÿ-Turbulenzmodelle auch bei**
**der Bewertung der von Karman-Shedding-Phänomene als gültig erwiesen hat ,**
**[11] wurde ein hybrider URANS-Ansatz mit SAS-SST (Scale Adaptive Simulation–**
**instationäre, kompressible turbulente Berechnung durchzuführen (Scherspannungstransport). Tatsächlich**
**al. [4] wurde gezeigt, dass das SAS-Turbulenzmodell eine gute Genauigkeit in der Frequenzvor**
**Diktion, und es führt zu realistischeren Kraftamplituden im Vergleich zu anderen Zwei-Gleichun**
**dell Turbulenzmodelle wie das SST. Darüber hinaus wurde ein solcher Ansatz erfolgreich Eine**
**zur Bewertung des dreidimensionalen Verhaltens des Fluidstroms in der Hydraulik für den**
**Turbinen [12]. Tatsächlich ermöglicht das SAS-Modell die Anpassung des Turbulenzmodells an die**
**Turbulenzlängenskala durch Umstellung vom LES-Modell in den instationären Strömungsbereichen**
**RANS, in diesem Fall das SST-Modell, in den stationären. Im Vergleich zum RANS-SST-Modell, das im**
**Kleinere Turbulenzstrukturen können mit einer Auflösung bis zur Gittergröße erzeugt werden [13].**

***Simulationseinstellungen***

**Die kommerzielle Software ANSYS CFX 20.0 wurde verwendet, um eine instationäre Instationär- periodische**
**Flächen der Domänen zu berechnen. Eine allgemeine Verbindungsschnittstelle wurde zwischen der Stützfahne und der Stützfahne f**
**Numerische Simulation einer druckbelasteten turbulenten Strömung des reduzierten Maschinenmodells.**
**und den Leitschaufeldomänen, während eine Mischebene zwischen dem Laufrad**
**Was die Randbedingungen betrifft, wurde der Massenstrom an der Stützschaufel und der**
**Leitschaufel angewendet. Die Bühnenschnittstelle (Mischebene) wurde angepasst, um den Einfluss auf**
**Einlassabschnitt, während der relative statische Druck an den Auslassabschnitten des Saugrohrs**
**angewendet wurde. Die Domänenkopplung, die durch die relative Position zwischen dem Läufer und der Führung e**
**Eine stochastische Fluktuation der Geschwindigkeiten mit einer 5%igen turbulenten Freistromintensität**
**wurde eingestellt . Um den Datentransfer zwischen den Regionen zu realisieren, muss die Mischebene**
**für den Einlassmassenstrom. Um den Effekt der Spiralgehäusegeometrie auf die Fluidtrajektorien zu**
**reproduzieren, wurde die Fluidgeschwindigkeit am Domäneneinlassabschnitt geneigt, in**

Machine Translated by Google



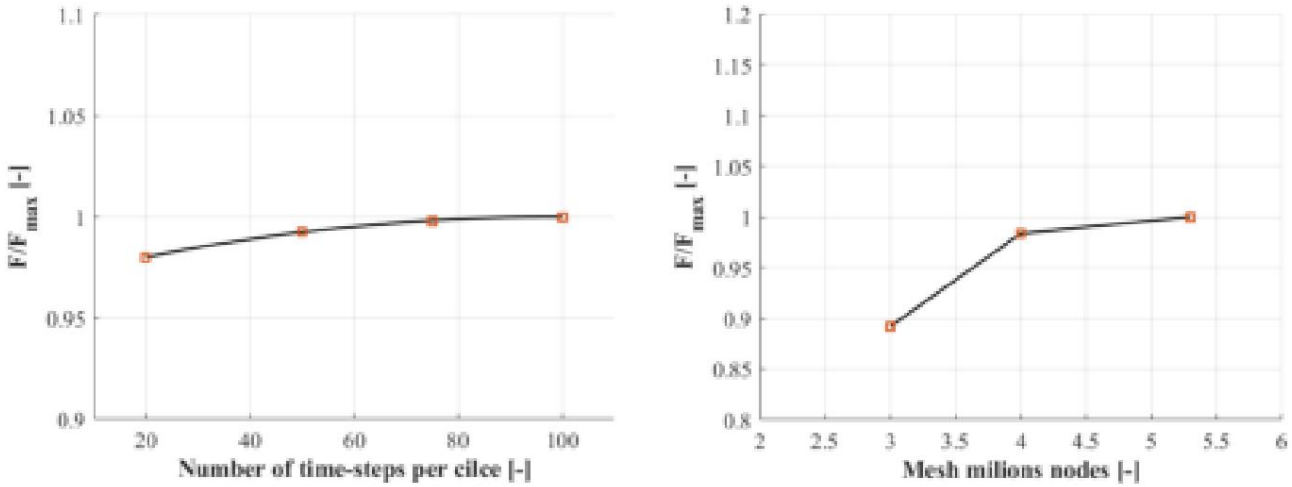
× 10ÿ5 für die quadratischen Mittelwerte (RMS) (u-Impuls, v-Impuls, w-Impuls, kinetische Energie der Turbulenz).

Da davon ausgegangen wurde, dass der Zeitschritt eine bedeutende Rolle für die Simulationsgenauigkeit spielt, wurde auch eine Sensitivitätsanalyse durchgeführt, um den Einfluss des Zeitschrittwerts auf die Abwurffrequenz zu bewerten. Wie in Abbildung 4a dargestellt, ergab die Analyse eine vernachlässigte Variation der Abwurffrequenz nach einem Zeitschritt von 75 Zyklen pro Periode (2000 Hz), was 0,03° Läuferumdrehung pro Zeitschritt entspricht. Aus diesem Grund wurde dieser Wert in den numerischen Simulationen festgelegt.

Abschließend wurde der Einfluss der Gitterauflösung durch einen Vergleich der Übertragung der Abwurffrequenz an der Laufradhinterkante in Übereinstimmung mit der Spannweitenmitte Das (Abbildung 4b). Als Ergebnis erwies sich das gröbere Netz als ungeeignet für die Analyse der Wirbelablösung, da es nicht in der Lage war, die Wirbelablösung zu erfassen. Gleichzeitig wurde ein Unterschied von 1,5 % zwischen der mittleren und feinen Maschenablösungsfrequenz ermittelt, was die hohe Empfindlichkeit der Phänomene gegenüber der Auflösung des Läufergitters.

Mit diesen Einstellungen lag die durchschnittliche Courant-Zahl der Simulation unter 0,2.

Dank dieses Ansatzes ist das numerische Modell in der Lage, die von Karman Abwurfhäufigkeit bei reduzierter Rechenzeit von ca. 200 CPU-Stunden.




(A) (B)

Abbildung 4. Einfluss der Zeitschrittweite und der Gitterdichte auf die Abwurfhäufigkeit: (a) Zeitschrittweite, b) Gitterdichte.

## 4. Validierung des numerischen Modells

Zur Validierung des numerischen Modells wurden eine Reihe von stationären Simulationen mit verschiedenen Leitschaufelöffnungen durchgeführt, um die experimentelle Effizienzkurve des Maschine. Konkret sind sieben Konfigurationen mit progressiver Leitschaufelöffnung von Getestet wurden 12° bis 30° mit einer 3° -Stufe.

Als Grenzwert wurde ein variabler Durchflusswert im Einlaufbereich der Maschine festgelegt. Bedingung. In der Software wurde eine Berechnungsroutine implementiert, um die korrekte Durchflusswert für jede Schaufelöffnung, der der Nennförderhöhe entspricht. Dieser Ansatz umging die Nachteile der Druckrandbedingung in Bezug auf die Stabilität der numerischen Lösung durch die Annahme der Massenstrombedingung, die gleichzeitig garantiert den richtigen Wert für den Förderhöhe.

Machine Translated by Google



Getestet wurden Winkel von 12° bis 30° mit einer 3°-Stufe.

Als Randbedingung wurde ein variabler Durchflusswert am Einlassabschnitt der Maschine festgelegt. In der Software wurde eine Berechnungsroutine implementiert, um für jede Schaufelöffnung den korrekten Durchflusswert zu ermitteln, der der Nenndruckhöhe entspricht. Mit diesem Ansatz wurden die Nachteile der Druckrandbedingung hinsichtlich der Stabilität der numerischen Lösung umgangen, indem die Massenstrombedingung übernommen wurde, die gleichzeitig den korrekten Wert für die Druckhöhe garantiert.

Wie in Abbildung 5 dargestellt, reproduziert das numerische Modell mit ausreichender Genauigkeit die Größe in Abbildung 5 dargestellt, reproduziert das numerische Modell mit ausreichender G

Kurvenverlauf des hydraulischen Wirkungsgrads einer Maschine mit vorhersehbarer Überschätzung des Wirkungsgrads für verschiedene Betriebszustände.

Der Unterschied vom nominalen Betriebszustand entfernt. die zunimmt, wenn sich der

Die Überschätzung der Effizienz ist auf die Vereinfachungen zurückzuführen, die in die numerische Berechnung eingeführt w

Modell, da das Fehlen des Spiralgehäuses und der Labyrinthdichtungsflüssigkeit eine Unterschätzung

Druckverluste sowie eine Überschätzung des Laufraddrehmoments führt. Alt- zu einer Unterschätzung der

Obwohl die Druckverluste im Spiralgehäuse als gering angesehen werden können, können die Reibungsverluste in

Die Labyrinthdichtung den Gesamtwirkungsgrad der Maschine erheblich beeinflussen.

wobei der Einfluss bei niedrigeren maschinenspezifischen Drehzahlen größer ist [15].

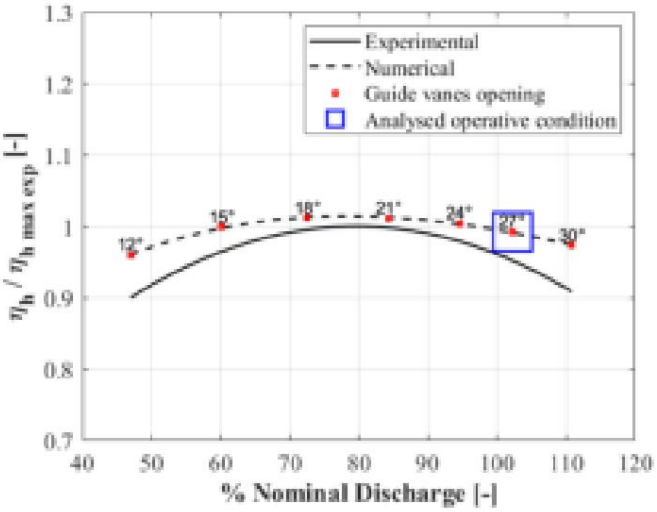



Abbildung 5. Vergleich zwischen experimenteller und numerischer Effizienz.

Abbildung 5. Vergleich zwischen experimenteller und numerischer Effizienz.

## 5. Ergebnisse und Diskussion

## 5. Ergebnisse und Diskussion

Wie oben erwähnt, sind die intensiven und hochfrequenten Geräusche, die im Kraftwerk aufgezeichnet wurden, höchstwahrscheinlich das Ergebnis von Resonanzphänomenen zwischen den Schwingungsmodi des

Haus sind höchstwahrscheinlich das Ergebnis von Resonanzphänomenen zwischen den Schwingungsmodi eines oder mehrerer Maschinenteile und der von Karman-Wirbelablösefrequenz. Um diese Hypothese zu bestätigen

ein oder mehrere Maschinenteile und die von Karman Wirbelablösefrequenz. Um diese Hypothese zu bestätigen und zu widerlegen, wird der vorgeschlagene vereinfachte numerische Ansatz, der auf einer transienten

Um diese Hypothese zu widerlegen oder zu widerlegen, wurde der vorgeschlagene vereinfachte numerische Ansatz, der auf einer transnumerischen Simulation des reduzierten Maschinenmodells basiert, getestet.

Die erfindungsgemäße Vorrichtung wurde mittels einer numerischen Simulation des reduzierten Maschinenmodells getestet.

### 5.1. Fluiddynamische Analyse

### *5.1. Fluiddynamische Analyse*

Erstens, um eine vollständige Charakterisierung der Maschinenhydrodynamik vorzuschlagen

Um zunächst eine vollständige Charakterisierung der Hydrodynamik der Maschine bei Nenndurchflussbedingungen vorzuschlagen, ist die dreidimensionale Topologie der Haupt-

Bei nominalen Abflussbetriebsbedingungen wurde die dreidimensionale Topologie der wichtigsten im Fluss auftretenden turbulenten Strukturen sorgfältig analysiert.

Dabei wurden die in der Strömung auftretenden turbulenten Strukturen sorgfältig analysiert.

Es wurden zwei verschiedene Visualisierungsstrategien angewendet und beide bestätigten die

Es wurden zwei verschiedene Visualisierungsstrategien angewendet und beide bestätigten die Fähigkeit des vereinfachten numerischen Ansatzes, zumindest qualitativ die

Fähigkeit des vereinfachten numerischen Ansatzes, die Phänomene, die die hochfrequenten Resonanzphänomene verursachen, zumindest qualitativ zu erfassen .

Phänomene, die die Hochfreguenzresonanzphänomene verursachen.

Einerseits, um die Entwicklung der Wirbelstraße am Laufernachlauf zu visualisieren

Kante, die Darstellung der Geschwindigkeitskurve, ausgewertet in Bezug auf die Läuferrotation

Achse (z-Achse) wurde ebenfalls übernommen (Abbildung 6).

Um andererseits die 3D-Entwicklung der Wirbel besser zu erfassen, die sich in

der Läufer, die Q-Kriterium-Methode, die die Bereiche identifiziert, in denen die Vortizitätsgröße

größer als die Dehnungsrate ist, wurde angewendet. Diese Methode ermöglichte es,

Erfassung der Ausbreitung der von Karmanschen Wirbelstraße im Laufrad (Abbildung 7a)

und das Vorhandensein eines großflächigen Wirbels zwischen den Blättern auf dem Blattdruck

Seite (Abbildung 7b).

Diese Wirbelstruktur entsteht als Folge eines negativen Anstellwinkels im

Einlassbereich des Laufrads. Die Nichtübereinstimmung zwischen Schaufelwinkeln und Strömungsbahnen

variiert in Spannweitenrichtung mit zunehmender Tendenz in der Nähe der Läufernabe

Oberfläche. Als Folge davon ist die Entstehung des Wirbels zwischen den Schaufelblättern auf einen begrenzten Teil des

Machine Translated by Google



der Schaufelvorderkante in Entsprechung zur Schaufeldruckseite. Die Strömungsablösung
Anschließend breitet es sich aufgrund der Advektion der Hauptströmung im Zwischenschaufelkanal des Laufrads aus.

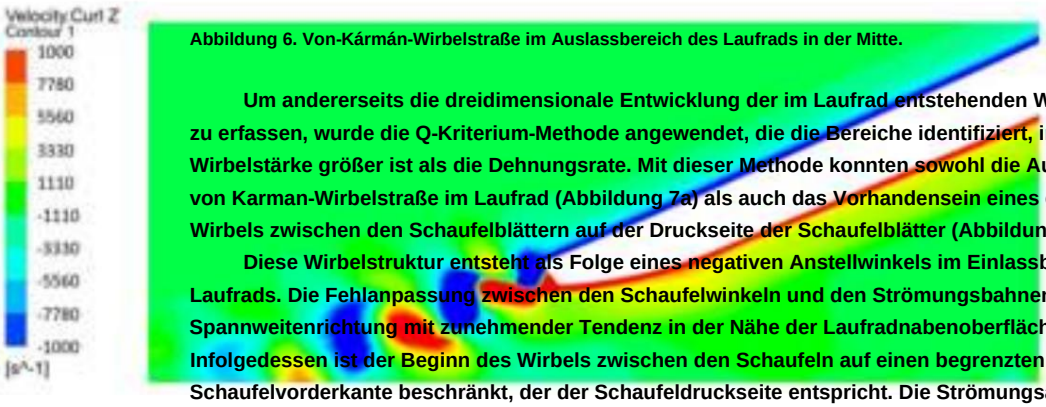
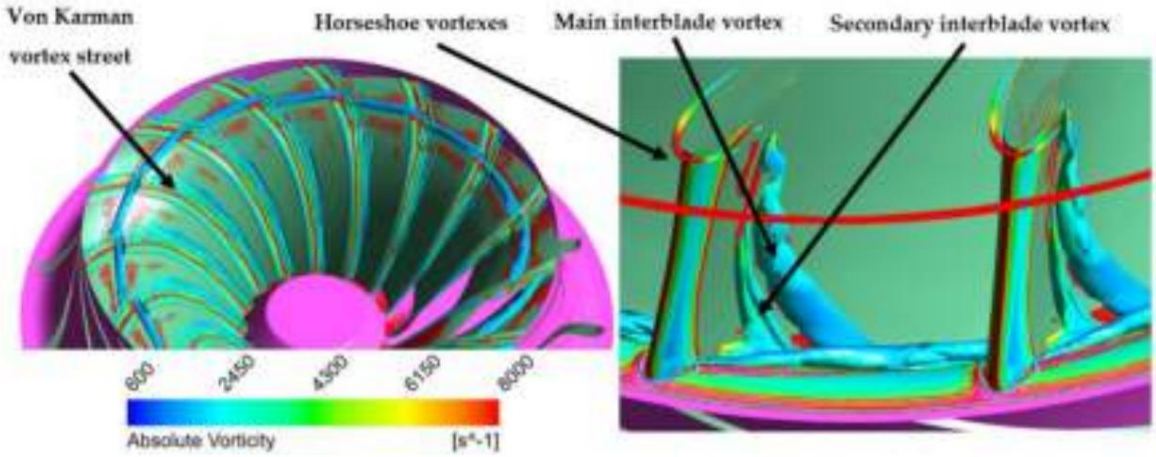



Abbildung 6. Von-Kármán-Wirbelstraße im Auslassbereich des Laufrads in der Mitte.

Um andererseits die dreidimensionale Entwicklung der im Laufrad entstehenden Wirbel besser zu erfassen, wurde die Q-Kriterium-Methode angewendet, die die Bereiche identifiziert, in denen die Wirbelstärke größer ist als die Dehnungsrate. Mit dieser Methode konnten sowohl die Ausbreitung der von Karman-Wirbelstraße im Laufrad (Abbildung 7a) als auch das Vorhandensein eines großflächigen Wirbels zwischen den Schaufelblättern auf der Druckseite der Schaufelblätter (Abbildung 7b) erfasst werden.

Diese Wirbelstruktur entsteht als Folge eines negativen Anstellwinkels im Einlassbereich des Laufrads. Die Fehlanpassung zwischen den Schaufelwinkeln und den Strömungsbahnen variiert in Spannweitenrichtung mit zunehmender Tendenz in der Nähe der Laufradnabenoberfläche. Infolgedessen ist der Beginn des Wirbels zwischen den Schaufeln auf einen begrenzten Teil der Schaufelvorderkante beschränkt, der der Schaufeldruckseite entspricht. Die Strömungsablösung breitet sich dann aufgrund der Advektion des Hauptwirbels im Kanal zwischen den Schaufeln aus fließen.

( Abbildung 6). Von-Kármán-Wirbelstraße im Auslassabschnitt in Spannweitenmitte des Laufrads.




(A) (B)

Abbildung 7. Iso-Q-Kriterium-Oberfläche im Kanal, eingefärbt nach der absoluten Vortizität: (a) Auslass Abschnitt, (b) Einlassabschnitt.
Abbildung 7. Iso-Q-Kriterium-Oberfläche im Kanal, eingefärbt nach der absoluten Vortizität: (a) Auslass
Abschnitt, (b) Einlassabschnitt.

Obwohl diese Wirbeltopologie zwischen den Schaufelblättern bereits zuvor in der Literatur untersucht wurde ,
Diese Analyse ermöglichte die Identifizierung einer zweiten Wirbelstruktur, die sich an der Kreuzung
entwickelte. Diese Analyse ermöglichte die Identifizierung einer zweiten Wirbelstruktur, die sich an der Kreuzung entw
Verbindung zwischen der Schaufelvorderkante und der Manteloberfläche (Abbildung 7b). Ein
ähnlicher Wirbel
Wirbelstruktur wurde von Zhou et al. [16] identifiziert, und ihr Ursprung wurde vermutlich mit
verwandt Struktur wurde von Zhou et al. [16] identifiziert, und ihr Ursprung wurde vermutlich mit verwandt
zur Ausbreitung des Hufeisenwirbels des Mantels stromabwärts im Zwischenschaufelkanal. zur
Ausbreitung des Hufeisenwirbels des Mantels stromabwärts im Zwischenschaufelkanal.
Dieses Papier deutet jedoch auf eine andere Natur dieses Wirbels hin, die das Ergebnis zu sein scheint
Dieses Papier deutet jedoch auf eine andere Natur dieses Wirbels hin, die das Ergebnis zu sein scheint
einer komplexeren Wechselwirkung zwischen verschiedenen Wirbelstrukturen.
einer komplexeren Wechselwirkung zwischen verschiedenen Wirbelstrukturen.

Im Detail, wie in Abbildung 8 zu sehen ist , werden die Stromlinien der verschiedenen Wirbel Strukturen besteht der Hauptwirbel zwischen den Schaufelblättern aus zwei verschiedenen gegenläufigen Strukturen : Die erste, blau markierte, entwickelt sich in der Nähe der Nabenoberfläche für die o Gründe und breitet sich dann von der Nabe zum Mantel aus, wobei er sich auch stromabwärts in der Laufkanal aufgrund der Advektion der Hauptströmung; der zweite, violett markierte entsteht in der gleichen Region und breitet sich dann quer zur Oberfläche des Grabtuchs aus. Einfall zwischen der zweiten Struktur mit dem Mantel erzeugt eine sekundäre Zwischenschaufel Wirbel, der vom Hufeisenwirbel des Leichentuchs unabhängig ist.

Darüber hinaus vergrößert sich das Volumen des Sekundärwirbels durch die Vermischung mit dem Hauptströmung, rot markiert in Abbildung 8, und mit dem Hufeisenwirbel, grün markiert, also Ausbreitung im gesamten Kanal.

Machine Translated by Google



Schaufelwirbel unabhängig vom Hufeisenwirbel des Mantels.

Darüber hinaus vergrößert sich das Volumen des Sekundärwirbels durch die Vermischung mit dem Hauptströmung, in Abbildung 8 rot markiert, und mit Hufeisenwirbel, grün markiert, breitet sich somit im gesamten Kanal aus.

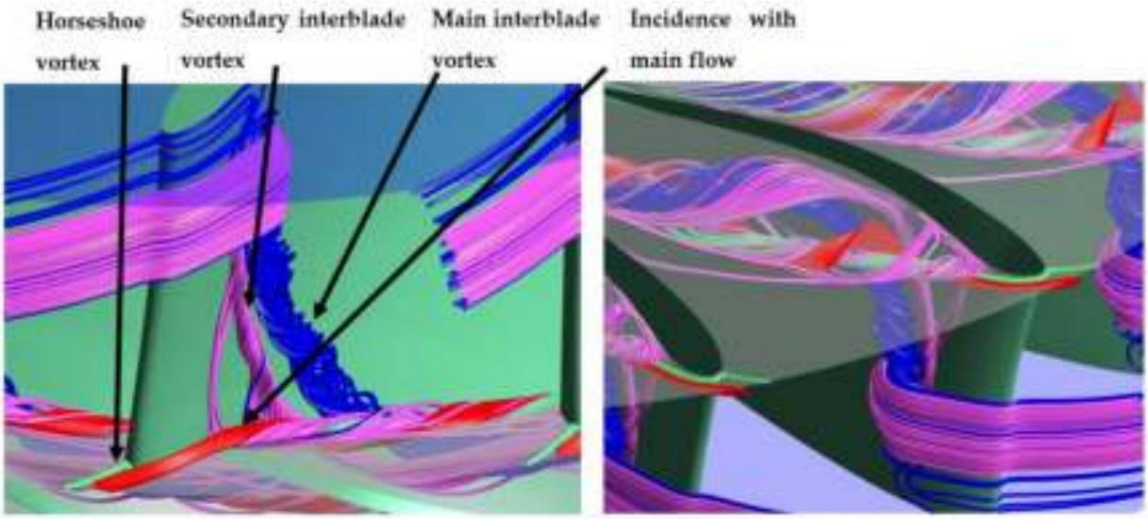



Abbildung 8. Druckseitige Wirbel zwischen den Schaufelblättern: Hauptwirbel (blaue Linie); Sekundärwirbel (violette Linie); Hufeisenwirbel (grüne Linie); Hauptströmung (rote Linie).

Daher ist der Ursprung von zwei separaten Wirbelregionen zwischen den Schaufelblättern in der Nähe der Blattvorderkante, nahe der Nabe, die sekundäre scheint eine Folge zu sein ity zur Blattvorderkante, zur Entwicklung des Hauptwirbels zwischen den Schaufelblättern. Tatsächlich ist die Wechselwirkung zwischen dem Hauptwirbel zwischen den Schaufelblättern und der Grenzschicht eine Region mit niedriger Energiedichte, der dann durch die Zentrifugalkraft zur Manteloberfläche getrieben wird und eine gegenläufige Wirbelstruktur bildet.

Die gegenläufige Natur dieser beiden turbulenten Strukturen ist in Abbildung 9 hervorgehoben, die die Z-Geschwindigkeitskontur im Mittelabschnitt des Laufrads zeigt.

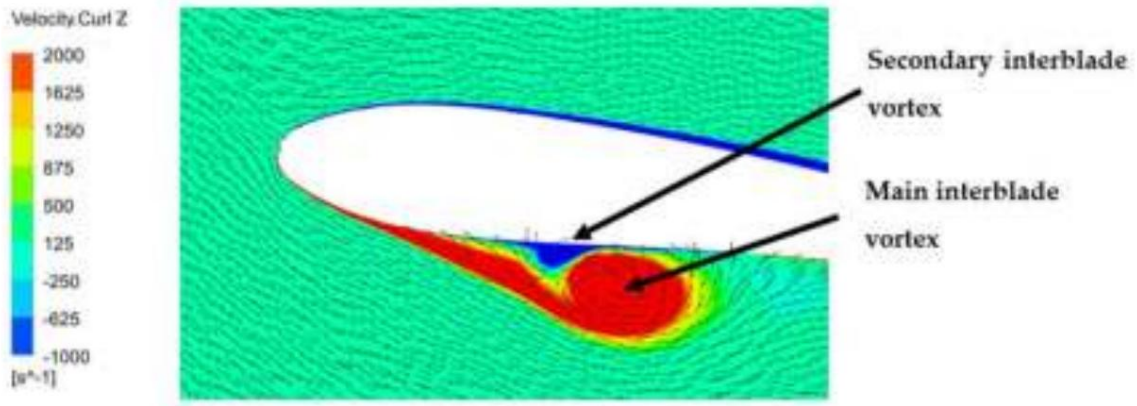



Abbildung 9. Haupt- und sekundärer Wirbel zwischen den Schaufelblättern im mittleren Abschnitt des Laufrads.

Die Entwicklung der Wirbelstruktur zwischen den Schaufelblättern beeinflusst auch drastisch die Blattdruckverteilung aufgrund des Auftretens eines Tiefdruckgebietes in Übereinstimmung der Blattdruckseite (Abbildung 10).

Trotz eines begrenzten Tiefdruckgebietes an der Vorderkante aufgrund der Strömungseinfall auf der Schaufelsaugseite, Vorhandensein der druckseitigen Zwischenschaufel Der Wirbel ist ab einer Spannweitenverteilung von 25 % deutlich sichtbar, mit einem Niederdruck Bereich, der sich bei 12 % der Stromkoordinate befindet. Dieser Bereich bewegt sich dann schrittweise stromabwärts von 15% bis 28% der Stromkoordinate, vorbei von 50% bis 75% in der Richtung Nabe-zu-Gehäuse.

Der Einfluss des Zwischenschaufelwirbels auf die Druckverteilung in den Laufschaufeln ist aufgrund der Lage der turbulenten Strukturen, die zunächst an der Druckseite. Zweitens, nach dem Auftreffen auf der Mantelfläche des Laufrades, wird die turbulente

Machine Translated by Google

In der Nähe der Hinterkante, nahe der Manteloberfläche, tritt ein Bereich mit niedrigem Druck auf. Als Ergebnis zeigt die Druckverteilung bei 90 % der Spannweite eine lokale Vertiefung bei etwa 80 % der Spannweitenkoordinate.



Abbildung 11 zeigt die statische Druckverteilung auf der Druck- und Saugseite der Laufschaufel. In diesem Szenario kann man behaupten, dass die Entwicklung des Wirbels zwischen den Schaufeln das Kavitationsverhalten der Hydraulikmaschine negativ beeinflusst, indem eine lokale Deformation entsteht. Die Struktur bewegt sich fortschreitend im Laufkanal und haftet dann an der folgenden Schaufel. Druckband in der Nähe der Laufradhinterkante (Abbildung 11a).
Saugseite.

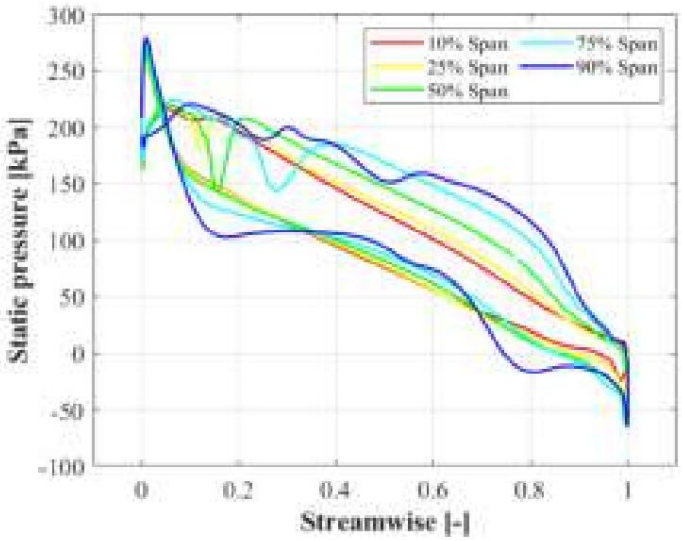



Abbildung 10. Abbildung 10. Verteilung des Laufradschaufeldrucks für unterschiedliche Spannweitenpositionen.
Statische Druckverteilung der Laufradschaufeln für unterschiedliche Spannweitenpositionen.

Aus diesem Grund beeinflusst das Vorhandensein des Wirbels zwischen den Schaufelblättern auch die Druckverteilung auf der Saugseite der Schaufeln, wobei ein Niederdruckgebiet in der Nähe der Hinterkante, nahe der Manteloberfläche. Als Folge davon ist der Druck Verteilung bei 90% Spanne zeigt eine lokale Depression bei etwa 80% der Spannweitenkoordinate.

Der Einfluss des Zwischenblattwirbels auf die Blattdruckverteilung ist ebenfalls sichtbar in Abbildung 11, die die statische Druckverteilung auf den Laufschaufeldruck zeigt und Saugseite. In diesem Szenario kann man behaupten, dass die Entwicklung der Zwischenschaufel Wirbel beeinflusst das Kavitationsverhalten der Hydraulikmaschine negativ, indem er eine Lokales Depressionsband in der Nähe der Hinterkante des Läufers (Abbildung 11a).

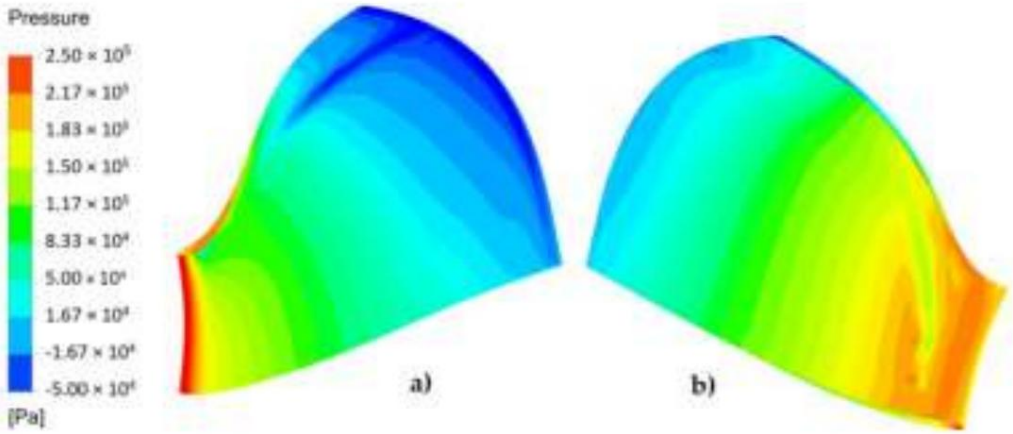



Abbildung 11. Statische Druckverteilung der Laufradschaufeln: (a) Saugseite, (b) Druckseite.
Abbildung 11. Statische Druckverteilung der Laufradschaufeln: (a) Saugseite, (b) Druckseite.

Dennoch scheint die von Karmansche Wirbelstraße nicht gestört zu werden durch die Entwicklung dieser großflächigen turbulenten Strukturen zwischen den Schaufelblättern hemmt ein nahezu gleichmäßiges Verhalten.
Dennoch scheint die von Karmansche Wirbelstraße nicht gestört zu werden durch die deren Entwicklung Entwicklung dieser großflächigen turbulenten Strukturen zwischen den Schaufelblättern, deren zeigt ein nahezu stationäres Verhalten.

### 5.2. Die Spektralanalyse
5.2. Die Spektralanalyse

Nachdem wir die Wirksamkeit des Modells bei der qualitativen Erfassung der von überprüft haben,
Bei der Karman-Wirbelablösung wurde der vereinfachte numerische Ansatz auch aus quantitativer Sicht getestet und seine Wirksamkeit bei der Ermittlung der Ablösungshäufigkeit untersucht. Bei der Karman-Wirbelablösung
wurde der vereinfachte numerische Ansatz auch aus quantitativer Sicht getestet und seine Wirksamkeit bei der Ermittlung der Ablösungshäufigkeit untersucht.
Um den spektralen Inhalt der Maschine und die Korrelation mit dem fluiddynamischen Verhalten zu untersuchen, wurden daher drei Kontrollpunkte an der Hinterkante der Laufradschaufeln (Abbildung 12a) in fünf verschiedenen Abschnitten in Spannweitenrichtung (Abbildung 12b) festgelegt.

Machine Translated by Google

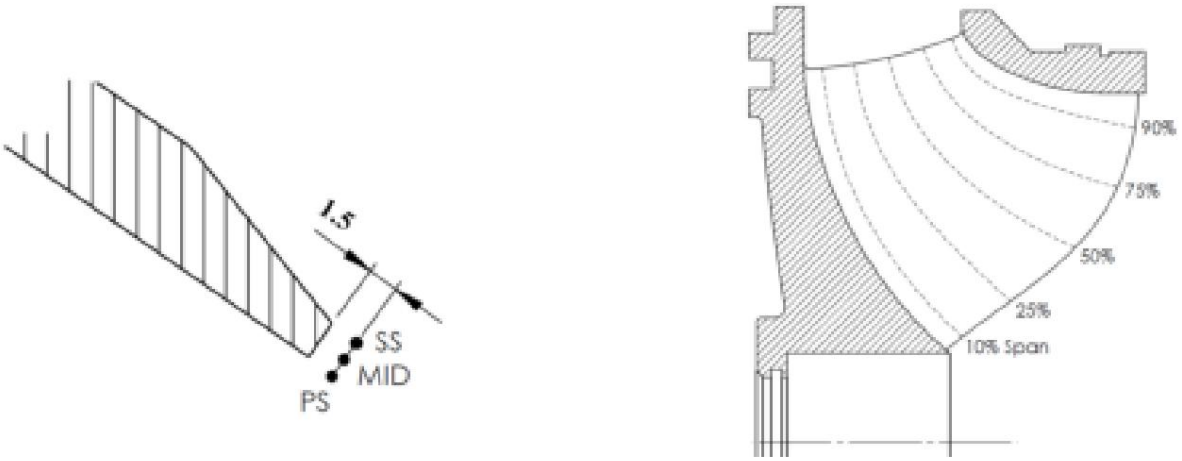
Dennoch scheint die von Karmansche Wirbelstraße nicht gestört zu werden durch die Entwicklung dieser großräumigen turbulenten Strukturen zwischen den Schaufelblättern, deren Entwicklung ein nahezu stationäres Verhalten zeigt.



### 5.2. Die Spektralanalyse

Nachdem wir die Wirksamkeit des Modells bei der qualitativen Erfassung der von Karman-Wirbelablösung: Der vereinfachte numerische Ansatz wurde auch aus quantitativer Sicht untersucht und seine Wirksamkeit bei der Ermittlung der Ablösungshäufigkeit untersucht.

Um den spektralen Inhalt der Maschine und die Korrelation mit dem zu untersuchen, Um den spektralen Inhalt der Maschine und die Korrelation mit dem fluiddynamischen Verhalten zu untersuchen, wurden drei Kontrollpunkte an der Hinterkante der Laufschaufeln festgelegt. (Abbildung 12a) in fünf verschiedenen Abschnitten in Spannweitenrichtung (Abbildung 12b). Um das fluiddynamische Verhalten zu messen, wurden drei Kontrollpunkte an der Hinterkante der Laufschaufeln gesetzt.




(A) (B)

Abbildung 12. Druckkontrollpunkte: (a) Lage an der Blatthinterkante; (b) Blattabschnitte in der Abbildung 12. Druckkontrollpunkte: (a) Lage an der Blatthinterkante; (b) Blattabschnitte in der in Spannweitenrichtung. in Spannweitenrichtung.

Wie in Abbildung 13 deutlich zu sehen ist, wurde die FFT-Analyse der Drucksignale durchgeführt. Wie in Abbildung 13 deutlich zu sehen ist, wurde die FFT-Analyse der Drucksignale du Die an den Kontrollpunkten erfassten Messungen bestätigten einen dominanten Peak in den Spektren bei etwa 2000 Hz, damit die in Übereinstimmung mit den experimentellen Ergebnissen (Abbildung 1) und demonstrierte dar Fähigkeit des vereinfachten numerischen Ansatzes, die Resonanzanregungsquelle zu erfassen. Insbesondere scheint die druckseitige Druckverteilung empfindlicher zu sein als die Insbesondere Ablösung der Wirbelstraße. scheint die druckseitige Druckverteilung empfindlicher zu sein als die Ablösung der Wirbelstraße.

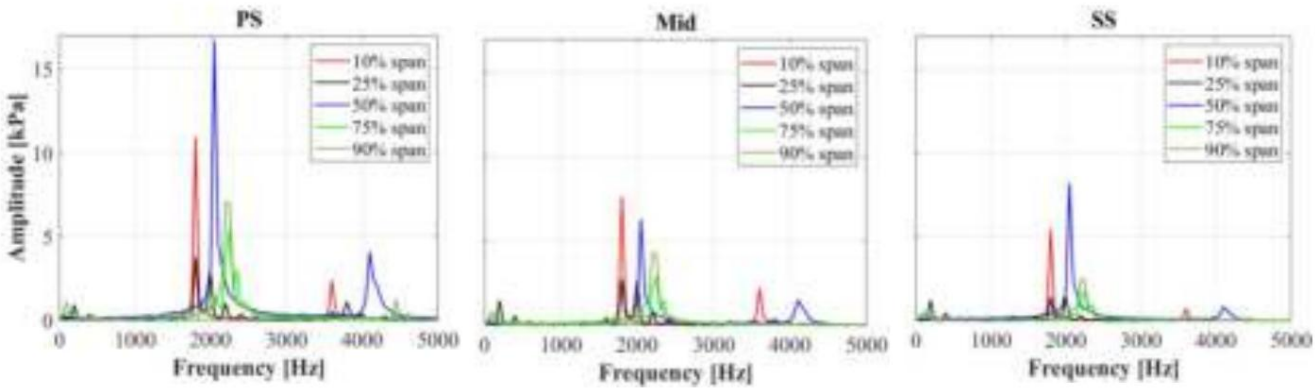



Abbildung 13. Frequenzspektrum der an der Laufradhinterkante erfassten Drucksignale. Abbildung 13. Frequenzspektrum der an der Laufradhinterkante erfassten Drucksignale.

Darüber hinaus ist der gleiche Peak auch im Frequenzspektrum des Drehmoments zu sehen. sehen. Darüber hinaus ist der gleiche Peak auch im Frequenzspektrum des Drehmoments zu sehen. Druckstörung, die auf das Laufschaufelsignal einwirkt (Abbildung 14). Tatsächlich wirkt die Druck auf das Laufschaufelsignal einwirkt (Abbildung 14). Tatsächlich wirkt die Druck Blattdruckverteilung beeinflusst , durch die Ablösung der von Karmanschen Wirbelstraße wird die Dies führt zu Schwankungen des Blattdrehmoments. Dies führt zu Schwankungen des Blattdrehmoments.

Um den Einfluss der Druckstörung auf das Laufrad besser zu beschreiben, Drehmoment, Abbildung 15b zeigt die Schaufeldruckverteilung in Entsprechung zum Läufer Mittelteil des Hinterkantenabschnitts zu zwei verschiedenen Zeitpunkten, jeweils bezogen auf einen Peak und ein Tal des Drucksignals in der Spannweitenmitte (Abbildung 15a).

Die Frequenzspektren zeigen auch die Existenz einer niederfrequenten, niederamplitudigen Phänomen, das in einem Frequenzbereich zwischen 110 Hz und 180 Hz liegt und auftritt im 25%-Bereich Signale in nahezu guter Übereinstimmung mit dem gemessenen Signal bei 190 Hz (Abbildung 1a,b). Da diese Störung unter verschiedenen Strömungsbedingungen unverändert bleibt,

Machine Translated by Google



Abbildung 13. Frequenzspektrum der an der Laufradhinterkante erfassten Drucksignale.

Darüber hinaus ist derselbe Peak auch im Frequenzspektrum des auf das Laufradblatt wirkenden Drehmomentsignals zu sehen (Abbildung 14). Tatsächlich beeinflusst die durch das Ablösen der von Karmanschen Wirbelstraße verursachte Druckstörung die Blattdruckverteilung und führt somit zu Schwankungen des Blattdrehmoments.

Abbildung 13. Frequenzspektrum der an der Laufradhinterkante erfassten Drucksignale.

Da derselbe Peak auch im Frequenzspektrum des Drehmoments zu sehen ist, kann angenommen werden, dass das Phänomen ursprünglich von der von Karmanschen Wirbelablösung ist. auf das Laufradblatt einwirkt (Abbildung 14). Tatsächlich beeinflusst die induzierte Druckstörung durch die Ablösung der von Karmanschen Wirbelstraße die Blattdruckverteilung und führt somit zu Schwankungen des Blattdrehmoments.

Dies wird durch die Nachsuchungen der Leitschaufeln bestätigt, die den Laufradeinlass stören.

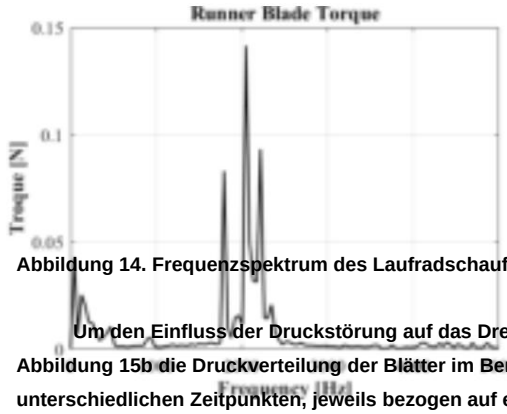
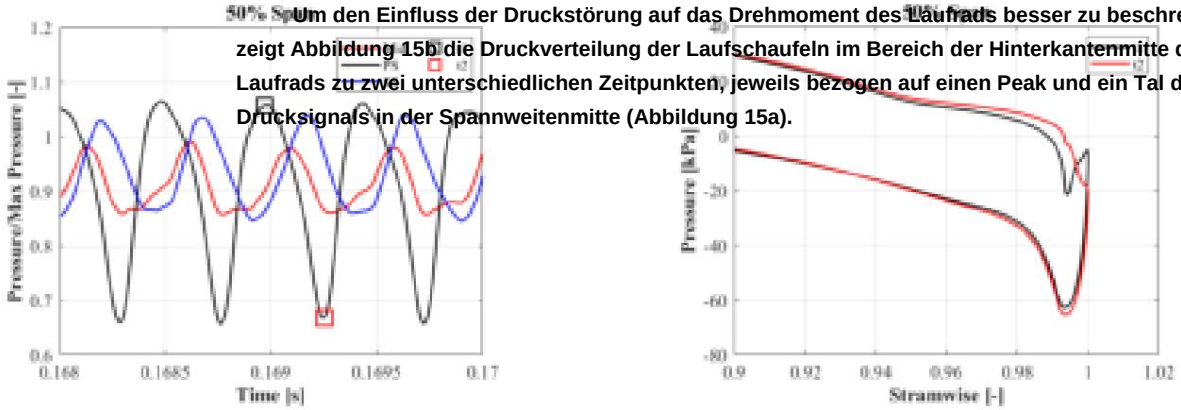



Abbildung 14. Frequenzspektrum des Laufradschaufeldrehmoments.

Um den Einfluss der Druckstörung auf das Drehmoment des Laufrads besser zu beschreiben, zeigt Abbildung 15b die Druckverteilung der Blätter im Bereich der Hinterkanten-Mitte des Laufrads zu zwei unterschiedlichen Zeitpunkten, jeweils bezogen auf einen Spitzenwert. Abbildung 14: Frequenzspektrum des Drehmoments des Laufradblatts in der Spannweitenmitte (Abbildung 15a).

Abbildung 14. Frequenzspektrum des Laufradschaufeldrehmoments.

Um den Einfluss der Druckstörung auf das Drehmoment des Laufrads besser zu beschreiben, zeigt Abbildung 15b die Druckverteilung der Laufschaufeln im Bereich der Hinterkantenmitte des Laufrads zu zwei unterschiedlichen Zeitpunkten, jeweils bezogen auf einen Peak und ein Tal des Drucksignals in der Spannweitenmitte (Abbildung 15a).




(A) (B)

Abbildung 15. Einfluss der Ablösefrequenz auf die Druckverteilung an der Läuferhinterkante: Abbildung 15. Einfluss der Ablösefrequenz auf die Druckverteilung an der Läuferhinterkante: (a) statischer Druckverlauf an Kontrollpunkten der 50%-Spanne; (b) Detail der Druckverteilung an den (a) statischer Druckverlauf an Kontrollpunkten der 50%-Spanne; (b) Detail der Druckverteilung am Kanal Hinterkante der Laufradschaufel zu zwei verschiedenen Zeitpunkten. Blatthinterkante zu zwei verschiedenen Zeitpunkten.

(A) (B)

Abbildung 15. Einfluss der Ablösefrequenz auf die Druckverteilung an der Hinterkante des Laufrads: Einfluss (a) statischer Druckverlauf an Kontrollpunkten der Spanne von 50 %; (b) Einzelheiten der Druckverteilung Hinterkante der Laufradschaufel zu zwei verschiedenen Zeitpunkten.

Der Grund für die Näherung bei der Frequenzbestimmung ist der Durchschnitt der Stufenschnittstelle auf das Gesamtdruckfeld. Trotzdem ist diese Störung erscheinen nicht in den Drehmomentsignalen der Laufschaufeln, was auf einen geringen Effekt hinweist im Vergleich zur von Karman-Wirbelstraßenablösung.

Um schließlich den möglichen Beitrag der Hinterkante der Stagschaufeln zu bewerten vom Resonanzgeschehen, der spektrale Inhalt eines Druckkontrollpunktes in Der mittlere Abschnitt der Stagschaufelhinterkante wurde analysiert und zeigte eine Ablösung Frequenz gleich 500 Hz (Abbildung 16). Dieser Peak ist jedoch nicht im Läufer vorhanden Signale und scheint daher keinen signifikanten Beitrag zur Resonanz zu leisten.

Phänomene. Dies steht auch im Einklang mit den experimentellen Messungen.

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass die Läufer-Strouhal-Zahl aus den numerischen Simulation ermittelt. Insbesondere unter Berücksichtigung der numerisch ausgewerteten Ablösefrequenz (2070 Hz), die Breite der Blatthinterkante und die relative Strömungsgeschwindigkeit Im Mittelabschnitt des Läufers betrug die Strouhal-Zahl 0,186, was

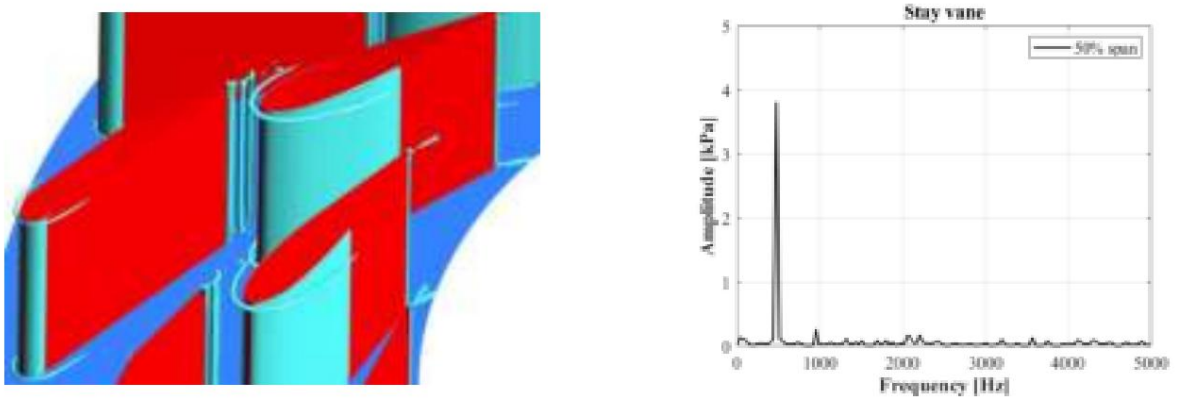
innerhalb des für Francis-Turbinen vorgeschlagenen Bereichs (0,16–0,24) und unterstützt damit die Güte dieses numerischen Ansatzes.

Machine Translated by Google

verglichen mit der von Karman-Wirbelstraßenablösung.

Um schließlich den möglichen Beitrag der Hinterkante der Stützschaufeln zum Auftreten von Resonanz zu bewerten, wurde der Spektralinhalt eines Druckkontrollpunkts im mittleren Abschnitt der Hinterkante der Stützschaufel analysiert, der eine Ablösungsfrequenz von 500 Hz aufwies (Abbildung 16). Dieser Peak ist jedoch in den Laufradsignalen Int. J. Turbomach. Propuls. Power **2023, 8, 27** nicht vorhanden und scheint daher keinen signifikanten Beitrag zum Resonanzphänomen zu leisten.






(A) (B)

Abbildung 16. Wirbelstraße an der Hinterkante der Stützschaufel: (a) Q-Kriterium-Isofläche; (b) Frequenzspektrum.

Abbildung 16. Wirbelstraße an der Hinterkante der Stützschaufel: (a) Q-Kriterium-Isofläche; (b) Frequenzspektrum.

## 6. Schlussfolgerungen

In Zusammenfassung der Frequenzanalyse wurde die aus der numerischen Simulation resultierende Läufer-Strouhal-Zahl bestimmt. Insbesondere unter Berücksichtigung der numerisch ausgewerteten Unter Berücksichtigung der Ablösungsfrequenz (2070 Hz), der Breite der Schaufelhinterkante und der relativen Strömungsgeschwindigkeit im mittleren Abschnitt des Laufrads betrug die Strouhal-Zahl des Laufrads 0,186, was Ein vereinfachtes numerisches Modell für einen einzelnen Durchgang wurde entwickelt, um den liegt im vorgeschlagenen Bereich für Francis-Turbinen (0,16–0,24) und unterstützt damit die gute – induzierte von Karman-Abwurffrequenz an der Hinterkante der Rotorblätter auf der dieses numerischen Ansatzes.

Diese Arbeit stellt die erweiterte Version des von den Autoren auf der 15. Europäischen Turbomaschinenkonferenz (ETC15) in Budapest, Ungarn, vorgestellten Dokuments dar [17]. Der vorgeschlagene Ansatz hat seine Wirksamkeit bei der Erfassung der Wirbelablösung demonstriert. Zur Bewertung der Wirksamkeit wurde ein vereinfachtes numerisches Single-Passage-Modell entwickelt. Der spektrale Inhalt der Signale, die numerisch im Läufer erfasst wurden, zeigte gute Der durch die von Karman-Ablösungsfrequenz an der Hinterkante der Schaufeln hervorgerufene Effekt stimmt mit den experimentellen akustischen Werten überein und identifiziert mit guter Genauigkeit das hydrodynamische Verhalten einer Francis-Turbine, was einen geringeren Rechenaufwand erfordert. Der untersuchte Fall betrifft eine Francis-Turbine mittlerer spezifischer Drehzahl und erfordert einen Vergleich mit einer transienten Simulation der gesamten Maschine. Strukturresonanzphänomene beim Betrieb mit Nennleistung.

Darüber hinaus wurde das hydrodynamische Verhalten der Maschine eingehend untersucht. Der vorgeschlagene Ansatz zeigte seine Wirksamkeit bei der Erfassung der Wirbelablösung - detaillierte Beschreibung der wichtigsten turbulenten Strukturen, die den Flüssigkeitsfluss charakterisieren, wenn ding-Phänomene sowohl aus fluiddynamischer als auch aus spektraler Sicht. Insbesondere der Betrieb in der Nähe der Nennentladung. Insbesondere konnten wir dadurch die Der spektrale Inhalt der Signale, numerisch im Laufrad erfasst, zeigte eine gute Existenz von zwei Wirbeln zwischen den Schaufelblättern und die Ursachen für die 3D-Entwicklung des Sekundärwirbels. Übereinstimmung mit den experimentellen akustischen Werten und identifiziert mit guter Genauigkeit den Wirbel Wirbel.

Obwohl ein vereinfachtes numerisches Modell durch eine Wiederholung der 3D-Maschinengeometrie in ein 2D-Modell, stellt der vorgeschlagene numerische Ansatz eine Kompromiss zwischen Rechenaufwand und Ergebnisgenauigkeit. Daher stellt es ein nützliches Werkzeug, das in der Vorentwurfsphase eingesetzt werden kann. Dank dieses Ansatzes

Die von Karman-Wirbelablösung konnte auch unter Off-Design-Bedingungen erfasst werden, die charakterisiert sind durch

durch eine stärker ausgeprägte 3D-Strömung, die mit einem 2D-Ansatz nicht erfasst werden kann.

Autorenbeiträge: Konzeptualisierung, GZ und GC; Datenanalyse, GZ; Methodik, GZ

und GC; Schreiben – Vorbereitung des Originalentwurfs, GZ; Schreiben – Überprüfung und Bearbeitung, GC und AS; Betreuung, GC Alle Autoren haben die veröffentlichte Version des Manuskripts gelesen und stimmen ihr zu.

Finanzierung: Diese Forschung erhielt keine externe Finanzierung.

Erklärung zur Datenverfügbarkeit: Hinsichtlich der Verfügbarkeit der in dieser Studie präsentierten Daten gelten Einschränkungen. Daten sind auf Anfrage bei den Autoren mit vorheriger Genehmigung von 45 Engineering Srl erhältlich.

Interessenkonflikte: Die Autoren erklären, dass keine Interessenkonflikte vorliegen.

## Verweise

1. **Donaldson, RM Vibration von Hydraulik-Turbinenlaufrädern.** Trans. Am. Soc. Mech. Eng. **1956,** 78, **1141–1144.** [CrossRef]
2. **Bourguet, R.; Karniadakis, GE; Triantafyllou, MS Lock-in der durch Wirbel induzierten Schwingungen eines langen gespannten Balkens unter Scherung fließen.** J. Fluids Struct. **2011,** 27, **838–847.** [CrossRef]

Machine Translated by Google



**3. Nennemann, B.; Monette, C. Vorhersage von Schwingungsamplituden auf hydraulischen Profilen unter Von-Karman-Wirbelanregung.** IOP Conf. Ser. Earth Environ. Sci. **2019,** 240, **062004. [CrossRef]**

**4. Alexandre, AN; Gissoni, H.; Gonçalves, M.; Cardoso, R.; Jung, A.; Meneghini, J. Technische Diagnostik für durch Wirbel verursachte Risse in den Leitschaufeln einer Francis-Turbine.** IOP Conf. Ser. Earth Environ. Sci. **2016,** 49, **072017.**

**5. Luna-Ramírez, A.; Campos-Amezcua, A.; Dorantes-Gómez, O.; Mazur-Czerwiec, Z.; Muñoz-Quezada, R. Fehleranalyse von Laufschaufeln in einer Francis-Hydraulikturbine – Fallstudie.** Eng. Fail. Anal. **2016,** 59, **314–325. [CrossRef] 6.**

**Etter, S.; Otto, A.; Gummer, AN Vorteile der Abschrägung der Hinterkanten von Francis-Turbinenschaufeln.** Hydropower Dams **2007,** 14, **68–72.**

**7. Neidhardt, T.; Jung, A.; Hyneck, S.; Gummer, J. Ein alternativer Ansatz für das Von Karman-Wirbelproblem in modernen hydraulischen Turbinen.** Hydropower Dams **2018, 3, 58–62.**

**8. Hans, GP; Zanutto, JC; Ferreira, WP Dynamische Diagnose von hydraulischen Kraftwerkmaschinen.** Shock Vib. **2006,** 13, **409–427. 9.**

**Zobeiri, A. Einfluss der Geometrie der Tragflügelhinterkante auf die Nachlaufdynamik. Ph.D. Diplomarbeit, École Polytechnique Fédérale de Lausanne, Lausanne, Schweiz, 2012.**

**10. Vu, T.; Nennemann, B.; Ausoni, P.; Farhat, M.; Avellan, F. Instationäre CFD-Vorhersage der von Kármán- Wirbelablösung in der Hydraulik Turbinenleitschaufeln. In Proceedings of the Hydro 2007, Granada, Spanien, 15.–17. Oktober 2007.**

**11. Amalia, E.; Moelyadi, MA; Ihsan, M. Auswirkungen von Turbulenzmodellen und numerischen Zeitschritten auf das Von Karman-Strömungsverhalten und Genauigkeit des Luftwiderstands von Kreiszylindern.** IOP Conf. Ser. J. Phys. Conf. Ser. **2018,** 1005, **012012. [CrossRef]**

**12. Zanetti, G.; Cavazzini, G.; Santolin, A. Dreidimensionale Entwicklung der Strömungsunstabilität in der S-Form von Pumpturbinen und seine Korrelation mit der Läufergeometrie.** J. Energy Storage **2023,** 57, **106176. [CrossRef]**

**13. Krappel, T.; Ruprecht, A.; Riedelbauch, S.; Jester-Zuerker, R.; Jung, A. Untersuchung von Teillastinstabilitäten bei Francis-Turbinen mittels Strömungssimulationen mit einem hybriden RANS-LES-Turbulenzmodell.** IOP Conf. Ser. Earth Environ. Sci. **2014,** 22, **032001. [CrossRef]**

**14. Wang, S.; Tan, J.; Yu, Z. Untersuchung des Einflusses dynamischer/statischer Schnittstellenverarbeitungsmethoden auf CFD-Simulationsergebnisse des Axialfluss-Blutpumpe.** Adv. Mech. Eng. **2020,** 12, **1–12. [CrossRef]**

**15. Osterwalder, J.; Hippe, L. Richtlinien für den Wirkungsgradskalierungsprozess von hydraulischen Turbomaschinen mit unterschiedlichen technischen Rauhigkeiten der Strömungskanäle.** J. Hydraul. Res. **1984,** 22, **77–102. [CrossRef]**

**16. Zhou, L.; Liu, M.; Wang, Z.; Liu, DY; Zhao, Y. Numerische Simulation der Schaufelkanalwirbel in einem Francis-Turbinenlaufrad.** Eng. Comput. **2016,** 34, **364–376. [CrossRef]**

**17. Zanetti, G.; Cavazzini, G.; Santolin, A. Von Karman-Wirbel induzierte Schwingung in einer Francis-Turbine: Ein reduziertes numerisches Modell zur Schätzung der Ablösungsfrequenz. In Proceedings der 15. Europäischen Konferenz für Turbomaschinen-Fluiddynamik und Thermodynamik 2023, Budapest, Ungarn, 24.–28. April 2023; Beitrag Nr. ETC2023-137. Online verfügbar: https://www.euroturbo.eu/publications/conference-proceedings-repository (abgerufen am 29. Juni 2023).**

**Haftungsausschluss/Anmerkung des Herausgebers: Die in allen Veröffentlichungen enthaltenen Aussagen, Meinungen und Daten sind ausschließlich die der einzelnen Autoren und Mitwirkenden und nicht die von MDPI und/oder den Herausgebern. MDPI und/oder die Herausgeber lehnen jegliche Verantwortung für Personen- oder Sachschäden ab, die aus den im Inhalt erwähnten Ideen, Methoden, Anweisungen oder Produkten resultieren.**

Machine Translated by Google

Internationale Zeitschrift für
*Turbomaschinen*
*Antrieb und Leistung*

MDPI

Artikel

# Maßstabsauflösende hybride RANS-LES-Simulation eines Modells Kaplan-Turbine auf einem 400-Millionen-Elemente-Netz†

**Simon Joßberger * und Stefan Riedelbauch**

**Institut für Strömungsmechanik und Hydraulische Maschinen, Universität Stuttgart, Pfaffenwaldring 10, 70569 Stuttgart, Deutschland; stefan.riedelbauch@ihs.uni-stuttgart.de * Korrespondenz: simon.jossberger@ihs.uni-stuttgart.de**

† **Dieses Manuskript ist eine erweiterte Version des Tagungspapiers ETC2023-343, das in den Proceedings der 15. European Turbomachinery Conference, Budapest, Ungarn, 24.–28. April 2023, veröffentlicht wurde.**

**Zusammenfassung: Doppelt geregelte Kaplanturbinen mit verstellbaren Leitschaufeln und Laufschaufeln bieten ein hohes Maß an Flexibilität und einen guten Wirkungsgrad für einen weiten Betriebspunktbereich. Dies führt jedoch auch zu einer komplexen Geometrie und Strömungsführung mit beispielsweise Wirbeln unterschiedlicher Größe und Stärke. Die Strömung in einem Saugrohr ist besonders schwierig zu simulieren, vor allem aufgrund von Strömungsphänomenen wie Wirbel, Ablösung und starken Druckgradienten sowie einer starken Abhängigkeit von den vorgelagerten Strömungsbedingungen. Standardmäßige Simulationsansätze mit RANS-Turbulenzmodellen, einem groben Netz und großen Zeitschrittweiten können die Leistung oft nicht richtig vorhersagen und können sogar zu falschen Tendenzen im Gesamtverhalten führen. Um auftretende Strömungsphänomene und physikalische Effekte aufzudecken, wird eine skalenauflösende hybride RANS-LES-Simulation an einem blockstrukturierten Netz aus etwa 400 Millionen hexaedrischen Elementen einer doppelt geregelten Fünfblatt-Kaplanturbine durchgeführt. In diesem Artikel werden zunächst die Ergebnisse der laufenden Simulation vorgestellt. Der größte Teil des Simulationsbereichs läuft im LES-Modus und scheint richtig aufgelöst zu sein. Die Validierung der Simulationsergebnisse mit den experimentellen Daten zeigt mittlere Abweichungen von weniger als 0,8 % bei den Gesamtergebnissen, d. h. Gesamtdruckhöhe und Leistung, und eine gute visuelle Übereinstimmung mit den dreidimensionalen PIV-Messungen der Geschwindigkeit im Kegel und in beiden Diffusorkanälen des Saugrohrs. Insbesondere der Trend der Gesamtdruckhöhe und die Ergebnisse für das Saugrohr unterscheiden sich zwischen der maßstabsauflösenden Simulation und einer Standard-RANS-Simulation erheblich. Die Standard-RANS-Simulation wei**

**Schlüsselwörter: Kaplan-Turbine; Wasserkraft; numerische Strömungsmechanik; skalenauflösende Simulation; hybride RANS-LES-Turbulenzmodellierung**

check for updates

**Zitat: Joßberger, S.; Riedelbauch, S. Skalenauflösende hybride RANS-LES-Simulation eines Modell-Kaplans Turbine auf einem 400-Millionen-Element Mesh.** Int. J. Turbomach. Propuls. Power **2023, 8, 26. https://doi.org/ 10.3390/ ijtpp8030026**

**Wissenschaftlicher Redakteur: Antoine Dazin**

**Erhalten: 18. Juni 2023**
**Überarbeitet: 17. Juli 2023**
**Akzeptiert: 20. Juli 2023**
**Veröffentlicht: 2. August 2023**

**Copyright: © 2023 bei den Autoren. Lizenznehmer MDPI, Basel, Schweiz.**

**Dieser Artikel ist ein Open Access-Artikel, der unter den Bedingungen und Bedingungen der Creative Commons Namensnennungs-Lizenz (CC BY-NC-ND) (https:// creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).**

## 1. Einleitung

**Die zunehmende Nutzung volatiler erneuerbarer Energien wie Wind- und Solarenergie führt zu stärkeren Schwankungen der verfügbaren Leistung im Stromnetz. Wasserkraft als vorhersehbare und zuverlässige Stromquelle kann genutzt werden, um die schwankende Leistungsabgabe auszugleichen und das Stromnetz zu stabilisieren. Doppelt geregelte Kaplanturbinen mit verstellbaren Leitschaufeln und Laufschaufeln bieten einen hohen Wirkungsgrad über einen weiten Betriebspunktbereich. Diese große Betriebsflexibilität erfordert eine wesentliche Änderung der Laufschaufelöf Die Spalte an der Spitze und der Nabe der Laufschaufeln erzeugen Strömungswirbel, die mit der verzögerten Strömung im Saugrohr interagieren. Die Strömung im Saugrohr ist aufgrund von Strömungsphänomenen wie Verwirbelung, Ablösung und starken Druckgradienten (vgl. [1]) besonders schwierig zu simulieren. Zudem ist die Strömung stark von den Bedingungen am Einlass abhängig, die durch die Qualität und Genauigkeit der Simulation vor dem Einlass bestimmt werden (vgl. [2]). Typische Kaplanturbinen werden für kleine bis mittlere Fallhöhen eingesetzt. Daher können selbst kleine Fehler bei den strömungsabhängigen Verlusten zu falschen Vorhersagen der Leistung und des G**

**Das Gesamtziel dieser laufenden Untersuchung besteht darin, auftretende Strömungsphänomene zu erkennen und zu verstehen und ihre Bedeutung für eine genaue Simulation von Kaplan-Turbinen zu ermitte**

Machine Translated by Google



Um dies zu erreichen, wird eine hoch aufgelöste Simulation mit einem hybriden RANS-LES-Turbulenzmodell auf einem sehr feinen Gitter mit etwa 400 Millionen Hexaederelementen durchgeführt. Fortgeschrittene Turbulenzmodelle haben eine Verbesserung der Ergebnisse und des Detaillierungsniveaus gezeigt (vgl. [3–7]), aber ihre numerischen Anforderungen, z. B. Zeitschrittweite und Gitterauflösung, waren im Allgemeinen viel höher als bei Standard-RANS-Simulationsansätzen und typischerweise zu kostspielig für industrielle Entwicklungsprozesse. Ein Vergleich der hochauflösenden Simulation mit verschiedenen weniger komplexen Simulationen ermöglicht die Identifizierung wichtiger Strömungsphänomene und zeigt, wie Standard-Simulationsansätze und Entwicklungsprozesse verbessert werden können. Zur Validierung der Simulationsergebnisse stehen zeitgemittelte experimentelle Werte für die Gesamtförderhöhe und Leistung des Laufrads sowie phasenaufgelöste dreidimensionale PIV-Messungen in einer Ebene direkt stromabwärts des Laufrads und in einer Ebene in jedem der beiden Diffusorkanäle des Saugrohrs zur Verfügung. Die Details der experimentellen Untersuchung wurden in [8] veröffentlicht.

In diesem Teil der Studie werden eine Schätzung der erreichten numerischen Auflösung und erste Ergebnisse der hochauflösenden Simulation beschrieben. Darüber hinaus wird ein Vergleich der experimentellen Daten und einer Standard-RANS-Simulation auf einem Gitter mit 20 Millionen hexaedrischen Elementen vorgestellt. Dieses Manuskript ist eine erweiterte Version des ETC2023-343-Tagungspapiers, das in den Proceedings der 15. European Turbomachinery Conference, Budapest, Ungarn, 24.–28. April 2023, veröffentlicht wurde [9].

## 2. Numerischer Aufbau und Modellturbine

Bei der untersuchten Turbine handelt es sich um eine Kaplanturbine im Modellmaßstab. Der gesamte Simulationsbereich besteht aus fünf Teilbereichen (vgl. Abbildung 1) und beginnt mit dem rechteckigen halbspiralförmigen Einlass, der zwei Pfeiler umfasst. Der folgende Teilbereich besteht aus 23 Stützschaufeln und 24 verstellbaren Leitschaufeln. Das Laufrad besteht aus einer Nabe und fünf verstellbaren Schaufeln . Für die Laufradschaufeln werden keine geometrischen Vereinfachungen verwendet. Sowohl der Spitzen- und Nabenabstand als auch die Abrundungen zwischen den Laufradschaufeln und der Nabe werden modelliert. Der aktuell untersuchte Betriebspunkt ist ein Nockenpunkt, an dem die Anstellwinkel von Leitschaufeln und Laufradschaufeln angepasst sind. Ein knieförmiges Saugrohr mit einem Pfeiler führt zum Unterwasserbehälter. Die Geometrie des Unterwasserbehälters entspricht der Modellversuchsanordnung im Hydrauliklabor. Der Auslass des Simulationsbereichs ist am Ende des Rohrs hinter dem Unterwasserbehälter definiert. Dies minimiert den Einfluss der Randbedingungen auf die Strömung im Saugrohr und ermöglicht eine genaue Auswertung der Ergebnisse auch am Ende des Saugrohrs. Da die Strömung im Unterwasserbecken nicht von besonderem Interesse ist, wird das Unterwasserbecken im folgenden Abschnitt 3 vernachlässigt.

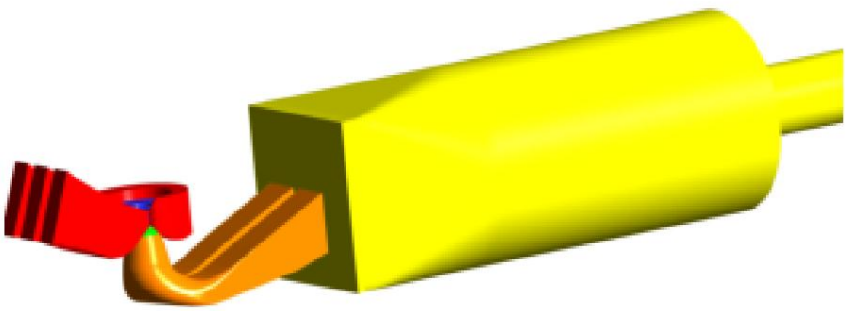


Abbildung 1. Simulationsbereich. Rot: Einlassbereich und halbspiralförmiges Gehäuse (SC). Blau: Stütz- und Leitschaufeln (SVGVs). Grün: Laufrad (RU). Orange: Saugrohr (DT). Gelb: Unterwassertank (TW).

ICEM CFD wird verwendet, um das blockstrukturierte Hexaedernetz mit etwa 20 und 400 Millionen Elementen für den Standard-RANS-Ansatz bzw. die hochauflösende Simulation zu erzeugen. Die Hauptunterschiede zwischen den Netzen mit 20 Millionen Elementen (20 M) und 400 Millionen Elementen (400 M) liegen in der Auflösung der Grenzschicht und der Gesamtelementgröße, wobei die Verteilung der Elemente so weit wie möglich erhalten bleibt. Um die Grenzschicht ohne die Verwendung von Wandfunktionen richtig aufzulösen, werden ein feines Netz an der Wand und ein

Machine Translated by Google



eine für die Wand normale geringe Wachstumsrate erforderlich ist (vgl. Abbildung 2). Bei unveränderter Elementgröße ergibt sich ein Netz mit etwa 50 Millionen Elementen. Für das 400 M-Netz Die Elementgröße wird zusätzlich in alle Richtungen ungefähr halbiert, bei Beibehaltung die allgemeine Blockstruktur so weit wie möglich. Die Anzahl der Zellen in den fünf Subdomänen Einlass mit Halbspiralgehäuse (SC), Stütz- und Leitschaufeln (SVGVs), Laufrad (RU), Saugrohr (DT) und Unterwassertank (TW) für beide Maschen sind in Tabelle 1 aufgeführt.

Abbildung 2. Charakteristische Maschenverteilung an der Wand, eingefärbt nach der zeitgemittelten Geschwindigkeit. (Links) Eine 20 M Simulation mit Grenzschichtwandfunktion. (Rechts) Eine 400 M Simulation mit direkte Berechnung der Grenzschicht.

Tabelle 1. Anzahl der Zellen der Subdomänen in Millionen Elementen.

| Sim | Gesamt | SC | SVGV | RU | DT | TW |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 20 M | 19,8 | 2,1 | 7,0 | 4,7 | 4,9 | 1.1 |
| 400 M | 399,5 | 29,8 | 78,6 | 63,3 | 218,2 | 9.6 |

Die Simulationen werden mit ANSYS CFX, Version 19.5, durchgeführt. Für die Randschicht ist die automatische Wandbehandlung aktiviert (vgl. [10]). Abhängig von der lokalen dim Wandabstand, y +, entweder Wandfunktionen oder die direkte Berechnung der Grenzschicht ist angewendet (vgl. Abbildung 2). Die Mittel- und Maximalwerte sowie das 95. Perzentil der Zeit- + Werte gemittelte y der Teilbereiche unter Vernachlässigung des Unterwasserbeckens sind in Tabelle 2 aufgeführt. In der 20 M Simulation liegt der durchschnittliche y +-Wert zwischen 57 und 82, abhängig von der Subdomäne. Dies führt zur Verwendung von Wandfunktionen. Wie das 95. Perzentil zeigt und im Durchschnitt haben die meisten Elemente der 400 M-Simulation einen y + -Wert kleiner als 2. Dies sollte zu einer direkten Berechnung der Grenzschicht in den meisten Teilen des Domäne. In beiden Simulationen wurden die gleichen zeitgemittelten dreidimensionalen Verteilungen von Geschwindigkeits- und Turbulenzeigenschaften aus einer vorangegangenen instationären Simulation der Strömung im Als Zulaufrandbedingungen werden Druck- und Druckbehälter vorgegeben (vgl. [8,11]). Eine mittlere statische Druck wird als Ausgangsrandbedingung festgelegt. Allgemeine Gitterschnittstellen (GGIs) werden zwischen stationären Teildomänen eingesetzt. Vollständige 360° transiente Rotor-Stator-Schnittstellen verb der rotierende Läufer-Unterbereich mit dem stationären Stützflügel- und Saugrohr-Unterbereich.

Tabelle 2. Durchschnitt, Maximum und 95. Perzentil des zeitgemittelten y + Wert in den Subdomänen.

| | SC | | | SVGV | | | RU | | | DT | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Sim | Ave | Max | S. 95 | Ave | Max | S. 95 | Ave | Max | S. 95 | Ave | Max | S. 95 |
| 20 M | 62,1 | 145,1 | 99,9 | 81,7 | 267,1 | 132,9 | 57,0 | 135,1 | 88,5 | | | |
| 400 M | 0,54 | 1,86 | 0,89 | 0,59 | 69,7 | 1,07 | 0,96 | 6,63 | 3,84 | 0,42 | 2,02 | 0,93 |
| | | | | | | | | | | 60,5 | 221,3 | 105,5 |

Die Turbulenz wird durch das RANS k ÿ ÿ Scherspannungstransportmodell (SST) modelliert für die 20 M Simulation und durch das hybride RANS-LES Stress-Blended Eddy Simulation (SBES) Modell

Machine Translated by Google



**für die 400 M-Simulation. Das SST-Modell kombiniert die Vorteile des k** ÿ *ÿ*- **Modells in wandgebundenen Strömungen mit den Vorteilen des k** ÿ *ÿ*- **Modells in freien Scherströmungen (vgl. [12]). Es ist ein Standard-RANS-Modell und wird häufig bei der Simulation hydraulischer Turbomaschinen eingesetzt.**
**Das SBES-Modell verwendet eine unveröffentlichte Abschirmfunktion,** fS, um den **Spannungstensor** ÿij, **der durch das RANS- und das LES-Modell modelliert wird, zu überblenden** (vgl. **[13]):**

$$\ddot{y}_{ij}^{SBES} = fS\ddot{y}_{ij}^{RANS} + (1 \ddot{y} fS)\ddot{y}_{ij}^{LES} \quad (1)$$

**In dieser Studie werden das SST-Modell und das wandadaptierte lokale Wirbelviskositätsmodell (WALE) für den RANS- bzw. LES-Teil verwendet. Im Vergleich zu anderen hybriden RANS-LES- Ansätzen hat das SBES-Modell den Vorteil eines schnellen Übergangs vom RANS- zum LES- Modus und einer klaren Unterscheidung zwischen beiden Bereichen durch die Abschirmfunktion** fS **(vgl. [14]).**

**Zur räumlichen Diskretisierung wird für die SST-Simulation das hochauflösende Verfahren und für die SBES-Simulation ein Verfahren mit beschränkter zentraler Differenzierung verwendet (vgl. [10]). Zur zeitlichen Diskretisierung wird in allen Simulationen ein Rückwärts-Euler-Verfahren zweiter Ordnung verwendet (vgl. [14]). Es wird eine feste Anzahl von fünf inneren Schleifen pro Zeitschritt verwendet. Mit der endgültigen Zeitschrittweite führt dies zu maximalen quadratischen Mittelwerten der Residuen von etwa 8,0** × 10ÿ6 **bzw. 1,5** × 10ÿ4 **in den 20-M- und 400-M-Simulationen. Für die 20-M-Simulation wird eine Zeitschrittweite von** ÿt = **2** × 10ÿ4 s **verwendet, was einer Laufradumdrehung von 1,8ÿ entspricht . Dies ist eine typische Größenordnung für instationäre RANS-Simulationen von Wasserkraftturbinen. Die instationäre Simulation wird mit einer stationären SST-Simulation auf demselben Gitter initialisiert. Aufgrund numerischer Instabilitäten kann die 400-M-Simulation** nicht mit einer stationären Simulation initialisiert werden, und **es müssen die Ergebnisse einer vorhergehenden instationären** Simulation verwendet werden. **Theoretisch kann die Aufbauzeit, die zum Erhalten statistisch gültiger Ergebnisse erforderlich ist, durch eine höhere Qualität der Anfangsbedingungen reduziert werden. Daher ist eine instationäre Simulation mit dem SBES-Turbulenzmodell auf dem 20-Millionen-Elemente-Netz und einer Zeit Schrittweite von** ÿt = **1** × 10ÿ4 **s, entsprechend einer 0,9ÿ Läuferumdrehung, wird als Anfangsbedingungen verwendet. Nach 10 Umdrehungen wird die Zeitschrittweite im Verlauf von etwa 100 Iterationen auf** ÿt = **5** × 10ÿ5 **s** reduziert. Nach weiteren fünf Umdrehungen wird die Zeitschrittweite auf einen Endwert von ÿt = **2,5** × 10ÿ5 s **reduziert , entsprechend 0,225ÿ Läuferrevolution.**

Bei beiden Simulationen wird **nach einer Aufbauzeit von 20 Umdrehungen mit der Mittelung der Daten und der Auswertung der Ergebnisse begonnen .** Dies entspricht 4000 bzw. 15.920 Zeitschritten bei **den 20-M- und 400-M-Simulationen und entspricht etwa zwei konvektiven Strömungen vom Einlass des halbspiralförmigen Gehäuses zum Auslass des Saugrohrs. Die Anzahl der Aufbauiterationen wird anhand der Erfahrungen mit ähnlichen Simulationen von Wasserkraftturbinen und anhand des Trends der interessierenden Integralwerte in den Teildomänen gewählt. Aufgrund des instationären Verhaltens der Strömung im Saugrohr bei der 20-M-Simulation ist dieser Teildomänenbereich für die Berücksichtigung der Aufbauzeit weniger geeignet.**

## 3. Ergebnisse

**In den folgenden Abschnitten werden die 20 Aufbauumdrehungen vernachlässigt und nur Ergebnisse von Die nachfolgenden Revolutionen werden vorgestellt.**

### 3.1. Schätzung der erreichten Auflösung in der 400-M-Simulation

**Zur Herleitung der RANS-Gleichungen der Navier-Stokes-Gleichungen werden die Strömungsvariablen in eine mittlere oder zeitlich gemittelte Komponente und eine fluktuierende turbulente Komponente zerlegt. Da letztere Komponente und die daraus resultierende Turbulenzenergiekaskade fast vollständig durch das Turbulenzmodell modelliert werden, ist die Zeitschrittweite einer instationären RANS-Simulation theoretisch ausreichend klein, wenn sie in der Lage ist, die instationären Fluktuationen der Mittelwerte zu erfassen, die durch äußere Einflüsse wie Wechselwirkungen zwischen den Leitschaufeln und Laufschaufeln hervorgerufen werden. Im Gegensatz dazu werden in einer LES-Simulation alle bis auf die kleinsten turbulenten Skalen direkt simuliert. Um eine übermäßige Dämpfung der Turbulenz im LES-Bereich zu vermeiden,** empfiehlt **[14] eine Courant-Zahl von** CFL ÿ **1 oder kleiner.**

Machine Translated by Google



In Tabelle 3 sind die Durchschnitts- und Maximalwerte sowie das 95. Perzentil der zeitlich gemittelten Courant-Zahl aufgeführt. Die Werte für die 400 M-Simulation werden unterteilt in in die LES-Region und die RANS-Region. In der LES-Region aller Subdomänen beträgt der Durchschnitt Die Courant-Zahl ist kleiner als 1, und die meisten Elemente haben eine Courant-Zahl kleiner als 2, wie durch das 95. Perzentil angezeigt. Der linke Teil von Abbildung 3 zeigt den Mittelwert Quadrat von etwa 30 Umdrehungen der Courant-Zahl auf einem Schnitt durch die Turbine für die 400 M Simulation. Die Bereiche, die die Empfehlung von CFL ÿ 1 überschreiten, sind meist in Bereichen mit feiner Maschenauflösung, wie Vorder- und Hinterkanten und den Lücken der Laufschaufeln. Die Zeitschrittweite müsste etwa halbiert werden, um eine Courant-Zahl kleiner als 1 für fast alle Elemente. Dies würde wiederum ungefähr die doppelte Rechenzeit für eine Umdrehung. Bei der verwendeten Zeitschrittweite beträgt eine Umdrehung benötigt etwa 240.000 Kernstunden oder etwa 2,5 Tage Echtzeitzeit auf 4096 Kernen bei Hochleistungsrechenzentrum Stuttgart. Daher ist die gewählte endgültige Zeitschrittweite von Die 400-M-Simulation ist ein Kompromiss zwischen Genauigkeit und Durchführbarkeit.

Tabelle 3. Durchschnitt, Maximum und 95. Perzentil der zeitgemittelten Courant-Zahl in den Unterdomänen.

| | SC | | | SVGV | | | RU | | | DT | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Sim | Ave | Max | p95 | Ave | Max | p95 | Ave | Max | p95 | Ave | Max | p95 |
| 20 M | 0,07 | 400 M | RANS-Bereich | 2,78 | 0,17 | 1.21 | 19,1 | 3,30 | 4,20 | 358 | 9,23 | 0,39 | 12,8 | 1,58 |
| | 0,02 | 400 M | LES-Bereich | 1,01 | 0,04 | 1.29 | 146 | 4,05 | 3,04 | 423 | 9,59 | 0,08 | 5,25 | 0,33 |
| | 0,03 | | | 0,60 | 0,08 | 0,81 | 123 | 1,89 | 0,87 | 220 | 1,77 | 0,11 | 3.36 | 0,26 |

Die Abschirmfunktion fS des SBES-Turbulenzmodells wird verwendet, um zu visualisieren, ob das RANS- oder LES-Modell verwendet wird. Die schwarzen Linien im rechten Bild von Abbildung 3 stellen eine Wert von fS = 0,99, und die magentafarbenen Linien repräsentieren einen Wert von fS = 0,01. Die Regionen außerhalb Die schwarzen Linien sind im Wesentlichen vollständig im RANS-Modus, während die Regionen innerhalb der magentafarbenen Linien sind im LES-Modus. Die kleinen Bereiche zwischen den Linien sind die Übergangszonen zwischen den beiden Modellen. Der Übergang von RANS zu LES erfolgt hauptsächlich im Halb Spiralgehäuse und Stütz- und Leitschaufeln. Hinter den Leitschaufeln befinden sich fast alle Simulationsbereich befindet sich im LES-Modus. Im Kanal und im Saugrohr wird nur die Grenzschicht im RANS-Modus, während alle anderen Bereiche im LES-Modus sind. Dies ist der beabsichtigte Zustand für einen Hybrid RANS-LES-Simulation. Im LES-Bereich ist die Menge der modellierten Turbulenz, dargestellt durch das Wirbelviskositätsverhältnis ÿt/ÿ, gebildet aus der turbulenten Viskosität ÿt und der dynamischen Viskosität, ÿ, ist recht klein. Im RANS-Bereich beträgt das Viskositätsverhältnis etwa zwei Größenordnungen Größenordnung höher. Dies ist auch in Abbildung 4 zu sehen, wo die aufgelösten turbulenten Strukturen im Saugrohr werden visualisiert. Die turbulenten Strukturen werden durch eine Isofläche dargestellt der zweiten Invariante des Geschwindigkeitsgradiententensors, Q = **0,5** |ÿ||2 ÿ ||S||2 = **50,** aufgebaut mit dem Vortizitätstensor, ÿ = 0,5(ÿui/ÿuj ÿ *ÿuj/ÿui),* und dem Dehnungsratentensor, S = 0,5(ÿui/ÿuj + *ÿuj/ÿui)* und gefärbt durch das Viskositätsverhältnis. Im Vergleich zu den 20 M Simulation, die 400 M-Simulation löst viel feinere Strukturen auf und berechnet die Energie Übertragung durch Turbulenzen auf einer viel feineren Skala.

Machine Translated by Google



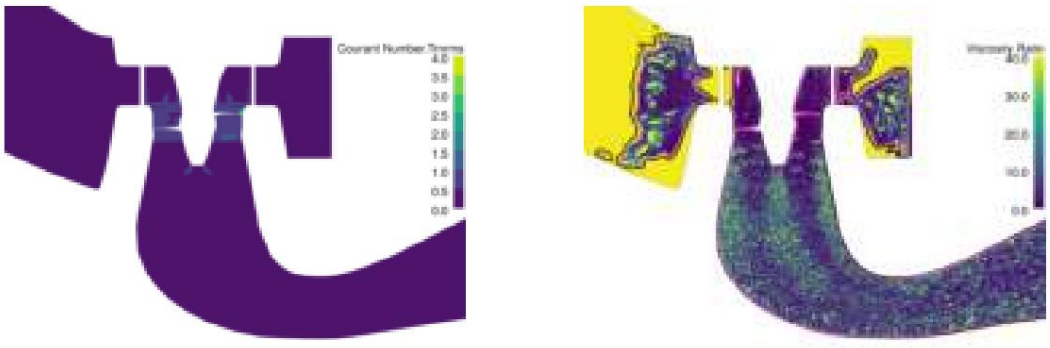


**Abbildung 3. Schnitt durch die Turbine für eine 400-m-Simulation. (Links) Quadratwurzel des Mittelwerts der Courant-Zahl. (Rechts) Viskositätsverhältnis ÿt/ÿ und Abschirmfunktion** fS **des SBES-Turbulenzmodells (schwarze Linie:** fS = **0,99; magentafarbene Linie:** fS = **0,01).**

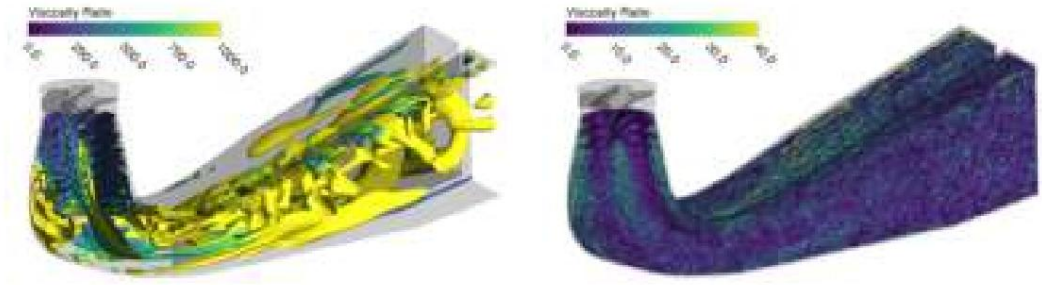


**Abbildung 4. Momentane Isofläche der Geschwindigkeitsinvarianten** Q = **0,5** ||ÿ||2 ÿ ||S||2 = **50 zur Darstellung aufgelöster turbulenter Strukturen, eingefärbt nach Viskositätsverhältnis ÿt/ÿ. Für das Viskositätsverhältnis werden unterschiedliche Skalen verwendet . (Links) 20-M-Simulation. (Rechts) 400-M-Simulation.**

3.2. Vergleich von Simulation und Messung **Der linke Teil**

**von Abbildung 5 zeigt die Leistung und der rechte Teil die Gesamtförderhöhe der 20 M- und 400 M-Simulation im Verhältnis zur Messung. Beide Simulationen stimmen sehr gut mit der gemessenen Leistung überein, mit einem kleinen Vorteil für die 20 M-Simulation. Der Leistungsverlauf der 20 M-Simulation weist nur geringe Schwankungen ohne große zufällige Ausschläge auf.**
**Im Vergleich dazu zeigt der Leistungstrend der 400-M-Simulation etwas höhere Schwingungen und ein insgesamt verrauschteres Verhalten. Dies ist wahrscheinlich ein Effekt der höheren zeitlichen und räumlichen Auflösung und der Fähigkeit des SBES-Modells, viel kleinere turbulente Struk**
**Dennoch erreichte der Leistungsverlauf beider Simulationen einen quasistationären Zustand. Der Verlauf der Gesamtförderhöhe zeigt ein anderes Verhalten. Das Ergebnis der 400-M-Simulation stimmt gut mit der Messung überein und erreichte einen quasistationären Zustand, der auch im Experiment beobachtet wurde. Der Verlauf der 20-M-Simulation ist sehr instationär und überschätzt die Förderhöhe maximal um mehr als 6 %. Im Verlauf von 50 zusätzlich berechneten,** aber nicht gezeigten Umdrehungen stabilisiert sich der Trend nicht und scheint daher kein **singuläres Ereignis, sondern ein normales Verhalten für diesen Simulationsan**

**Abbildung 6 zeigt ein momentanes Umfangsgeschwindigkeitsfeld auf der Messebene im Konus des Saugrohrs direkt hinter den Laufschaufeln. Grundlegende Strömungsmerkmale, z. B. der Nachlauf der Laufschaufeln, sind sowohl in der Simulation als auc**
**Die 20-Megapixel-Simulation zeigt jedoch ein sehr glattes Strömungsfeld. Der Detaillierungsgrad ist bei der 400-Megapixel-Simulation und der Messung, bei der kleine Strömungsmerkmale aufgelöst werden, viel höher. Die Granularität und Größe der aufgelösten Strömungsmerkmale sind bei der 400-Megapixel-Simulation und der Messung durchaus vergleichbar .**

**Abbildung 7 zeigt die zeitlich gemittelte Geschwindigkeit und die entsprechende Standardabweichung auf der Messebene im linken Diffusorkanal des Saugrohrs. Die zugrunde liegenden Daten, die zum Aufbau des zeitlich gemittelten Strömungsfelds verwendet wurden, unterscheiden sich zwischen Simulationen und Messungen erheblich. In den Simulationen werden alle Zeitschritte von etwa 30 Umdrehungen verwendet, was zu 30 × 200 = 6000 und 30 × 1600 = 48.000 einzelne**

Machine Translated by Google



**Simulationen. Die Messung umfasst 1000 Umdrehungen, es werden jedoch nur neun Datensätze pro Umdrehung erfasst, wobei zwischen den einzelnen Datensätzen eine Zeitverzögerung von** 8° **Laufradumdrehung** besteht . **Dies führt zu insgesamt 9000 Datensätzen. Trotz der unterschiedlichen Datenbasis stimmen die Ergebnisse der 400-M-Simulation und der Messung gut überein.**
**Sowohl Geschwindigkeit als auch Standardabweichung zeigen eine ähnliche Verteilung und ein ähnliches Muster sowie vergleichbare Größenordnungen. Die Geschwindigkeitsverteilung der 20-Meter-Simulation unterscheidet sich und zeigt ein viel instationäreres Verhalten, was an der höheren Standardabweich**
**Die Daten der Messebene im rechten Diffusorkanal weisen vergleichbare Ergebnisse auf und werden daher nicht dargestellt.**

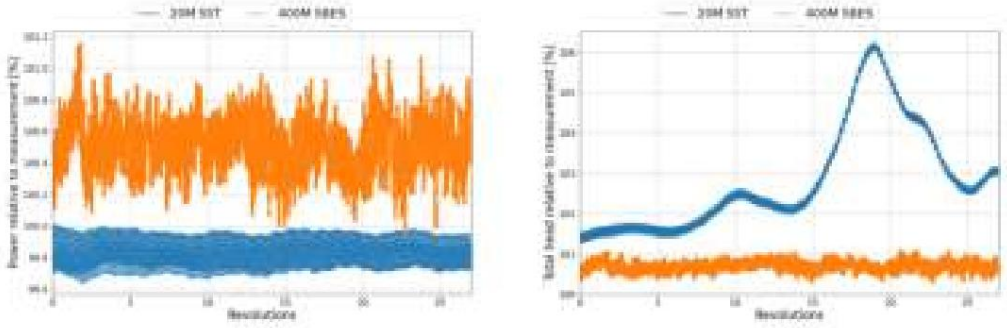



**Abbildung 5. Leistung (links) und Gesamtförderhöhe (rechts) im Verhältnis zu den Messungen.**

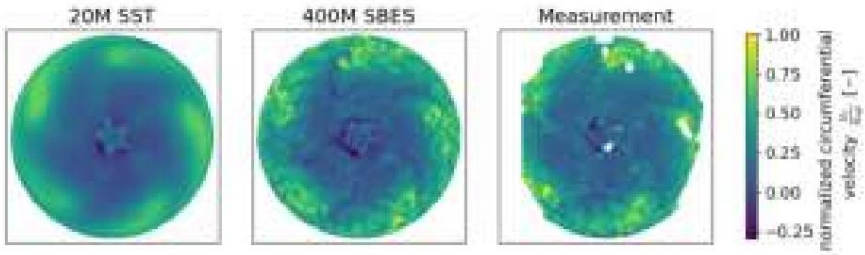



**Abbildung 6. Momentane Umfangsgeschwindigkeit auf der Messebene im Saugrohrkegel. Werte normalisiert mit dem Maximalwert der 400-M-Simulation. (Links) 20-M-Simulation. (Mitte) 400-M-Simulation. (Rechts) Messung.**

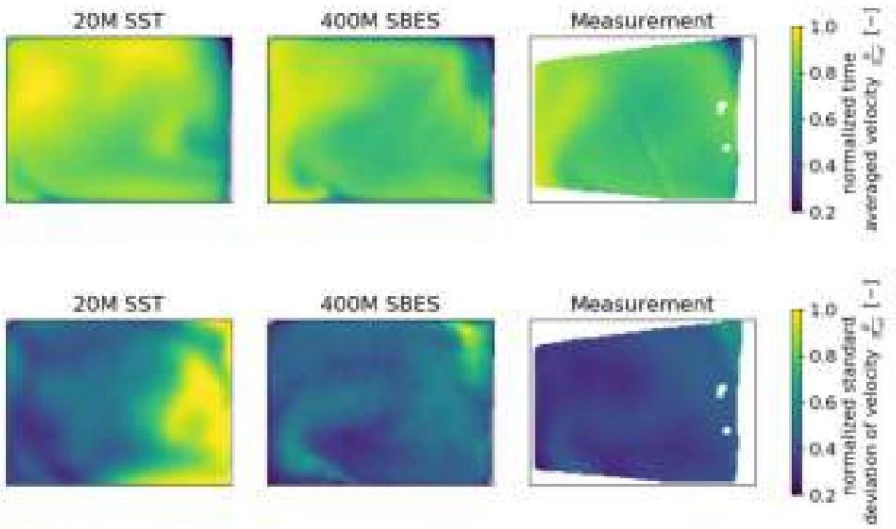



**Abbildung 7. Zeitlich gemittelte Geschwindigkeit (obere Reihe) und Standardabweichung (untere Reihe) auf der Messebene im linken Diffusorkanal. Werte normalisiert mit dem Maximalwert der 400-m-Simu (Links) 20-M-Simulation. (Mitte) 400-M-Simulation. (Rechts) Messung.**

Machine Translated by Google



3.3. Vergleich zeitaufgelöster Ergebnisse für 20 M- und 400 M-Simulationen

**Um den Ursprung des instationären Verlaufs der Gesamtförderhöhe (vgl. Abbildung 5) zu identifizieren,** werden in Abbildung **8** die **Druckverluste der einzelnen Teilbereiche, normiert mit dem jeweiligen Mittelwert der 400 M Simulation, dargestellt.** Es ist ersichtlich, dass das instationäre Verhalten der Gesamtförderhöhe **in der 20 M Simulation im Wesentlichen durch die Verluste im Saugrohr bestimmt wird. Die anderen Teilbereiche zeigen einen mehr oder weniger konstanten Verlauf analog zur Leistung und erreichen quasistationäre Zustände. Im Vergleich zur 400 M Simulation sind die Verluste in der 20 M Simulation in allen Teilbereichen höher, zeigen aber geringere Sch**

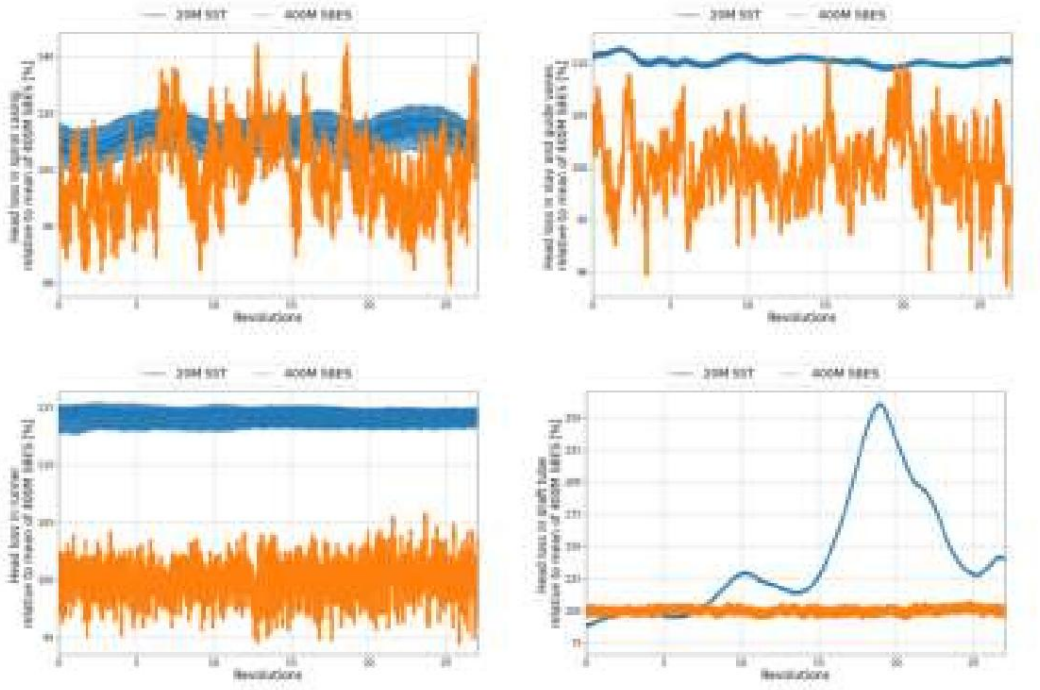


**Abbildung 8. Druckverlust in einzelnen Unterdomänen im Verhältnis zum entsprechenden Mittelwert der 400-M-Simulation. (Oben links) Spiralgehäuse. (Oben rechts) Stütz- und Leitschaufeln. (Unten links) Laufrad. (Unten rechts) Saugrohr.**

**Der Ursprung der instationären Verluste im Saugrohr wird mithilfe von Monitorebenen weiter isoliert. Bestimmte Variablen wie Geschwindigkeit und Druck werden für jede Iteration auf verschiedenen Monitorebenen in der Turbine gespeichert .** Die in der folgenden **Analyse verwendeten Monitorebenen** sind in Abbildung **9** dargestellt **und befinden sich in stromabwärtiger Richtung wie folgt: Runner Out ist eine Monitorebene direkt stromabwärts der Laufradschaufeln am Anfang des Saugrohrkegels . Cone Out befindet sich am Ende des Kegels und am Übergang zum Knie. DT Left In und DT Right In befinden sich in der Nähe des Einlasses zu den linken und rechten Diffusorkanälen des Saugrohrs.**

**DT Left Out und DT Right Out befinden sich am Ausgang des linken und rechten Diffusorkanals.**

**Abbildung 10 zeigt die über den Massenstrom gemittelte kinetische Energie und den Druck auf den Monitorebenen . Der Verlauf der kinetischen Energie auf der Monitorebene Cone Out der 20-M-Simulation korreliert sehr gut mit dem Verlauf des Druckverlusts im Saugrohr in Abbildung 8. Eine Zunahme der kinetischen Energie führt zu einer Zunahme des Druckverlusts. Die Änderung der kinetischen Energie wird mit einer Zeitverzögerung stromabwärts zu den Diffusorkanälen transportiert. Es ist kein stromaufwärts liegender Einfluss auf das Laufrad zu beobachten. Am Auslass des S Der Druckverlauf zeigt ein ähnliches Verhalten mit zwei wesentlichen Unterschieden. Der erste Unterschied besteht darin, dass die beiden Diffusorkanäle einen entgegengesetzten Trend aufweisen. Ein Druckanstieg im Kegel führt zu einem zeitverzögerten Anstieg im linken Kanal und einem zeitverzögerten Abfall im rechten Kanal. Der zweite Unterschied besteht darin, dass eine Druckänderung im Kegel zu einer zeitverzögerten entgegengesetzten Druckänderung in stromaufwärts ge**

Machine Translated by Google



**Die Ergebnisse lassen den Schluss zu, dass das instationäre Verhalten des Saugrohrs seinen Ursprung im Konus des Saugrohrs hat.**

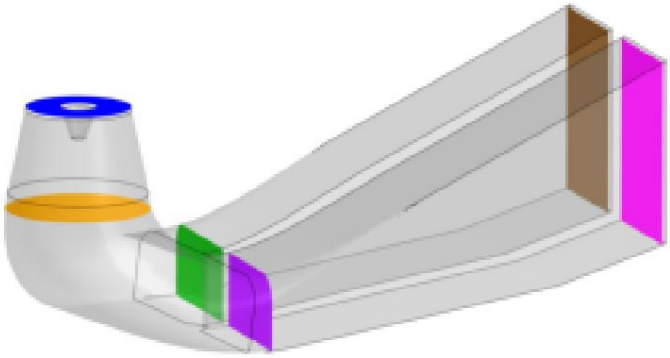


**Abbildung 9. Monitorebenen im Saugrohr.**

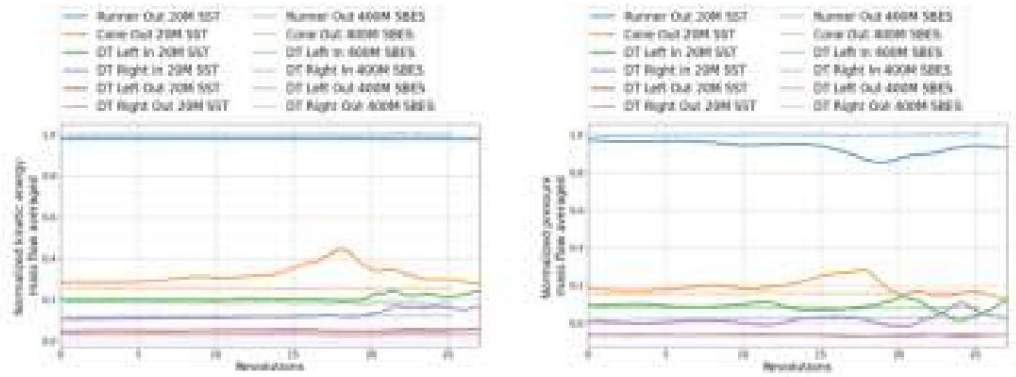


**Abbildung 10. Massenstromgemittelte kinetische Energie (links) und Druck (rechts) auf verschiedenen Monitorebenen im Saugrohr (vgl. Abbildung 9). Die Werte sind mit dem jeweiligen Wert von Runner Out 400 M SBES normalisiert.**

**Diese Schlussfolgerung wird durch Abbildung 11 weiter bestätigt, wo die momentanen Geschwindigkeitsfelder auf mehreren Monitorebenen im Saugrohr für verschiedene Umdrehungen gezeig Bei der fünften Umdrehung weist der Druckverlust im Saugrohr (vgl. Abbildung 8) sowohl bei der 20-M- als auch bei der 400-M-Simulation einen ähnlichen Wert auf . Das Strömungsfeld im Saugrohr ist weitgehend vergle** In beiden Simulationen **sind umfangreiche Strömungsmerkmale vorhanden, z. B. höhere Geschwindigkeiten oben als unten am Bogen. Im Detail gibt es Unterschiede. Diese sind insbesondere auf der Ebene am Ende des Kegels sichtbar. Die 20-M-Simulation zeigt einen Bereich mit niedriger Geschwindigkeit in Wandnähe, der in der 400-M-Simulation nicht vorhanden ist. Darüber hinaus ist die Gesamtgranularität in den 400-M-Simulationen viel feiner. Die folgenden gezeigten Umdrehungen von 15 bis 25 umfassen den Hauptgipfel im Trend der Gesamtdruckhöhe und des Druckverlusts im Saugrohr der 20-M-Simulation. Die 400-M-Simulation ändert sich mit der Zeit nicht drastisch. Wichtige Strömungsmerkmale bleiben erhalten und es treten nur räumlich begrenzte Schwankungen auf. Die Strömung der 20-M -Simulation zeigt ein wesentlich anderes Verhalten. Ab Umdrehung 15 wird der Bereich mit niedriger Geschwindigkeit am Ende des Kegels instabil und löst sich in den folgenden Umdrehungen von der Wand. In den letzten beiden gezeigten Bildern stabilisiert sich die Strömung im Kegel wieder. Die Ablösung wird stromabwärts transportiert und führt zu großen Wirbeln stromabwärts des Konus, was besonders auf der Monitorebene im Krümmer sichtbar ist. Mit zunehmender Entfernung stromabwärts schwächt sich der Einfluss der Ablösung auf das Strömungsfeld ab. Am Auslass des Saugrohrs sind nur geringe Änderungen im Strömungsfeld sichtbar. Die Strömung stromaufwärts am Einlass des Konus wird nur geringfügig beeinflusst. Die gezeigte Instabilität erklärt die Unterschiede in Geschwindigkeit und Standardabweichung auf den Messebenen in den Diffusorkanälen zwischen der**

Machine Translated by Google



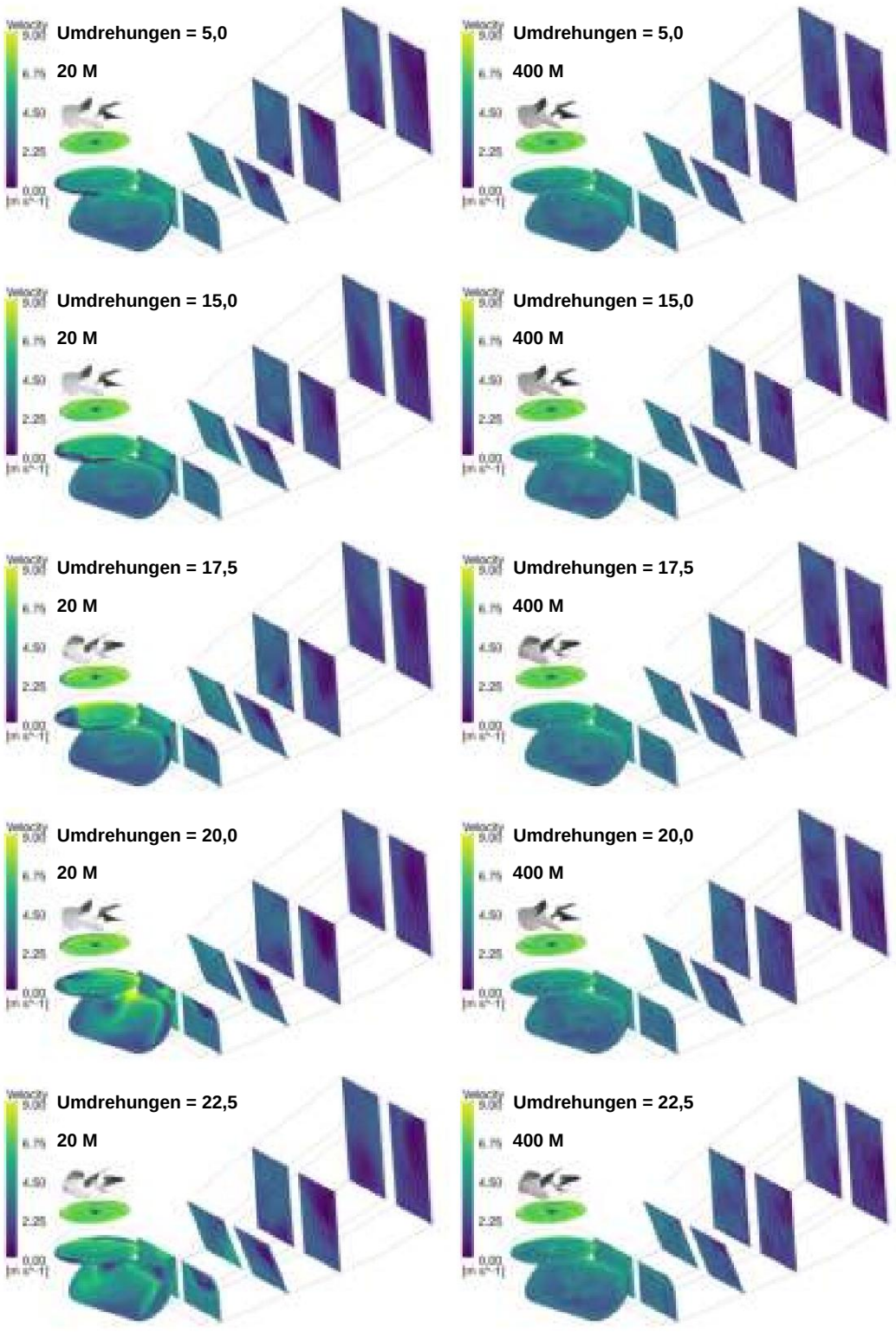



**Abbildung 11.** Fortsetzung

Machine Translated by Google



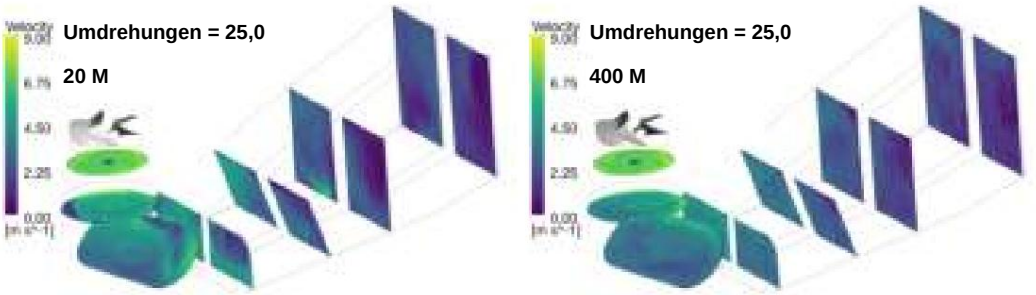



**Abbildung 11. Momentane Geschwindigkeitsfelder auf Monitorebenen im Saugrohr bei verschiedenen Umdrehungen. Linke Reihen: 20 M-Simulation. Rechte Reihen: 400 M-Simulation.**

## 4. Schlussfolgerungen und Ausblick

**Die ersten Ergebnisse einer hybriden RANS-LES-Simulation auf einem Gitter mit 400 Millionen Hexaederelementen und einer Standard-RANS-Simulation mit 20 Millionen Hexaederelementen wurden vorgestellt und miteinander sowie mit Messungen verglichen. Die Ergebnisse der 400-M- Simulation zeigen, dass der größte Teil des Simulationsbereichs im LES-Modus lief und dass die Bereiche im LES-Modus richtig aufgelöst wurden. Darüber hinaus stimmen die Ergebnisse gut mit der Messung überein und die Simulation scheint die Strömung in der Turbine genau vorherzusagen . Eine zeitaufgelöste Analyse der 400-M-Simulation zeigt, dass diese Simulation einen quasistationären Zustand in den Integralwerten und im Strömungsfeld erreichte, was auch im Experiment beobachtet wurde. Die 20-M-Simulation zeigte ein hochgradig instationäres Verhalten im Saugrohr , was zu einem instationären Trend der Gesamtdruckhöhe führte. Diese Instabilität entstand im Konus des Saugrohrs und wurde hauptsächlich stromabwärts transportiert.**

**Derzeit sind die wichtigsten Strömungseigenschaften und primären Einflussfaktoren für präzise Simulationen von Kaplan-Turbinen, wie das Turbulenzmodell und die Zeitschrittweite, noch unklar. Um diese Faktoren zu bestimmen, ist eine umfassende Analyse erforderlich,** die den Vergleich aktueller Simulationen und Experimente sowie die Durchführung zusätzlicher **Simulationen mit unterschiedlichen Einstellungen umfasst .**

**Beiträge der Autoren: Konzeptualisierung, SJ und SR; Methodik, SJ und SR; Software, SJ; Validierung, SJ und SR; formale Analyse, SJ; Untersuchung, SJ; Ressourcen, SJ und SR; Datenkuratierung, SJ; Schreiben – Vorbereitung des Originalentwurfs, SJ; Schreiben – Überprüfung und Bearbeitung, SJ und SR; Visualisierung, SJ; Überwachung, SR; Projektverwaltung, SJ und SR; Mittelbeschaffung, SR. Alle Autoren haben die veröffentlichte Version des Manuskripts gelesen und stimmen ihr zu.**

**Finanzierung: Diese Forschung erhielt keine externe Finanzierung.**

**Erklärung zur Datenverfügbarkeit: Hinsichtlich der Verfügbarkeit der in dieser Studie präsentierten Daten gelten Einschränkungen.**
**Daten sind auf Anfrage bei den Autoren mit vorheriger Zustimmung der Voith Hydro Holding GmbH erhältlich.**

**Danksagung: Die Forschung, die zu den in diesem Artikel vorgestellten Ergebnissen führte, war Teil eines gemeinsamen Forschungsprojekts der Universität Stuttgart und der Voith Hydro Holding GmbH. Die Autoren danken dem Höchstleistungsrechenzentrum Stuttgart für die Unterstützung und Bereitstellung von Rechenzeit.**
**Die Autoren danken Euroturbo für die Übernahme der Veröffentlichungskosten der Zeitschrift.**

**Interessenkonflikte: Die Autoren erklären, dass keine Interessenkonflikte bestehen.**

## Nomenklatur und Abkürzungen

| | |
|---|---|
| $y^+$ | **Dimensionsloser Wandabstand** |
| ÿt | **Zeitschrittgröße** |
| ÿt | **Turbulente Viskosität** |
| *ÿ* | **Dynamische Viskosität** |

Machine Translated by Google



| | |
|---|---|
| fS | **Abschirmfunktion des SBES-Turbulenzmodells** |
| Q | **Q-Kriterium – zweite Invariante des Geschwindigkeitsgradiententensors** |
| S | **Dehnungsratentensor** |
| ÿ | **Vortizitätstensor** |

**20 M Simulation auf einem 20-Millionen-Elemente-Netz**

**400 M Simulation auf einem 400-Millionen-Elemente-Netz**

**RANS Reynolds-gemittelter Navier-Stokes-Test (Gleichung)**

| | |
|---|---|
| **LES** | **Große Wirbelsimulation** |

**SBES Spannungsgemischte Wirbelsimulation**

| | |
|---|---|
| **PIV** | **Partikelbild-Velocimetrie** |
| **SC** | **Spiralgehäuse** |

**SVGV Stützschaufel und Leitschaufel**
**RU-Läufer**

| | |
|---|---|
| **DT** | **Saugrohr** |

**TW Unterwasser**

## Verweise


1. **Cervantes, M.; Engstrom, T.; Gustavsson, L. Turbine-99 III. In Proceedings des dritten IAHR/ERCOFTAC-Workshops zum Entwurf Tube Flows, Porjus, Schweden, 8.–9. Dezember 2005.**
2. **Nilsson, H.; Cervantes, M. Auswirkungen der Einlassrandbedingungen auf den berechneten Durchfluss im Turbine-99-Saugrohr unter Verwendung OpenFOAM und CFX.** IOP Conf. Ser. Earth Environ. Sci. **2012,** 15, **032002. [CrossRef]**
3. **Jošt, D.; Škerlavaj, A.; Lipej, A. Verbesserung der Effizienzvorhersage für eine Kaplan-Turbine mit fortschrittlichen Turbulenzmodellen** Stroj. Vestn./J. Mech. Ing. **2014,** 60, **124–134. [CrossRef]**
4. **Krappel, T.; Riedelbauch, S. Maßstabsauflösende Strömungssimulationen einer Francis-Turbine mittels hochparalleler CFD-Simulationen .** Perform. Comput. Sci. Eng. **2016,** 16, **499–510.**
5. **Krappel, T.; Riedelbauch, S.; Jester-Zuerker, R.; Jung, A.; Flurl, B.; Unger, F.; Galpin, P. Turbulenzauflösende Strömungssimulationen einer Francis-Turbine unter Teillast mittels hochparalleler CFD-Simulationen.** High Perform. Comput. Sci. Eng. **2016,** 49, **421–433. [Querverweis]**
6. **Javadi, A.; Nilsson, H. Detaillierte numerische Untersuchung einer Kaplanturbine mit Rotor-Stator-Interaktion mittels turbulenzerlösender Simulationen.** Int. J. Heat Fluid Flow **2017,** 63, **1–13. [CrossRef]**
7. **Minakov, A.; Platonov, D.; Litvinov, I.; Shtork, S.; Hanjalić, K. Wirbelseile im Saugrohr einer Labor-Kaplan-Wasserturbine bei geringer Last: Eine experimentelle und LES-Untersuchung von RANS- und DES-Rechenmodellen.** J. Hydraul. Res. **2017,** 55, **668–685. [Querverweis]**
8. **Beck, J.; Joßberger, S.; Jester-Zürker, R.; Riedelbauch, S. PIV-Messungen an einer Kaplan-Turbine und Vergleich mit skalenadaptiver numerischer Analyse.** IOP Conf. Ser. Earth Environ. Sci. **2019,** 405, **012024. [CrossRef]**
9. **Joßberger, S.; Riedelbauch, S. Skalenauflösende hybride RANS-LES-Simulation einer Modell-Kaplanturbine auf einem 400 Millionen Elemente umfassenden Mesh. In Proceedings der 15. European Turbomachinery Conference, Paper N. ETC2023-343, Budapest, Ungarn, 24.–28. April 2023. Online verfügbar: https://www.euroturbo.eu/publications/conference-proceedings-repository (abgerufen am 17. Juni 2023)**
10. **ANSYS Inc.** ANSYS CFX-Solver Modeling Guide Release 19.5; **Technischer Bericht; ANSYS Inc.: Canonsburg, PA, USA, 2019.**
11. **Joßberger, S.; Riedelbauch, S. Einfluss der Einlaufrandbedingungen auf numerische Strömungssimulationen eines Modell-Kaplans Turbine. In Proceedings der 13. Europäischen Konferenz für Turbomaschinen, Fluiddynamik und Thermodynamik, Lausanne Schweiz, 8.–12. April 2019.**
12. **ANSYS Inc.** ANSYS CFX-Solver Theory Guide Release 19.5; **Technischer Bericht; ANSYS Inc.: Canonsburg, PA, USA, 2019.**
13. **Menter, F. Stress-Blended Eddy Simulation (SBES) – Ein neues Paradigma in der hybriden RANS-LES-Modellierung.** Notes Numer. Fluid Mech. Multidisziplinär. Des. **2016,** 137, **27–37.**
14. **Menter, F.** Best Practice: Maßstabsauflösende Simulationen in ANSYS CFD—Version 2.0; **Technischer Bericht; ANSYS Germany GmbH: Darmstadt, Deutschland, 2015.**


**Haftungsausschluss/Hinweis des Herausgebers: Die in allen Veröffentlichungen enthaltenen Aussagen, Meinungen und Daten sind ausschließlich die des einzelne Autor(en) und Mitwirkende(r) und nicht von MDPI und/oder den Herausgeber(n). MDPI und/oder die Herausgeber lehnen die Verantwortung für Verletzungen ab, Personen- oder Eigentumsschäden, die aus den im Inhalt genannten Ideen, Methoden, Anweisungen oder Produkten resultieren.**

Machine Translated by Google

Internationale Zeitschrift für
*Turbomaschinen*
*Antrieb und Leistung*

MDPI

Artikel

# Numerische Untersuchung der Entwicklung rotierender Instabilitäten in einem Radialverdichter mit weitem Spalt †

**Xavier Flete 1,2,*, Nicolas Binder 2, Yannick Bousquet2 und Sandrine Cros1**

1 Liebherr-Aerospace Toulouse SAS, 408 Avenue des Etats Unis, 31016 Toulouse, Frankreich
2 ISAE-SUPAERO, 10 Av. Edouard Belin, 31400 Toulouse, Frankreich; nicolas.binder@isae-supaero.fr (NB); yannick.bousquet@isae-supaero.fr (YB)
* Korrespondenz: xavier.flete@isae-supaero.fr
† Dieses Manuskript ist eine erweiterte Version unseres Beitrags, der im Proceedings der 15. Europäischen Turbomaschinenkonferenz vom 24. bis 28. April 2023 in Budapest, Ungarn, veröffentlicht wurde.

**Zusammenfassung:** In der vorliegenden Studie wurden instationäre Simulationen der gesamten Stufe durchgeführt, um die Entstehungsmechanismen rotierender Instabilitäten in einem Radialverdichter mit besonders großem Spalt an der Spitze, einem schaufellosen Diffusor und einer Spirale zu untersuchen. Vier Betriebspunkte entlang einer Geschwindigkeitslinie wurden analysiert, um den Einfluss der Massenstromreduzierung auf die Strömungsstrukturen zu verstehen. Nahe dem Spitzenwirkungsgrad wurde eine instationäre Wechselwirkung zwischen den Wirbeln am Spalt an der Spitze und den Teilerschaufeln beobachtet. Unter Berücksichtigung anderer Studien wurde der Einfluss der Spaltgröße an der Spitze analysiert. Dann wurde eine großflächige Wirbelablösung von den Vorderkanten der Hauptschaufeln festgestellt, als die Stufe nahe dem maximalen Druckverhältnis betrieben wurde . Es wurde nachgewiesen, dass abgelöste Wirbel durch die Kombination des radialen Gradienten der Tangentialgeschwindigkeit unter dem Wirbel an der Spitze und der umgekehrten Rückströmung in der Nähe des Gehäuses verursacht wurden. Frühere Studien zu Axialverdichtern bezeichnen diese Wirbelstrukturen als Rückströmungswirbel. Diese Wirbel verursachen ei

**Schlüsselwörter:** Rückflusswirbel; Radialkompressor; rotierende Instabilität; Leckströmung an der Blattspitze; großer Blattspitzenspalt

check for updates

**Zitat:** Flete, X.; Binder, N.; Bousquet, Y.; Cros, S. Numerische Untersuchung der Entwicklung rotierender Instabilitäten in einem Radialkompressor mit weitem Spalt an der Düsenspitze. Int. J. Turbomach. Propuls. Power **2023, 8, 25.** https://doi.org/10.3390/ijtpp8030025

Wissenschaftlicher Redakteur: Antoine Dazin

Erhalten: 8. Juni 2023
Überarbeitet: 20. Juni 2023
Akzeptiert: 13. Juli 2023
Veröffentlicht: 1. August 2023

Copyright: © 2023 bei den Autoren. Lizenznehmer MDPI, Basel, Schweiz.
Dieser Artikel ist ein Open Access-Artikel, der unter den Bedingungen und Bedingungen der Creative Commons Namensnennungs-Lizenz (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).

## 1. Einleitung

Die Automobilindustrie legt nach wie vor großen Wert auf die Entwicklung von Kreiselkompressoren mit immer größerem Betriebsbereich und immer kompakterer Bauweise. Aufgrund der gewählten Technologie bleibt die Spaltweite an der Spitze jedoch konstant, während die Laufradgröße abnimmt. Infolgedessen weisen neue Automobilkompressoren im Vergleich zur Schaufelspannweite relativ große Spaltweiten an der Spitze auf. Wie aus der Literatur hervorgeht, spielen Leckströmungen an der Spitze jedoch eine vorherrschende Rolle bei der Entstehung von Strömungsinstabilitäten.

Inoue und Kuroumaru [1] haben gezeigt, dass in einem Axialkompressor die Wechselwirkung zwischen der Spitzenleckströmung und der Hauptströmung zur Bildung von Spitzenleckwirbeln führt . Mit zunehmendem Spalt wächst in der Nähe der Gehäusewand eine Rückströmung aufgrund des Wirbels . Weitere Arbeiten von Inoue et al. [2–4] haben gezeigt, dass bei großen Spitzenspalten die Strömung an der Vorderkante instationär wird und zu ei Sie schlugen eine Theorie vor, die auf einem tornadoähnlichen Wirbel basiert, der sich radial nach innen, von der Abdeckung zur Saugseite der Schaufel, ausbreitet und zur Entstehung von Strömungsabrisszellen mit kurzer Länge Andere Wirbel mit Spitzenspalt wurden von März et al. [5] unter Bedingungen vor dem Strömungsabriss beobachtet. Diese Wirbelstrukturen, die auf den Spitzenbereich eines Rotors beschränkt sind, bewegten sich von der Saugseite zur Druckseite der benachbarten Schaufel. Laut Mailach et al. [6] und den oben zitierten Arbeiten werden diese instationären Störungen als „rotierende Instabilitäten“ bezeichnet, wobei der Kompressor unter Bedingungen eines „milden Strömungsabrisses“ arbeitet. Im Jahr 2008 schlugen Vo et al. [7] vor, dass eine solche Spitzenströmung mit dem Einsetzen von rotierenden Strömungsabrissen auf kurzer Länge verbunden sein könnte. Diese Annahme wurde durch numerische Untersuchungen von Pullan et al. [8] bestätigt, die zeigten , dass der Strömungsabriss auf ku

Machine Translated by Google



**Einfallswinkel, der zur Entstehung von Tornadowirbeln führt. Sie beschrieben auch die Ausbreitung dieser Strukturen gemäß den von März beobachteten Mechanismen, indem sie die Idee eines selbsterhaltenden Mechanismus hinzufügten.**

**Bousquet et al. [9] beobachteten ähnliche Wirbelablösungen an der Vorderkante eines Kreiselkompressors mit einem Leitschaufeldiffusor ohne Spiralgehäuse unter Bedingungen, bei denen es zu einem Strömungsabriss kam. Die Wechselwirkung zwischen der Vorderkantenablösung und der einströmenden Strömung führte zu einer Kelvin-Helmholtz- Instabilität, die die Ablösung des Tornadowirbels verursachte. In dieser Konfiguration war die Flugbahn der Wirbel jedoch so, dass keine kurzzei**

**Kürzlich wurde ein ähnlicher Kelvin-Helmholtz-Mechanismus von Cao et al. [10]** erwähnt, **um den Beginn massiver Wirbelablösung infolge eines Zusammenbruchs der Spitzenleckströmung in der Nähe der Vorderkanten zu erklären. Diese numerische und experimentelle Untersuchung eines Kreiselverdichters mit einem schaufellosen Diffusor und einer Spirale zeigt die Entstehung von Wirbelröhren , die sich kreisförmig ausbreiten und stark mit der Vorderkante der nächsten Schaufel interagieren. Der Hauptunterschied zwischen den Beobachtungen von Bousquet et al. und denen von Cao et al. ist die Richtung der Wirbelstrukturen. Bei den von Cao erwähnten Röhren handelt es sich um Röhren, die in Richtung der Schaufeln ausgerichtet sind und vom stromabwärts gerichteten Druckfeld abhängen, das durch die Zunge der Spirale erzeugt wird. Derartige Phänomene erinnern an die Residuen des abgebrochenen Hauptspitzenleckwirbels, die von Iwakiri et al. [11] als Ergebnis von Einzellaufradsimulationen beschrieben wurden.**
**Wie die vorherigen Autoren haben Tomita et al. [12] diese Instabilitäten der Spitzenleckströmung mit der Verschlechterung der Kompressorleistung in Verbindung gebracht. Sie haben jedoch auch gezeigt, dass der Zusammenbruch des Spitzenleckwirbels das Strömungsfeld stabilisieren und den Betriebsbereich bei niedrigem Massenstrom erhöhen kann, indem er die einströmende Strömung in der Nähe der Nabe beschleunigt, unbeeinflusst von den Wirbelstrukturen.**

**Als erweiterte Version der von Flete et al. [13] auf der 15. Europäischen Turbomaschinen-Konferenz vorgestellten Studie ergänzt die vorliegende Arbeit die jüngsten Untersuchungen über Strömungsinstabilitäten in Radialverdichtern der Familie der Turbolader auf folgende Weise: Sie hebt die Wechselwirkung zwischen Leckwirbeln an der**

- **Schaufelspitze und Verteilerschaufeln (im Zusammenhang mit einem großen Spalt an der Schaufelspitze) hervor, die die Leistung in der Nähe des Spitzenwirkungsgrads verschlechtert.**
- Darin wird ein von **Cao et al. [10] beschriebener Initiierungsmechanismus für die Wirbelrohrablösung vorgeschlagen, der** auf den von Chen et al. **[14] durchgeführten Untersuchungen basiert .**

**Zuerst werden der untersuchte Kompressor und die numerische Methode vorgestellt. Der nächste Teil präsentiert eine detaillierte Analyse der allmählichen Entwicklung der Strömungstopologie, die durch die Massenstromreduzierung verursacht wird . Vollstufensimulationen werden verwendet, um das Wirbelverhalten an der Spitzenspaltweite und das Auftreten rotierender Instabilitäten bei nahezu Stillstandsbedingungen hervorzuheben. Insbesondere** wird **die Ausbreitung massiver Wirbel beschrieben, die senkrecht zur Strömungsrichtung ausgerichtet sind und den von Cao et al. [10]** beobachteten Wirbeln sehr ähnlich **sind. Unter Berücksichtigung der Geschwindigkeitsverteilung** werden diese Wirbelstrukturen gemäß **früheren Studien an Axialmaschinen als Rückstromwirbel identifiziert .** Die von Cao et **al. für Zentrifugalkonfigurationen und Chen et al. für Axialkonfigurationen vorgeschlagenen Einsetzmechanismen sind jedoch unterschiedlich, und es bleiben Fragen zum Ursprung solcher Strukturen. Daher zielt der letzte Teil der vorliegenden Studie darauf ab, den Entwicklungsprozess dieser Wirbelrohrablösung zu klären.**

## **2. Methodik** 2.1.

Geometrie des Testfalls **Der**

**untersuchte Kreiselkompressor wurde von Liebherr-Aerospace Toulouse entwickelt, um eine Brennstoffzelle für Kraftfahrzeuge mit Luft zu versorgen. Zwei der wichtigsten Anforderungen sind ein breiter Betriebsbereich und ein kleiner Durchmesser. Um diese Spezifikationen zu erfüllen, wurde ein Laufrad mit Splitterschaufeln, gefolgt von einem kurzen schaufellosen Diffusor und einer Spirale, entwickelt. Unter Berücksichtigung des Strömungsfelds unter Drosselbedingungen befinden sich die Vorderkanten der Splitterschaufeln an einer relativen meridionalen Position von** Mx = **0,31. Diese Metrik wurde basierend auf den Vorderkanten der Hauptschaufeln** (Mx = **0) bis zu den Hinterkanten** (Mx = **1) definiert. Numerische Simulationen wurden an der in Abbildung 1 gezeigten Vollstufenkonfiguration durchgeführt. Tabelle 1 beschreibt die wichtigsten Betriebsparameter des Kompressors. Die Besonderheit des Laufr**

Machine Translated by Google



**Großer Blattspitzenabstand, der von der Vorderkante (6 % der Blattspannweite) zur Hinterkante (18 %) wechselt.**

**Abbildung 1. Rechenbereich.**

**Tabelle 1. Hauptmerkmale des Kompressors.**

| Parameter | Wert |
|---|---|
| **Klingennummer** | **7 + 7** |
| **Entwurfsrotationsrate** | **100 krpm** |
| **Auslegungsmassenstrom** | **0,1 kg/s 2** |
| **Auslegungsdruckverhältnis** | |
| **Diffusorradiusverhältnis** | **1,4** |
| **Diffusorbreitenverhältnis** | **0,07** |

2.2. Strömungslöser

**Die Simulationen wurden von Siemens, STAR-CCM+, unter Verwendung eines Finite-Volumen-Solvers durchgeführt und so wurden die dreidimensionalen instationären kompressiblen, Reynolds-gemittelten Navier-Stokes- Gleichungen auf unstrukturierten Maschen gelöst. Die Wirbelviskosität wurde mit dem Zweigleichungs-Turbulenzmodell** k ÿ *ÿ* SST **von Menter [15] berechnet. Diese verbesserte Version des ursprünglichen** k ÿ *ÿ* **kombinierte die guten Leistungen in Wandnähe für Grenzschichten unter widrigen Druckgradienten mit der** k ÿ *ÿ*- **Genauigkeit in freier Strömung. Ein gekoppelter Strömungssolver wurde verwendet, um die Erhaltungsgleichungen für Masse und Impuls gleichzeitig unter Verwendung eines Pseudo-Time-Marching-Ansatzes zu lösen .** Die konvektiven und diffusiven Flüsse wurden **mit einem impliziten Aufwindschema zweiter Ordnung berechnet . Die Zeitverschiebung erfolgte mit einem impliziten Diskretisierungsschema zweiter Ordnung, und die zugrunde liegenden Gleichungen wurden im absoluten Referenzrahmen gelöst, um künstliche Dissipation zu vermeiden, die zu einer nichtphysikalischen Rotationsströmung im Fernfeldbereich führt. Jede Impellerumdrehung wurde durch 860 physikalische Zeitschritte beschrieben , was 122 Zeitschritten pro Durchgang des Hauptblatts entspricht, und bei jedem Zeitschritt wurden 30 innere Iterationen durchgeführt.**

2.3. Gitter

**Der Berechnungsbereich des gesamten Rings wurde mit einem polyedrischen unstrukturierten Netz diskretisiert, wobei eine wandnahe Prismenschichtvernetzung verwendet wurde. Die Größe der ersten Zelle wurde auf** + **unter 1,3 und meist zwischen 0 und 0,6 eingestellt. 1,5 µm, wodurch ein normalisierter Wandabstand** y sichergestellt wurde . **Nach mehreren Netzkonvergenzstudien wurde der beste Kompromiss zwischen Rechenzeit und Lösungsgenauigkeit für 48 × 106 Zellen im Laufrad mit durchschnittlich 33 Zellen in der Höhe des Spitzenspalts gefunden. Der schaufellose Diffusor und die Spirale wurden in 14 × 106 Zellen diskretisiert. Der Informationstransfer zwischen dem Laufrad und dem Diffusor w**

Machine Translated by Google



**durch eine Gleitnetzschnittstelle, die als die genaueste Methode zur Simulation von Rotor-Stator-Wechselwirkungen galt.**

### 2.4. Randbedingungen

**Stagnationsbedingungen werden gleichmäßig auf den Einlassabschnitt angewendet. Diese Methode legt den Gesamtdruck, die Temperatur und die Strömungsrichtung fest und berechnet andere Größen mithilfe der isentropischen Beziehungen. Eine Studie von Kulak et al. [16] zeigte, dass eine Massenfluss-Randbedingung dazu neigt, den Fluss zu stark zu stabilisieren und so die Entstehung von Instabilitäten verhindert.**
**Darüber hinaus verhindert ein gleichmäßiger statischer Druck am Auslass, dass ein niedrigerer Massenstrom als der höchste im Abschnitt mit Nullsteigung erreicht wird. Daher sind alle Simulationen in dieser Studie Als Auslassbedingung wurde ein Drosselgesetz verwendet.**

**Diese Bedingung aktualisiert den statischen Auslassdruck** PSout **bei jedem Zeitschritt gemäß der folgenden Beziehung:**

$$PSout(t + ÿt) = PS0 + ÿ \cdot \mathbf{mÿ}^{2}(t) \quad \textbf{(1)}$$

**wobei** PS0 **der statische Referenzdruck,** *ÿ* **der Drosselparameter und mÿ der Massenstrom durch den Auslassabschnitt ist. Eine solche Randbedingung ermöglicht die Regelung des Auslassdrucks entsprechend dem Massenstrom und bietet genügend Freiheit, um sich entlang des flachen Teils der Kennlinie zu bewegen.**

### 2.5. Validierung

**Bei Liebherr Aerospace wurde eine globale Leistungsvalidierung durchgeführt. Der statische Druck am Stufenauslass wurde stromabwärts der Spirale gemessen. Der Vergleich zwischen Messungen und numerischen Daten basiert daher auf einem Gesamtdruck-zu-statischen Druckverhältnis, das durch den lokalen Maximalwert normalisiert und als Funktion des korrigierten Massenstroms aufgetragen wird . Abbildung 2 zeigt eine gute Übereinstimmung zwischen dem Experiment und den numerischen Simulationen für eine Rotationsgeschwindigkeit, die auf 97 % der in diesem Dokument untersuchten eingestellt ist. Darüber hinaus wird die Stabilitätsgrenze bei einem ähnlichen Massenstrom erreicht. Diese letzte Erkenntnis demonstriert die Zuverlässigkeit der numerischen Met**

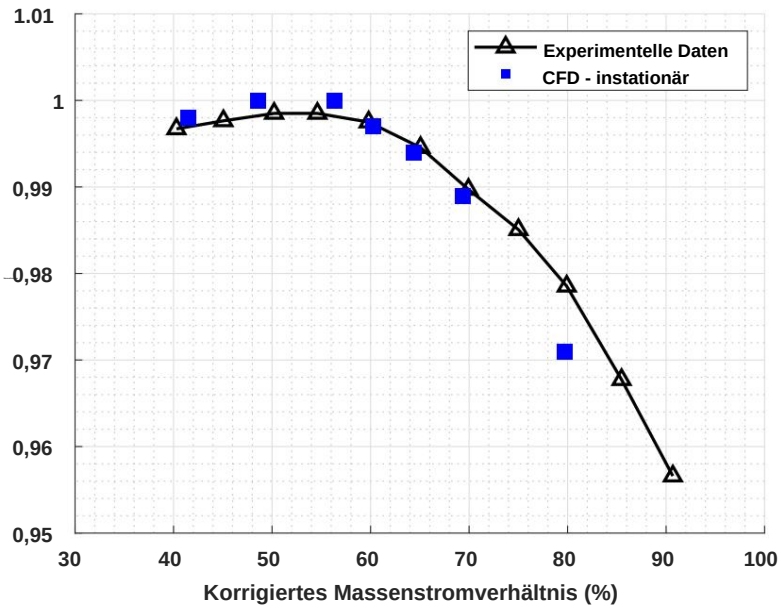



**Abbildung 2. Vergleich von experimentellen Daten und CFD-Ergebnissen.**

Machine Translated by Google



### 3. Instationäres Phänomen in der Nähe des

**Spitzenwirkungsgrads Vier Betriebspunkte (OP1, OP2, OP3 und OP4) entlang einer Geschwindigkeitslinie beschreiben die Entwicklung von Instabilitäten im Laufrad. Der erste Betriebspunkt, OP1, veranschaulicht das Strömungsfeld im Laufrad des vorliegenden Kompressors unter Konstruktionsbedingungen. Der zweite, OP2, entspricht der Massenstromrate, bei der die Spitzenleckwirbel die Vorderkanten der Splitterschaufeln treffen, was zu unerwartetem instationärem Verhalten in der Nähe des Spitzenwirkungsgrads führt. Durch Reduzierung des Massenstroms arbeitet der Kompressor bei OP3, wo Wirbelröhren ähnlich denen entstehen, die von Cao et al. beobachtet wurden. Schließlich zeigt der letzte beschriebene Betriebspunkt OP4 die Strömungsfeldtopologie unter Strömungsabrissbedingungen. Jeder dieser Punkte befindet sich in Abbildung 3 und stellt das Gesamtdruckverhältnis der Stufe zu Gesamtdruck und den isentropischen Wirkungsgrad als Funktion der Massenstromrate dar. Diese Werte werden durch ihre jeweil**

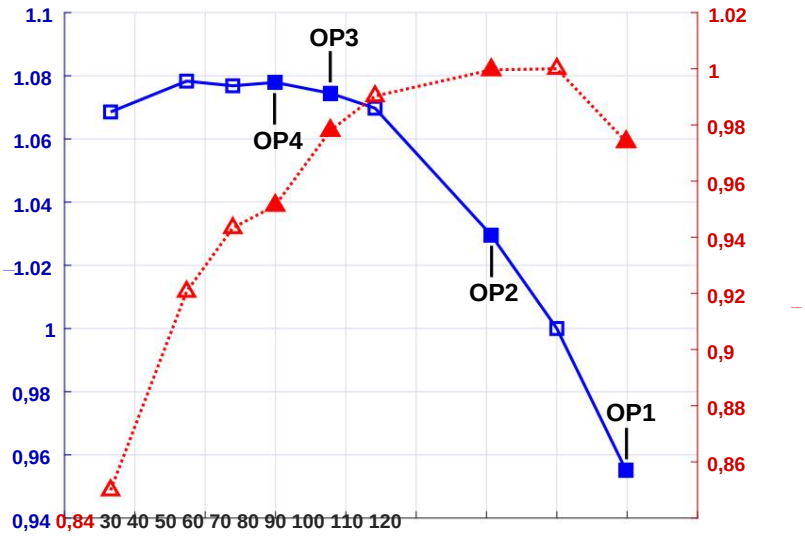



**Abbildung 3. Positionen der untersuchten Betriebspunkte auf der Kompressorkennlinie.**

#### 3.1. Strömungsstrukturen in der Nähe von Engstellen

**Beim höchsten Massenstrom OP1 beschränkt sich die starke Leckageströmung an der Spitze auf den unteren Teil des Halbdurchgangs in der Nähe der Hinterkanten** (Mx > **0,65). Die Rückströmung der Leckageströmung im Durchgang führt zu einer Ansammlung von Fluid mit geringem Impuls in der Nähe der Gehäusewand, was in Verbindung mit dem ungünstigen Druckgradienten des schaufellosen Diffusors eine Rückströmung in der Nähe der Mantelfläche im Bereich der Laufradaustrittsspitze verursacht. Diese Rückströmung an der Spitze schwächt sich jedoch in meridionaler Richtung ab, bevor sie die Vorderkanten der Teilerschaufel erreicht. Mit Ausnahme der Hinterkantennähe ist das Strömungsfeld größtenteils stationär. Mithilfe des ÿ2-Kriteriums können die Wirbelstrukturen im Laufrad visualisiert werden. ÿ2 ist der zweite Eigenwert der Summe der quadrierten Dehnungsratentensoren und des quadrierten Spintensors, sortiert von Minimum zu Maximum. Laut Jeong und Hussain [17]** können **seine negativen Werte als Wirbelbereiche interpretiert werden, während Werte gleich oder größer als Null keine physikalische Bedeutung haben. Momentane Isoflächen von ÿ2 sind in Abbildung 4 dargestellt. Sie zeigen voll entwickelte Leckwirbel an der Spitze (TLV), die sich auf halbem Weg zwischen den Vorderkanten der Haupt- und Teilerblätter aufrollen und sich bis zum stromabwärtigen Halbdurchgang erstrecken. In dies**

**An diesem Betriebspunkt sind die beiden breiten Strukturen stabil und scheinen nicht zu interagieren.**

Machine Translated by Google



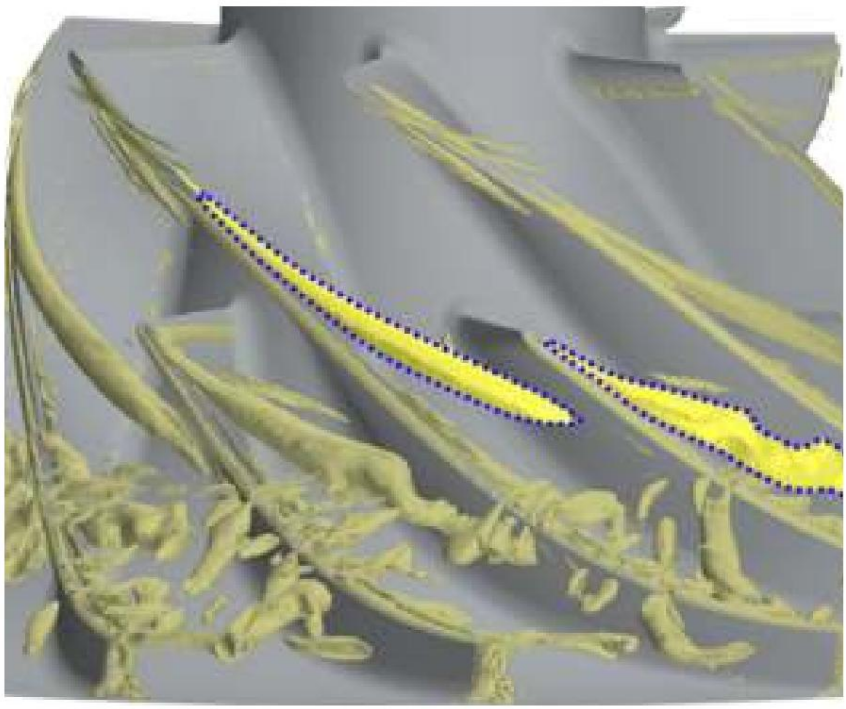


**Abbildung 4. Isoflächen des ÿ2- Kriteriums bei OP1.**

**Bei OP2 überholt der Bereich mit starker Leckageströmung die Vorderkanten der Splitterschaufeln aufgrund des ungünstigen Druckgradientenanstiegs. Somit liegt die Schnittstelle zwischen dem Spitzenspalt und der darunterliegenden Zuströmung diagonal zwischen Abbildung 5 zeigt, dass in dieser Konfiguration die anfänglichen Aufrollpositionen des Spitzenleckagewirbels gewandert sind und die Flugbahnen sich stromaufwärts so begradigt haben, dass die Wirbel der Hauptschaufeln die Vorderkanten der Teilschaufel treffen und so das zweite TLV brechen. Auch wenn der obere Teil des Durchgangs** (Mx < **0,3) hauptsächlich stationär ist, führt die Interaktion zwischen dem TLV-Ende der Hauptschaufel und der Vorderkante der Teilschaufel zur Entstehung eines Hufeisenwirbels, der weiter stromabwärts zusammenbricht. Diese abgelösten Wirbel dringen unter dem Einfluss der starken Spitzenleckageströmung in den Spitzenspalt der nächsten Schaufel ein . Auf diese Weise stören sie den benachbarten Hufeisenwirbel, bevor sie von der Hauptströmung zum Diffusor transportiert werden . Dieses lokale instationäre Wirbelablösungsphänomen wird bei jeder Schaufelpassage fast identisch beobachtet, hat jedoch keinen signifikanten Einfluss auf die Stufenleistung. Diese Störungen sind im statischen Druckspektrum zu beobachten, wie in Abbildung 6 dargestellt. Die aufgezeichneten Spektren stammen von einer Sonde, die sich nahe der Gehäusewand bei** Mx = **0,42 befindet. Bei OP2 verursacht das zuvor beschriebene Phänomen eine Zunahme der Druckschwankungen im Frequenzbereich zwischen den Durchgangsfrequenzen der Teilerschaufeln und der Hauptschaufeln. Bei weiterer Drosselung bewegt sich das Haupt-TLV von der Teilerschaufel weg und treibt den Kompressor zu einem stabilen Betriebspunkt, während es im Abschnitt mit negativer Steigung der Kennlinie bleibt. Daher zeigt das Spektrum bezüglich des OP3-Signals ein stabilisiertes Strömungsfeld, in dem die Druckschwankungen geringer bleiben als jene, die bei OP2 beobachtet wurden. Selbst wenn die in der Nähe des Spitzenwirkungsgrads beobachtete Störung Merkmale einer rotierenden Inst**

Machine Translated by Google



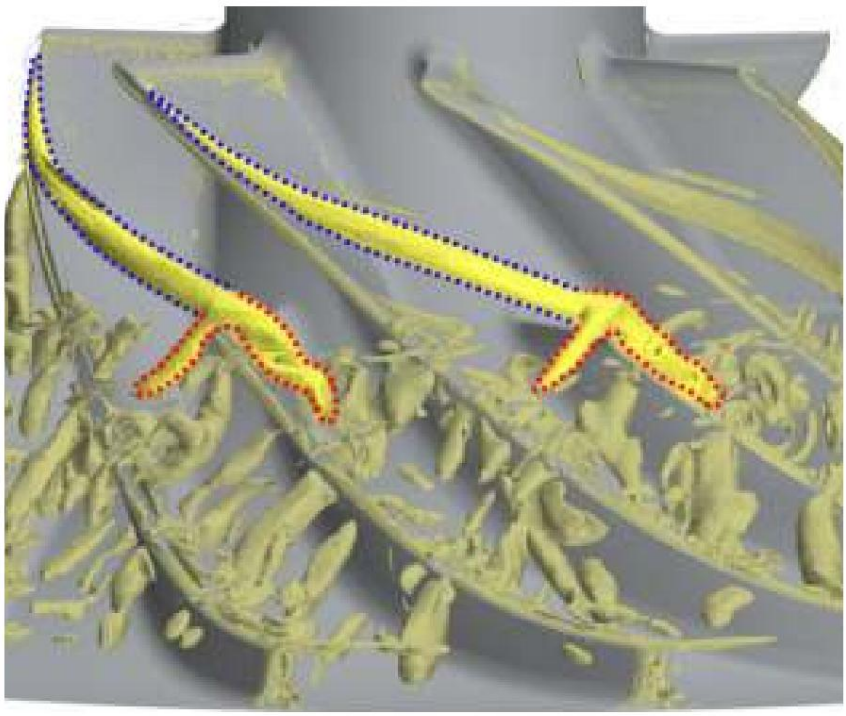


**Abbildung 5. Isoflächen des ÿ2- Kriteriums bei OP2.**

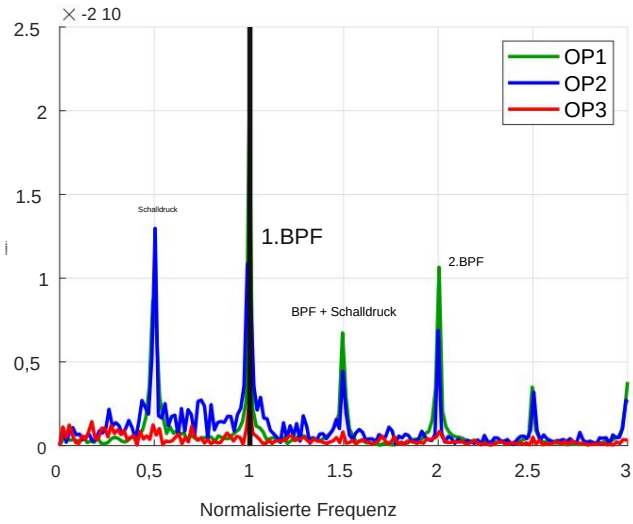



**Abbildung 6. Statische Druckspektren aus dem Bereich der Vorderkante des Splitterblattes** (Mx = **0,42).**

3.2. Strömungsstrukturen unter Auslegungsbedingungen

**Diese Interaktion wurde in den Simulationen von Iwakiri et al. [11] in einem Laufrad eines transsonischen Kompressors unter Bedingungen beobachtet, bei denen der Strömungsabriss fast abgeschlossen ist. Dennoch wurde in dieser früheren Studie dieses Phänomen als eine der Ursachen für die Leistungsminderung des Kompressors in der Nähe des Teils der Kennlinie mit Nullsteigung identifiziert. Im vorliegenden Fall traten diese Wirbelstrukturen früher auf der Kennlinie des Kompressors auf als die von den Mitsubishi-Forschern erwähnten. Dies könnte durch die Geometrieunterschiede zwischen den beiden Konfigurationen erklärt werden. Tatsächlich hat der vorliegende Kompressor einen größeren Spitzenspalt als das von Iwakiri analysierte Laufrad. Im Vergleich zur Schaufelhöhe hat die vorliegende Geometrie einen Spitzenspalt , der am Laufradeinlass mehr als fünfmal größer und am Auslass etwa doppelt so groß ist. Durch Large-Eddy-Simulationen zeigten You et al. [18] , dass eine Vergrößerung des Spitzenspalts den Winkel zwischen der Schaufel und dem Spitzenleckwirbel vergrößert. Dies könnte erk**

Machine Translated by Google



**Kennlinienkurve als die von Iwakiri untersuchte. Außerdem sind die aktuellen Splitterschaufeln kürzer als jene, die in der von Iwakiri beschriebenen Konfiguration verwendet werden. Infolgedessen beschränken sich die Verlustmechanismen bei OP2 auf den Bereich unter den Vorderkanten der Splitterschaufeln ( Mx > 0,31), während die bei Mitsubishis Kompressor beobachteten auf dem größten Teil der Kanallänge auftraten. Dies erklärt auch, warum der aktuelle Kompressor, der bei OP2 arbeitet, genug Arbeit liefert, um die Kennliniensteigung unverändert zu lassen, während der von Iwakiri untersuchte Kompressor Leistungseinbußen aufweist. In Anbetracht der Nähe des Betriebspunkts mit dem besten Wirkungsgrad kann jedoch angenommen werden, dass OP2 ohne dieses Phänomen der Punkt mit dem höchsten Wirkungsgrad wäre . Daher muss beim Entwurf von Splitterschaufeln der Winkel zwischen dem Leckwirbel an der Spitze und der Saugseite der Schaufel berücksichtigt werden, insbesondere bei**

## 4. Entstehung von Rückströmungswirbeln

### 4.1. Strömungsstrukturen im Strömungsabriss

**Mit der Abnahme des Massenstroms erreicht der vorliegende Kompressor den Betriebspunkt OP3, bei dem sich der TLV früher in der Nähe der Vorderkante des Hauptblatts aufrollt und kürzer wird als die bei OP2 beobachteten. Laut Tan et al. [19] nimmt der Winkel, der die Flugbahn des Spitzenleckwirbels von der Saugseite des Hauptblatts aus definiert, mit der Blattbelastung zu . Darüber hinaus erstreckt sich, wie von Zhang et al. [20] berichtet, die umgekehrte Spitzenspaltströmung am Auslass des Laufrads weiter stromaufwärts, bis sie eine meridionale Position von** Mx = **0,1 erreicht. Abbildung 7 zeigt, dass bei diesem Betriebspunkt einige bemerkenswerte Wirbel vor dem TLV-Ende entstehen, bevor sie sich im Durchgang ausbreiten. Die stromaufwärts gelegenen Enden der freigesetzten Wirbel sind leicht stromaufwärts ausgerichtet, während die unteren Enden an der Saugseite des Blatts befestigt bleiben. Auf diese Weise breiten sich diese großen, senkrecht zur Strömungsrichtung ausgerichteten Strukturen stromabwärts aus, bis sie auf die Vorderkanten der Splitterblätter treffen . Darüber hinaus erweist sich dieses Phänomen als periodisch, und bei der vorliegenden Mass**

Während der Anströmung nehmen diese bei Mx = 0,2 **auftretenden Wirbelröhren etwa 15 % der Spanne ein. Solche Wirbel sind den Strömungsstrukturen, die aus dem** von **Cao et al. [10] beschriebenen Zusammenbruch der Spitzenleckströmung** entstehen, sehr ähnlich. **Im vorliegenden Fall zeigt sich jedoch die Koexistenz dieser breiten Wirbel mit einem etablierten Spitzenleckwirbel.**

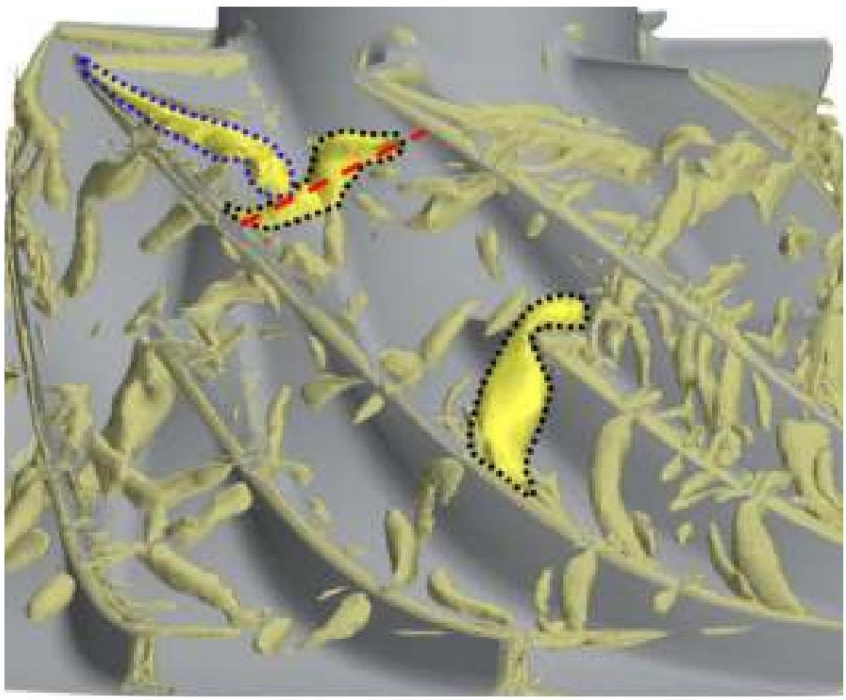


**Abbildung 7. Isoflächen des ÿ2- Kriteriums bei OP3.**

Machine Translated by Google



4.2. Strömungsstrukturen im Strömungsabriss

**Bei weiterer Drosselung erreicht der Verdichter den Betriebspunkt OP4, bei dem die Schnittstelle zwischen Spitzenspalt und Zuströmung parallel zu den Vorderkanten verläuft.**
**Bei diesem Massenstrom rollt sich der TLV immer noch an der Vorderkante des Hauptblatts auf, er ist jedoch kürzer und tendiert dazu, sich mit der Ebene der Vorderkanten auszurichten. Außerdem bewegt sich die umgekehrte Spitzenspaltströmung weiter stromaufwärts, bis sie die Vorderkanten der Hauptblätter erreicht. Unter diesen Bedingungen wird der Spitzenleckwirbel durch die darunterliegende Axialströmung und die Spitzenspaltrückströmung geschert . Infolgedessen brechen die Spitzenleckwirbel in einigen Passagen zusammen und verursachen die massive Wirbelablösung, die in Abbildung 8 dargestellt ist. Die Strömungstopologie an diesem Betriebspunkt ähnelt stark den von Cao et al. beschriebenen Feldstrukturen. Die abgelösten Wirbel ähneln denen, die bei OP3 beobachtet wurden, aber sie rollen sich näher am Laufradeinlass auf** (Mx = **0,08), sind stärker diagonal stromau**
**Zudem hat sich die Häufigkeit des Auftretens großräumiger Wirbel erhöht, so dass die abgelösten Wirbel pro Umdrehung zwei- bis dreimal auf die Vorderkanten der Spaltschaufeln treffen.**
**Darüber hinaus ist das stromaufwärtige Ende nun mit einer Zone hoher Tangentialgeschwindigkeit verbunden und breitet sich kreisförmig aus. Somit erreicht dieser Teil die Druckseite der benachbarten Schaufel, bevor er durch den Spitzenspalt strömt und die Strömungsstrukturen im nächsten Durchgang stört.**
**Dieser neue Mechanismus, der das Strömungsfeld im benachbarten Durchgang stört, ist in Abbildung 9 dargestellt. Bei (t0) tritt ein Wirbelrohr (schwarz) unter dem Spitzenleckwirbel (blau) hervor. Bei** (t0 + 40ÿt) **hat sich sein oberer Teil kreisförmig bewegt, während das stromabwärts gelegene Ende von der Hauptströmung advektiert wird. Bei** (t0 + 80ÿt) **passiert der stromaufwärts gelegene Teil die nächste Spitzenlücke. Bei** (t0 + 120ÿt) **wird der im ersten Durchgang verbleibende Teil stromabwärts in Richtung der Vorderkante des Splitterblatts advektiert, während der andere Teil mit dem benachbarten TLV interagiert. Diese Interaktion unterbricht somit den folgenden Spitzenleckwirbel und trägt zur Entstehung eines neuen großen Wirbels bei, der im nächsten Durchgang senkrecht zum Blatt ausgerichtet ist. Gleichzeitig treffen die stromabwärts gelegenen advektierten Teile der Wirbel auf die Vorderkanten der Splitterblätter und verursachen erhebliche Druckschwankungen.**

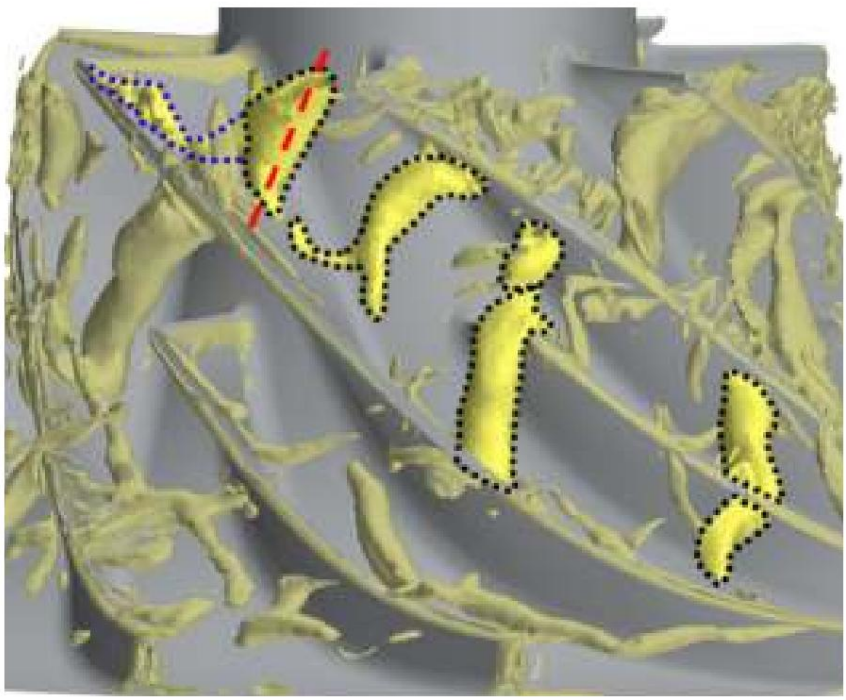


**Abbildung 8. Isoflächen des ÿ2- Kriteriums bei OP4.**

Machine Translated by Google



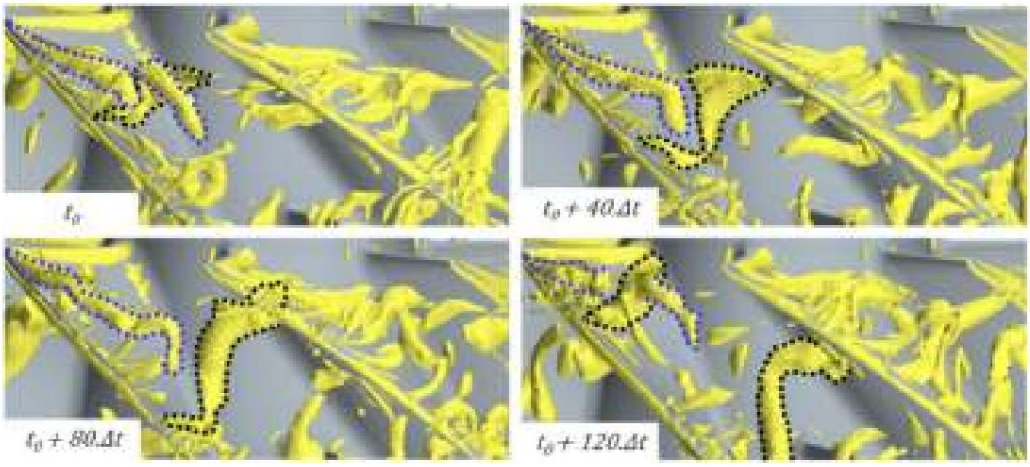



**Abbildung 9. Große Wirbel stören den benachbarten Durchgang (OP4).**

**Frühere Arbeiten [2,4–6,21] über axiale Konfigurationen haben diese Art von Störungen vor dem Strömungsabriss als rotierende Instabilität bezeichnet. Diese Instabilitäten treten hauptsächlich bei Kompressoren mit großen Spitzenspalten auf, die unter nahezu Strömungsabrissbedingungen arbeiten. Wie von Day [22] berichtet, werden sie durch ihre geringe Größe (ungefähr eine Steigung), Niederdruckstellen, die sich von der Saugseite einer Schaufel zur Druckseite der nächsten bewegen, und durch einen charakteristischen Buckel (ungefähr ein Drittel der Durchgangsfrequenz der Schaufel) im Frequenzspektrum definiert. Um die vorhandenen Instabilitäten zu identifizieren, wurde eine Fourier-** Transformation des von einer festen Sonde bei Mx = **0,09 aufgezeichneten Drucksignals durchgeführt .** Abbildung **10 zeigt das zugehörige Frequenzspektrum, in dem die Abszisse durch die Durchgangsfrequenz der Hauptschaufel (BPF) normiert wurde. Bei etwa einem Drittel der BPF ist ein deutlicher Buckel zu beobachten, der die Annahme der rotierenden Instabilität untermauert. Der diskrete Peak, der sich knapp unter einem Drittel des BPF befindet, hängt mit dem Durchgang der Wirbelröhren zusammen, die sich kreisförmig nahe den Vorderkanten ausbreiten.**

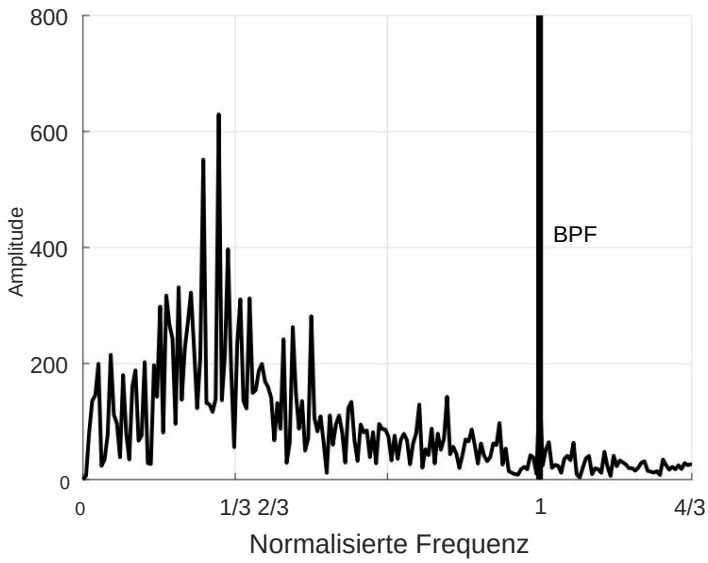



**Abbildung 10. Statisches Druckspektrum aus der Spitzenregion des Hauptblattdurchgangs bei OP4** (Mx = **0,09).**

**Bei manchen Passagen sind die Instabilitäten bereits vor der Entwicklung. Tatsächlich gibt es Passagen mit kollabierten Spitzenleckwirbeln und solche mit stabilem TLV im Laufrad gleich**
**Es wurde festgestellt, dass die Passagen mit unterbrochenem TLV mit großen Wirbelstrukturen verbunden waren, die auf die Ebene der Vorderkanten ausgerichtet waren. Im Gegensatz dazu waren die Passagen mit ununterbroche**

Machine Translated by Google



**enthalten dünne Strukturen, die sich weiter stromabwärts aufrollen. Diese letzte Strömungstopologie ähnelt dem Strömungsfeld, das bei einem höheren Massenstrom beobachtet wird, wenn der Kompressor bei OP3 Dieses Phänomen ist auf die Ungleichmäßigkeit der Druckverteilung zurückzuführen, die durch die Spirale im schaufellosen Diffusor verursacht wird. Die Asymmetrie der Spirale führt zu einem Hochdruckbereich vor der Zunge der Spirale, gefolgt von einer Niederdruckzone. Abbildung 11 zeigt die Ungleichmäßigkeit des Strömungsfelds im schaufellosen Diffusor anhand der zeitlich gemittelten statischen Druckschwankungen** PS

**um das Laufrad herum, wobei PS(ÿ,** tk ) **der statische Druck im schaufellosen Diffusor bei** tk **und PS(tk ) der Umfangsdurchschnitt von PS(ÿ,** tk ) **ist.**

**Diese stromabwärts gerichtete Verzerrung, die mit der Massenstromreduzierung zunimmt, verursacht eine periodische Störung, die die Entwicklung der Instabilitäten in den Laufradkanälen vorantreibt. In Übereinstimmung mit Zhang et al. [20] breitet sich der potenzielle Effekt stromaufwärts durch die Unterschallströmung aus, bis er die Ebene der Vorderkanten der Hauptschaufeln erreicht. Dieser Mechanismus erklärt die sofortige Ungleichheit des Verhaltens der Spitzenleckwirbel in den verschiedenen Rotorkanälen.**

$$PS(ÿ) = \sum_{k=ich}^{N} \frac{1}{(Nÿi+1)} \frac{PS(ÿ, \mathbf{tk}) ÿ \overline{PS(tk)}}{\overline{PS(tk)}}$$

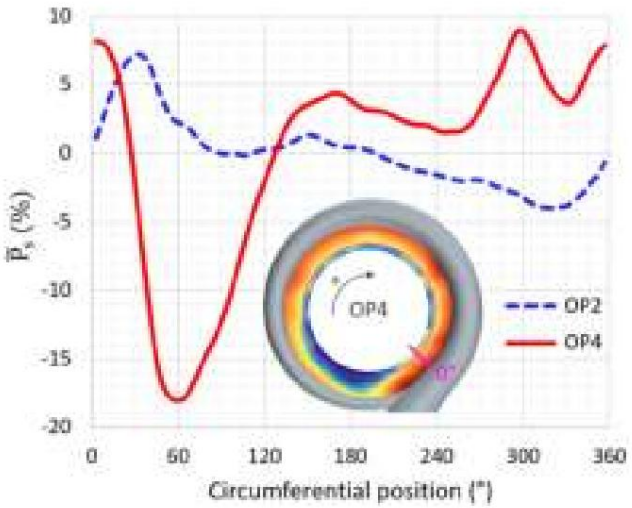



**Abbildung 11. Einfluss der Spirale auf die Druckverteilung im Diffusor in der Nähe der Laufradhinterkanten.**

4.3. Mechanismen der Entstehung von Rückflusswirbeln

**Cao et al. [10] nahmen an, dass diese großen Wirbel durch eine Kelvin-Helmholtz-Instabilität der Scherschicht verursacht werden, die sich zwischen der Hauptströmung und der Leckströmung an der Blattspitze Diese Theorie erklärt jedoch nicht die Ausrichtung des Wirbelrohrs. Der erste aufrollende Wirbel, der durch eine Kelvin-Helmholtz-Instabilität einer Scherschicht in einem Kreiselverdichter verursacht wurde, wurde von Bousquet et al. [9] beschrieben. In dieser Arbeit erstreckten sich die abgelösten Wirbel radial von der Saugseite der Schaufel zur Gehäusewand, ohne diagonal stromaufwärts zu wachsen oder senkrecht zur Schaufel ausgerichtet zu sein. Darüber hinaus ist der von Cao beschriebene Zusammenbruchsprozess der Leckströmung an der Schaufelspitze nicht mit der Koexistenz eines stabilen TLV und einer Wirbelrohrablösung vereinbar , wie bei OP3 beobachtet. Diese Tatsache ermutigte zu weiteren Studien der Mechanismen hinter den vorliegenden Strömungsstrukturen. Ein ähnliches Strömungsmuster wurde experimentell in einem Axialverdichter von Chen et al. [14] beobachtet. Sie bezeichnen diese Wirbelstruktur als Rückstromwirbel (BFV) und beschreiben ihn als Filament, das aus der Unterseite des TLV nahe der Vorderkante der Schaufel austritt. Die in dieser Studie dargelegte Erklärung ist, dass unter dem Spitzenleckwirbel eine Scherschicht existiert, deren primäre Wirbelrichtung so ist, dass diese Schicht, wenn sie sich aufrollen muss, senkrecht zur Schaufel aufrollen wird. Sie schlagen auch vor, dass das Aufrollen der Scherschicht durch die Wechselwirkung zwischen der darunter liegenden Haupteinströmung und der Gegenströmung in der Nähe der Ummantelung ausg**

**Um das aktuelle Strömungsfeld (bei OP3) mit dem vom Baltimore- Forschungsteam analysierten zu vergleichen, werden die relativen Geschwindigkeitskomponenten um den Spitzenleckwirbel in Abbildung 12** angezeigt. **Die angezeigten Komponenten werden im rotierenden Rahmen** (er , *eÿ* , ex) ausgedrückt **und durch eine Referenzblattgeschwindigkeit normalisiert, die als** Ure f = *ÿ* · rtip definiert ist. **In Übereir**

Machine Translated by Google



Die von Chen et al. **[14] durchgeführte Analyse der axialen Konfiguration, Abbildung 12, zeigt das gleichzeitige Vorhandensein von zwei unterschiedlichen Bereichen** A **und** B **um den Leckwirbel an der Blattspitze. Der erste, nahe dem Zentrum des TLV gelegen, ist durch eine hohe relative Tangentialgeschwindigkeit** *Wÿ* **und eine negative Axialgeschwindigkeit** Wx gekennzeichnet. **Der zweite wird unter dem TLV beobachtet und weist im Gegensatz zu Bereich A eine niedrige Tangentialkomponente auf, die mit einer hohen Axialkomponente zusammenhängt, die mit dem durch den Leckwirbel an der Blattspitze verursachten Blockadeeffekt zusammenhängt. Beide weisen ähnliche Radialgeschwindigkeiten auf, aber es gibt signifikante radiale Gradienten in** *Wÿ* **und** Wx **zwischen den beiden Zonen. Abbildung 12 zeigt auch, dass die resultierende Relativgeschwindigkeit (zwischen** B **und A)** WBÿA **parallel zur Saugseite des Blattes verläuft. Da die Wirbelstärke durch die Rotation des Geschwindigkeitsfelds definiert wird, ist die Resultierende der Wirbelstärkenkomponenten um die Scherschicht senkrecht zum Blatt ausgerichtet. Darüber hinaus** zeigt die Wx- **Verteilung, dass in unserem Fall das Aufrollen der Scherschicht wahrscheinlich durch den Einfluss der oberen Rückströmung aus dem Spitzenspalt und der darunter liegenden Vorwärtshauptströmung verursacht wird. Dieses Strömungsmuster, das dem von Chen hervorgehobenen sehr ähnlich ist, stimmt mit den im vorliegenden Kreiselkompressor beobachteten Wirbelstrukturen überein . Daher werden die massiven, senk**

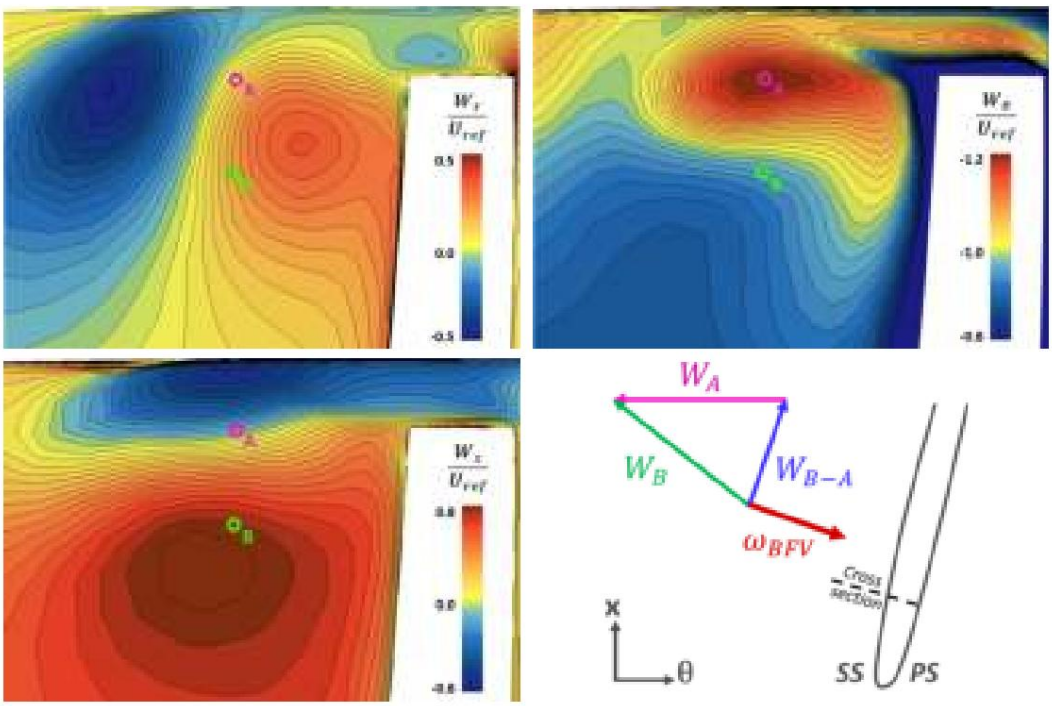



**Abbildung 12. Relative Geschwindigkeitskomponenten, aufgetragen auf einem Querschnitt im Spitzenbereich (OP3** ý Mx = **0,08).**

**5. Schlussfolgerungen**

**Basierend auf den hier beschriebenen Strömungsmechanismen sind instationäre dreidimensionale Berechnungen der gesamten Kompressorstufe erforderlich, um den Beginn der rotierenden Instabilität zu simulieren. Die erste Betriebspunktanalyse hat gezeigt, dass diese Art von Geometrie mit großen Spitzenabständen selbst unter Konstruktionsbedingungen zu instationären Verlustmechanismen aufgrund der Wechselwirkung zwischen dem Spitzenwirbel des Hauptblatts und dem Splitterblatt führt. Daher muss dieses Phänomen bei der Konstruktion der Splitterblätter berücksichtigt werden. Bei niedrigeren Massendurchflussraten ergänzt dann die Hervorhebung des relativen radialen Gradienten der tangentialen Geschwindigkeit unter dem TLV die vorherige Studie der großflä Darüber hinaus wurde festgestellt, dass die Form der Spirale einen erheblichen Einfluss auf das rotationssymmetrische Gleichgewicht hat, das zur Entstehung von Instabilitäten in den Laufradkanä Die hier beschriebenen Wirbel führen zu einer deutlichen Vergrößerung des Anstellwinkels im Spitzenbereich . Daher ist es interessant, die Rolle dieser Strukturen beim Einsetzen des Strömungsabrisses zu untersuchen.**

Machine Translated by Google



**Beiträge der Autoren: Konzeptualisierung, XF, NB, YB und SC; Methodik, XF, NB, YB und SC; Validierung, XF, NB, YB und SC; formale Analyse, XF; Untersuchung, XF; Datenkuratierung, XF; Schreiben – Vorbereitung des Originalentwurfs, XF; Schreiben – Überprüfung und Bearbeitung, XF, NB, YB und SC; Visualisierung, XF; Überwachung, NB, YB und SC; Projektverwaltung, NB, YB und SC;** Mittelbeschaffung, NB, YB und SC. Alle Autoren haben die veröffentlichte Version des **Manuskripts gelesen und stimmen ihr zu .**

**Finanzierung: Diese Arbeit wurde von Liebherr-Aerospace Toulouse SAS finanziert**

**Erklärung zur Datenverfügbarkeit: Die in dieser Studie präsentierten Daten sind auf Anfrage beim entsprechenden Autor erhältlich.**

**Danksagungen: Die Autoren möchten Liebherr Aerospace Toulouse SAS für die Unterstützung des vorliegenden Forschungsprogramms danken. Den Forschern wurde im Rahmen der von GENCI erteilten Zuteilung 2023-A0132A06879 Zugriff auf die HPC-Ressourcen von CINES und im Rahmen der Zuteilung 2023-P18021 auf die HPC-Ressourcen des Supercomputing-Zentrums CALMIP gewährt.**

**Interessenkonflikte: Die Autoren erklären, dass keine Interessenkonflikte vorliegen.**

## Abkürzungen

**In diesem Manuskript werden die folgenden Abkürzungen verwendet:**

**BFV-Rückflusswirbel.**
**BPF: Blattpassierfrequenz.**
**SPL Splitterklinge.**
**TLV-Spitzenleckagewirbel.**
Vi **Absolute Geschwindigkeitskomponente in Richtung „i“.**
Wi **Relative Geschwindigkeitskomponente in Richtung „i“.**
Mx **Relative Meridionalposition.** ÿBFV
**Primäre Vortizität des Rückflusswirbels.**

## Verweise


1. **Inoue, M.; Kuroumaru, M. Struktur der Spitzenspaltströmung in einem isolierten Axialkompressorrotor.** J. Turbomach. **1989,** 111, **250–256.** [Querverweis]
2. **Inoue, M.; Kuroumaru, M.; Iwamoto, T.; Ando, Y. Erkennung eines rotierenden Stall-Vorläufers in einem isolierten Axialkompressor Rotoren.** J. Turbomach. **1991,** 113, **281–287.** [CrossRef]
3. **Inoue, M.; Kuroumaru, M.; Tanino, T.; Furukawa, M. Ausbreitung mehrerer kurzzeitiger Stallzellen in einem Axialkompressorrotor .** J. Turbomach. **1999,** 122, **45–54.** [CrossRef]
4. **Inoue, M.; Kuroumaru, M.; Tanino, T.; Yoshida, S.; Furukawa, M. Vergleichende Studien an Stallzellen mit kurzer und langer Länge Ausbreitung in einem Axialkompressorrotor.** J. Turbomach. **2000,** 123, **24–30.** [CrossRef]
5. **März, J.; Hah, C.; Neise, W. Eine experimentelle und numerische Untersuchung der Mechanismen der Rotationsinstabilität.** J. Turbomach. **2002,** 124, **367–374.** [CrossRef]
6. **Mailach, R.; Lehmann, I.; Vogeler, K. Rotierende Instabilitäten in einem Axialkompressor aufgrund der fluktuierenden Schaufelspitze Vortex.** J. Turbomach. **2000,** 123, **453–460.** [CrossRef]
7. **Vo, HD; Tan, CS; Greitzer, EM Kriterien für durch Spikes ausgelösten rotierenden Strömungsabriss.** J. Turbomach. **2008,** 130, **011023.** [CrossRef] **8. Pullan, G.; Young, AM; Day, IJ; Greitzer, EM; Spakovszky, ZS Ursprünge und Struktur des Spike-Type Rotating Stall.** J. Turbomach. **2015,** 137, **051007.** [CrossRef]
9. **Bousquet, Y.; Binder, N.; Dufour, G.; Carbonneau, X.; Roumeas, M.; Trébinjac, I. Numerische Simulation von Strömungsabrissmechanismen in einem Radialverdichter mit Leitschaufeldiffusor.** J. Turbomach. **2016,** 138, **121005.** [CrossRef]
10. **Cao, T.; Kanzaka, T.; Xu, L.; Brandvik, T. Instabilität der Leckageströmung an der Spitze eines Radialverdichters.** J. Eng. Gas Turbines Power **2021,** 143, **041012.** [CrossRef]
11. **Iwakiri, K.; Furukawa, M.; Ibaraki, S.; Tomita, I. Unstationäre und dreidimensionale Strömungsphänomene in einem transsonischen Radialverdichterlaufrad bei rotierendem Strömungsabriss. In Proceedings of the ASME Turbo Expo 2009: Power for Land, Sea, and Air, Orlando, FL, USA, 8.–12. Juni 2009; Band 48883, S. 1611–1622.** [CrossRef]
12. **Tomita, I.; Ibaraki, S.; Furukawa, M.; Yamada, K. Der Effekt des Tip Leakage Vortex auf die Reichweitensteigerung von Radialverdichter.** J. Turbomach. **2013,** 135, **051020.** [CrossRef]
13. **Flete, X.; Binder, N.; Bousquet, Y.; Cros, S. Numerische Untersuchung der Entwicklung rotierender Instabilitäten in einem Radialverdichter mit weitem Spitzenspalt. In Proceedings der 15. European Turbomachinery Conference, Budapest, Ungarn, 24.–28. April 2023; Paper-Nr. ETC2023-119. Online verfügbar: https://www.euroturbo.eu/publications/conference-proceedings-repository/ (abgerufen am 7. Juni 2023)**

Machine Translated by Google




**14. Chen, H.; Li, Y.; Tan, D.; Katz, J. Visualisierungen von Strömungsstrukturen im Rotorkanal eines Axialkompressors bei einsetzendem Strömungsabriss . In Proceedings of the ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, Seoul, Republik Korea, 13.–17. Juni 2016. [CrossRef]**

**15. Menter, FR Zweigleichungs-Wirbelviskositäts-Turbulenzmodelle für technische Anwendungen.** AIAA J. **1994,** 32, **1598–1605.**

**16. Kulak, M.; Grapow, F.; Lí´skiewicz, G. Numerische Analyse eines Radialverdichters, der unter nahezu druckbelasteten Bedingungen betrieben wird.** J. Phys. Conf. Ser. **2018,** 1101, **012017. [CrossRef]**

**17. Jeong, J.; Hussain, F. Zur Identifizierung eines Wirbels.** J. Fluid Mech. **1995,** 285, **69–94. [CrossRef]**

**18. You, D.; Wang, M.; Moin, P.; Mittal, R. Auswirkungen der Spaltgröße auf die Leckströmung in einer Turbomaschinenkaskade.** Phys. Fluids **2006,** 18, **105102. [CrossRef]**

**19. Tan, D.; Li, Y.; Chen, H.; Wilkes, I.; Katz, J. Die dreidimensionale Strömungsstruktur und Turbulenz im Spitzenbereich eines Axialkompressors . In Proceedings of the ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition, Montreal, QC, Kanada, 15.–19. Juni 2015. [CrossRef]**

**20. Zhang, H.; Yang, C.; Shi, X.; Yang, C.; Chen, J. Zwei Stallstufen in einem Kreiselkompressor mit einem schaufellosen Diffusor.** Aerosp. Sci. Technol. **2021,** 110, **106496. [CrossRef]**

**21. Young, A.; Day, I.; Pullan, G. Stallwarnung durch Analyse der Blattdrucksignatur.** J. Turbomach. **2012,** 135, **011033. [CrossRef]**

**22. Day, I. Stall, Surge und 75 Jahre Forschung.** J. Turbomach. **2016,** 138, **011001. [CrossRef]**


**Haftungsausschluss/Anmerkung des Herausgebers: Die in allen Veröffentlichungen enthaltenen Aussagen, Meinungen und Daten sind ausschließlich die der einzelnen Autoren und Mitwirkenden und nicht die von MDPI und/oder den Herausgebern. MDPI und/oder die Herausgeber lehnen jegliche Verantwortung für Personen- oder Sachschäden ab, die aus den im Inhalt erwähnten Ideen, Methoden, Anweisungen oder Produkten resultiere**

Machine Translated by Google

Internationale Zeitschrift für
*Turbomaschinen*
*Antrieb und Leistung*

MDPI

Artikel

# Wärmeübertragungsanalyse von beschädigten ummantelten Hochdruck- † Turbinenrotorblätter

**Mario Carta 1,*, Tiziano Ghisu [1] und Shahrokh Shahpar [2]**

[1] **Fakultät für Maschinenbau, Chemieingenieurwesen und Werkstofftechnik, Universität Cagliari, 09123 Cagliari, Italien;**
[2] **t.ghisu@unica.it Rolls-Royce plc, Innovation Hub – Future Methods, Derby DE24 8BJ, Großbritannien; shahrokh.shahpar@rolls-royce.com ***
† **Korrespondenz: mario.carta@unica.it Dieses Manuskript ist eine erweiterte Version des Tagungspapiers ETC2023-321, das im Proceeding der 15. European Turbomachinery Conference, Budapest, Ungarn, 24.–28. April 2023, v**

**Zusammenfassung: Aufgrund der immer höheren Turbineneinlasstemperaturen ist die Wärmeübertragungsanalyse heute mehr denn je ein wichtiger Bestandteil der Konstruktion und Optimierung von Hochdruckturbinenrotorblättern eines modernen Strahltriebwerks. Ziel der vorliegenden Studie war es, herauszufinden, wie sich Formabweichungen und Verschlechterungen im Betrieb auf die Wärmeaustauschmuster am Rotorblatt auswirken. Die für diese Analyse verwendeten Rotorgeometrien werden durch eine Reihe hochauflösender 3D-Strukturlichtscans von Blättern mit der gleichen Anzahl von Betriebsstunden dargestellt. Mithilfe einer automatischen Vernetzungstechnik wurden hochauflösende Netze direkt auf den gescannten Rotorgeometrien erzeugt, die alle Oberflächenmerkmale mit hoher Genauigkeit erfassten. Stationäre 3D-RANS-Strömungssimulationen mit einem k-ÿ- SST- Turbulenzmodell wurden auf einem anderthalbstufigen Berechnungsbereich der gescannten Geometrien durchgeführt. Zunächst wurde die Verteilung des Wärmeübertragungskoeffizienten für jedes Blatt berechnet; dann wurde eine Korrelation zwischen dem Wärmeübertragungskoeffizienten und der parametrisierten Formabweichung gesucht, um die Auswirkungen jedes Parameters auf die HTC-Werte zu bewerten.**

**Schlüsselwörter: Hochdruckturbine; Wärmeübertragung; ummantelte Schaufelblätter; Level-Set-Meshing; Multi-Fidelity- Simulation**

check for updates

**Zitat: Carta, M.; Ghisu, T.; Shahpar, S. Wärmeübertragungsanalyse beschädigter ummantelter Rotorblätter von Hochdruckturbinen.** Int. J. Turbomach. Propuls. Power **2023, 8, 24. https://doi.org/10.3390/ijtpp8030024**

**Erhalten: 8. Juni 2023**
**Überarbeitet: 17. Juli 2023**
**Akzeptiert: 21. Juli 2023**
**Veröffentlicht: 1. August 2023**

**Copyright: © 2022 bei den Autoren. Lizenznehmer MDPI, Basel, Schweiz.**
**Dieser Artikel ist ein Open Access-Artikel, der unter den Bedingungen und Bedingungen der Creative Commons Namensnennungs-Lizenz (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).**

## 1. Einleitung

**Um hohe Zykluswirkungsgrade zu erreichen und die Leistungsabgabe zu maximieren, werden bei modernen Gasturbinen immer höhere Turbineneintrittstemperaturen von über 2000 K [1] verwendet. Diese Temperaturen liegen deutlich über dem Schmelzpunkt des Metalls, der bei etwa 1400 K liegt [2]. Eine anhaltende Überhitzung der Schaufeloberfläche, selbst um einen relativ geringen Wert in der Größenordnung von einigen zehn Kelvin, kann zu einer dramatischen Beschleunigung der Erosion der Wärmedämmschicht (TBC) und des Schmelzens der Metalllegierung führen. Rotoren von Hochdruckturbinen (HPT) sind bekanntermaßen den schwierigsten thermischen Bedingungen ausgesetzt, insbesondere im Bereich der Spitzen [3]. Höhere als die Nenntemperaturen können den Kriechprozess lokal beschleunigen [4] und haben nachweislich die Metalllegierung auf mikrostruktureller Ebene beschädigt [5]. Aus diesen Gründen muss die Temperatur der HP-Komponenten durch den Einsatz hochentwickelter interner und externer Kühlmechanismen sorgfältig gesteuert werden. Die eingespritzte Kühlmittelmenge muss auf ein Minimum beschränkt werden, um Mischverluste und Gesamtzyklusverluste durch die Verdichterentlüftung zu begrenzen. Daher müssen die Wärmeübertragungssysteme hocheffizient und fein optimiert sein, um ihren Zweck zu erfüllen.**

**Diese Systeme sind auf der Grundlage der nominalen „Laufgeometrien“ und einer Reihe von Betriebsbedingungen (normalerweise Start und Reiseflug) konzipiert, bei denen sie mit Höchstleistung arb**
**Es gibt jedoch eine Reihe von Faktoren, die zu Abweichungen vom Nominalwert führen können. Dazu gehören geometrische Veränderungen aufgrund von Fertigungsabweichungen [6,7], Defekte und Handhabungsschäden, Verschmutzungen in der Nähe der Filmkühlungslöcher sowie Abweichungen in den Betriebsbedingungen wie z. B. die Querneigung des Außenbordmotors [8] oder eine Überdrosselung des Motors aufg**

Machine Translated by Google



**Leistungsdefizite. Das „Ziel“ der vorliegenden Analyse war es, die Korrelation zwischen der geometrischen Abweichung von der Konstruktionsabsicht und der Verteilung des Oberflächenwärmeübergangskoeffizienten für eine große Anzahl von im Einsatz befindlichen ummantelten HP-Turbinenrotorblättern eines modernen Strahltriebwerks zu untersuchen, die aus hochauflösenden optischen 3D-Strukturlichtscans resultierten. Die thermischen Ergebnisse wurden durch die Verwendung einer von Maffulli und He veröffentlichten CFD-Methode (Maffulli und He, 2013, 2014) erzielt, die den Wärmeübergangskoeffizienten (HTC) berechnet, indem eine quadratische Beziehung zwischen der lokalen Wandtemperatur und dem Wärmestrom angepasst wird. Diese Technik wird im Abschnitt „Methode“ dieses Dokuments ausführlicher beschrieben. Dieser dreipunktige nichtlineare Anpassungsprozess erfordert drei CFD-Simulationen der Strömung um dieselbe Blattgeometrie mit vorgeschriebenen Wandtemperaturen. Frühere Arbeiten [9] konzentrierten sich auf die Untersuchung der Korrelation zwischen aerodynamischem Effizienzverlust und parametrisierter geometrischer Abweichung sowie auf das Verständnis der wichtigsten Verlustmechanismen, die das Strömungsfeld um im Einsatz befindliche HP-Turbinenblätter charakterisieren. Das Ziel dieser Analyse bestand darin, festzustellen, ob eine betriebsbedingte Abnutzung durch Veränderungen der Schaufelgeometrie und der Strömungsbedingungen zu einem Anstieg des Wärmeübergangskoeffizienten in kritischen Bereichen wie der Schaufelummantelung führen kann, wodurch sich der Abnutzungsprozess der Sc**

## 2. Methodik 2.1. Geometrien

**Die für diese Analyse berücksichtigten Rotorgeometrien hatten ein ummanteltes Spitzendesign. Verglichen mit dem nicht ummantelten Gegenstück hat das ummantelte Design (siehe Abbildung 1A) seinen Hauptvorteil in der höheren aerodynamischen Stufeneffizienz aufgrund geringerer Spitzenleckagen. Dies hat jedoch seinen Preis: Es wird schwieriger, den Ummantelungsbereich zu kühlen [10].** In der vorliegenden Studie wird **eine Reihe von im Einsatz befindlichen HP-Rotorgeometrien mit ummantelten Rotorblättern analysiert. Die Schaufeln gehörten zu einem einzigen „Test“-Triebwerk, das in einem Versuchsaufbau über seine normale Lebensdauer hinaus betrieben wurde, mit der Absicht, die Arte**

**Abbildung 1. Rotorblätter einer Hochdruckturbine: nominal (A) und Blaulicht-Scan (B) (Bilder verzerrt).**

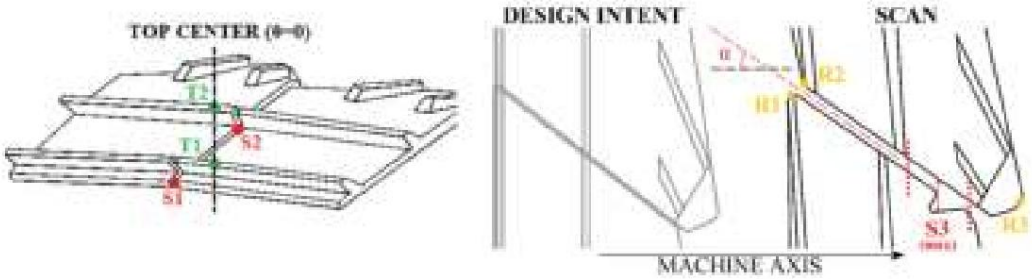
In diesem Abschnitt werden die Geometrien und Methoden beschrieben, die **zur Quantifizierung des Schadensausmaßes verwendet wurden .** Der Rotorbereich jedes einzelnen Falls bestand aus **einer einzigen Umfangswiederholung derselben Geometrie, um eine CFD-Analyse in einem Durchgang mit periodischen Grenzen zu ermöglichen. Alle in diesem Abschnitt beschriebenen Messungen von Blatt zu Blatt wurden zwischen zwei identischen Blättern mit einer Winkelverschiebung durchgeführt, die dem Periodizitätswinkel entspricht.**

**Diese Geometrien (siehe Abbildung 1B) wurden durch hochauflösendes Blaulicht- Scanning mit GOM Metrology (GOM-Scans) erhalten. Die Schaufeln wiesen unterschiedliche Grade der Abnutzung im Betrieb auf, die häufig Dehnung, Verwindung, Erosion und lokalen Verlust der Wärmedämmschicht umfassten. Bei diesem Schaufelsatz waren die meisten Schäden im Bereich der Ummantelung zu sehen, wobei alle Abstände (Spitzenspalte und Zwischenplattformspalte) zunahmen.**

Machine Translated by Google



**Lücken). Messungen, die im Ummantelungsbereich jeder Schaufel durchgeführt wurden, wurden verwendet, um die Verformung des Ummantelungsbereichs zu quantifizieren. Die Messungen umfassten die beiden Spitzenabstände T1, T2 und die drei Ummantelungsspalte zwischen den Plattformen, S1, S2 und S3max,** wie in Abbildung **2 dargestellt .** Bei **dieser Reihe von Scans konnte in der hinteren Hälfte des Plattformbereichs eine V-förmige Öffnung beobachtet werden . Um das Ausmaß dieser Öffnung an jeder Schaufel zu quantifizieren, wurde der Abstand der Lücken zwischen den Plattformen über die gesamte hintere Hälfte der Ummantelung gemessen (zwischen den gestrichelten Linien in Abbildung 2B) und der maximale Abstandswert wird als S3max exportiert. Umgekehrt wurden die Ummantelungsspaltmessungen S1 und S2** für alle Schaufeln an zwei festen axialen Positionen durchgeführt. **T1 und T2 wurden als radiale Abstände zwischen der Spitze der jeweiligen Lamelle und dem vorgesehenen Gehäuse an der oberen Mittelposition gemessen. Die relative Ausrichtung der Leitschaufeln in Abbildung 2B weist auch darauf hin, dass der typische Scan eine Verdrehung der Plattform in Bezug auf die beabsichtigte Konstruktionsgeometrie zeigt. Diese Verdrehung gegen den Uhrzeigersinn war teilweise für die Vergrößerung des Leitschaufelspalts verantwortlich, wie in einer früheren Studie [9] erörtert wurde. Um dies zu quantifizieren, wurde an allen Schaufeln ein Parameter namens „Leitschaufelwinkel“ gemessen, der als Winkel zwischen der Mittellinie des Leitschaufelspalts und der axialen Richtung gilt. Um die Verlängerung zu quantifizieren, wurde der Schaufelradius an drei Punkten, R1, R2 und R3, auf der Oberseite der L**




**(A)** **(B)**

**Abbildung 2. Darstellung zweier benachbarter Wanten von vorne (A) und von oben (B). Messpunkte der Mantelspalte S1 , S2 und S3 zwischen den benachbarten Schaufelblättern, der Spitzenabstände T1 und T2 , des Mantelwinkels ÿ und der Mantelplattformradien R1 , R2 und R3 .**

**Schließlich wurde das Volumen der hinteren Hälfte des Spalts zwischen den Plattformen direkt auf den Rechengittern gemessen, indem das Volumen des Netzes zwischen den beiden benachbarten Plattformen berechnet wurde. Dazu wurden drei Punkte, R1, R2 und R3, und der Winkel des Netzes an jedem Rotorblatt als Referenz verwendet, um einen Quader in den Spaltbereich zu platzieren. Der Quader umfasst den Spaltraum und das seitliche Plattformmetall von zwei benachbarten Rotorblättern. Das Volumen, das das Flüssigkeitsnetz innerhalb des Quaders einnimmt, wurde dann in der Paraview-basierten proprietären Rolls-Royce-Software SS02 berechnet. Diese Messung ist proportional zum Volumen des Metalls, das durch Erosion im hinteren Spaltbereich des Netzes verloren ging (zwischen gestrichelten Linien in Abbildung 2B). Tabelle 1 gibt alle Parameter an, die zur Quantifizierung der geometrischen Abweichung in der vorlieg**

Machine Translated by Google

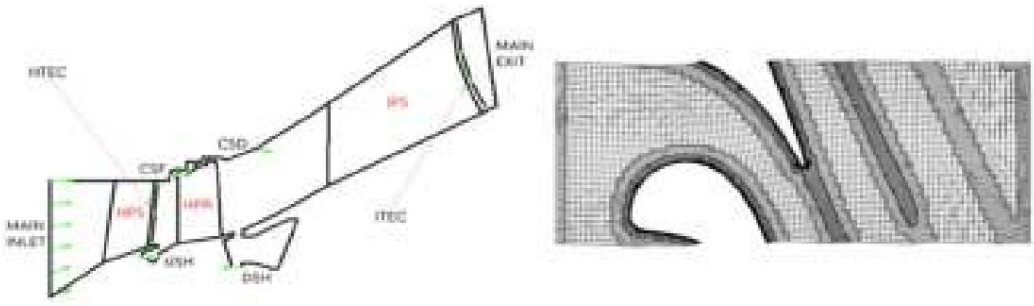


**Tabelle 1. Schadensparametrisierung.**

| Parameter | Beschreibung |
|---|---|
| Staffel 1 | **Vorderer Spalt zwischen den Plattformen** |
| Staffel 2 | **Mittlerer Spalt zwischen den Plattformen** |
| **S3max** | **Maximaler hinterer Abdeckungsspalt zwischen den Plattformen** |
| **T1** | **Abstand zwischen vorderer Rippenspitze und Gehäuse** |
| **T2** | **Abstand zwischen der hinteren Rippenspitze und dem Gehäuse** |
| ŷ | **Winkel der Abdeckung zur Maschinenachse** |
| ŷ | |
| **R1** | **Radius der Abdeckplattform in der vorderen Saugseitenecke** |
| **R2** | **Radius der Deckbandplattform in der vorderen Druckseitenecke** |
| **R3** | **Radius der Deckblechplattform über der Schaufelhinterkante** |
| V | **Volumenverlust durch Erosion** |

2.2. CFD-Modellierungstechnik

**Der in der vorliegenden Studie verwendete Rechenbereich war eineinhalbstufiger**
**bestehend aus einem HP-Stator, einem HP-Rotor und einem IP-Stator, wie in Abbildung 3A dargestellt. CFD-Simulationen**
**wurden an verschiedenen Kombinationen dieses Rechenbereichs durchgeführt, wobei für jede**
**In diesem Fall wurde das Rotorblatt (HPR in Abbildung 3A) durch eine andere Betriebsgeometrie dargestellt.**
**Als Referenz wurde auch das Gehäuse mit der vorgesehenen Rotorgeometrie simuliert.**
**Die Statorgeometrien (HPS, IPS) waren in jedem Fall die Entwurfsabsichten. Vor dem Verzahnen**
**Eine Kalt-Heiß-Transformation wurde auf die Geometrien angewendet, um sie zu skalieren auf**
**Lauf-/Betriebsbedingungen. Diese Transformation umfasste eine axiale Translation und 3D**
**Skalierung um drei verschiedene Faktoren (x, y und z). Der HP-Stator (HPS) und der HP-Rotor (HPR)**
**wurden mit Quelltermen, sogenannten „Streifenmodellen“, angepasst, um das Vorhandensein mehrerer**
**Reihen von Kühllöchern, die Kühlmittel aus dem internen Kühlkreislauf ausstoßen. Beide Statorbereiche**
**Kühlschlitze an den Hinterkanten. Der Rotorbereich umfasste auch die**
**Vorder- und Hinterradnabenhohlräume mit ihren jeweiligen Leckagezuflüssen (USH und DSH). Gehäuse**
**Leckagen vor (CSF) und nach (CSD) wurden ebenfalls in das Modell einbezogen.**
**Drei Reihen wurden mithilfe von Mischebenenschnittstellen verbunden.**




**(A)** **(B)**

**Abbildung 3. Schematische Darstellung des 1 2- stufigen Rechenbereichs mit Pfeilen, die**
**Die Abkürzungen für die Zulauföffnungen (A) sind im Abschnitt „Nomenklatur“ definiert; eine spannweitige Schnittansicht des**
**BOXER-Rotorgitter (B) (Bilder verzerrt und nicht maßstabsgetreu).**

**Die Standardpraxis für die CFD-Vernetzung von Turbinendomänen bei Rolls-Royce ist die Verwendung der**
**Das hauseigene Tool PADRAM (Parametric Design and Rapid Meshing) [11] ermöglicht**
**die schnelle Generierung hochwertiger Netze mithilfe von Vorlagen sowie die Verformung**
**der bestehenden Geometrien unter Verwendung eines umfangreichen Parametersatzes. Die beiden Statordomänen sind vernetzt**
**in PADRAM mit einem HOH-Multiblock-strukturierten Ansatz, mit einem Prozess, der**
**nur wenige Sekunden. Umgekehrt wird** BOXER **[12]** für die Vernetzung der
**Rotordomänen in allen Fällen mit einem Octree-basierten unstrukturierten Ansatz. Dies ermöglicht**

Machine Translated by Google



**die beschädigten Oberflächen direkt zu vernetzen, wodurch alle kleinräumigen Oberflächenmerkmale erfasst werden , die die gescannten Geometrien charakterisieren. Auf den Wandoberflächen werden zwanzig strukturierte prismatische Schichten erzeugt. In BOXER werden verschiedene Einstellungen zur Netzverfeinerung verwendet, um die Netzdichte in kritischen Bereichen wie Mantel, TE, Hohlräumen und Nachlaufregionen lokal zu erhöhen. Eine Lösung aus einem vorläufigen CFD-Lauf wurde verwendet, um die ungefähre physische Position (innerhalb des Rotordomänenvolumens) der Hauptströmungsmerkmale wie Nachlauf , Hohlraumströmungen, Leckströmungen und Hauptwirbelstrukturen zu ermitteln. Nachdem diese Merkmale lokalisiert waren, wurde die Domäne neu vernetzt, wobei an jeder Position „Verfeinerungsschalen“ positioniert wurden, um das Netz lokal zu verfeinern und eine bessere Auflösung der Strömungsmerkmale zu erzielen. Im Durchschnitt haben die BOXER-Rotornetze 35 Millionen Elemente. Der Vernetzungsprozess wird automatisch über ein Skript auf allen Blättern ausgeführt. Abbildung 3B zeigt einen Abschnitt des BOXER-Netzes auf der Rotorgeometrie des Entwurfs. Das vollständige mehrreihige CFD-Domänennetz hat im Durchschnitt etwa 40 Millionen Elemente. Für diese Modellierungstechnik wurde bereits zuvor eine Verifizierun**

**Dreidimensionale stationäre RANS-Simulationen der kompressiblen Strömung wurden mit Rolls-Royces proprietärem Finite-Volumen-Solver HYDRA [13] mit** k-ÿ SST- **Turbulenzmodellierung und einem impliziten Zeitverlaufsschema durchgeführt. Die Konvergenz der CFD-Simulationen wurde sowohl hinsichtlich der Residuen der Impulsgleichungen (konvergiert für** R ÿ 10ÿ12 **und einen Abfall von 4 Größenordnungen gegenüber den Anfangswerten) als auch hinsichtlich der Stabilisierung der interessierenden Größen überwacht. Die für die vorliegende Analyse verwendeten Randbedingungen sind repräsentativ für den „Reise“-Betriebspunkt des Motors. Am HP-Statoreinlass sind eindimensionale radiale Verteilungen des Gesamtdrucks und der Gesamttemperatur angegeben. Die sekundären Einlässe sind in Abbildung 3A (USH, DSH, CSF, CSD, HTEC und ITEC) mit grünen Pfeilen dargestellt, die mit vorgeschriebenen Randbedingungen für den Massenzufluss ausgestattet sind. Dem IP-Statorausgang wurde eine nicht reflektierende Randbedingung für den Abfluss zugewiesen, wobei eine eindimensionale radiale Verteilung des statischen Drucks angegeben wurde. Um Informationen über die isentropische Stufeneffizienz zu sammeln, wurden Monitore an den Strömungseinlässen und -auslässen, wie in Abbildung 3A gezeigt, und an der Ausgangsgrenze des HP-Rotorbereichs platziert. Jeder Monitor wurde verwendet, um die konvergierten Werte von Massenfluss und Gesamtenthalpie zu erhalten, wobei letztere durch Massenmittelung der Gesamtdruck- und Temperaturwerte berechnet wurde. Die zur Berechnung der Stufeneffizienz verwendete Formel ist in Gleichung (1) detailliert aufgeführt, wobei der ideale Gesamtenthalpie-Ausgangsterm im** Nenner als derjenige berechnet wird, der sich nach der isentropischen Expansion jedes **Gasstroms auf den gesamten massengemittelten Druck des Hauptrotorausgangs ergibt . Das verwendete Gasmodell wurde aus der BS29-Bibliothek von HYDRA [14] als Kerosin-Luft-Abgasgemisch ausgewählt. Bei diesem Gasmodell variierten sowohl das Verhältnis der spezifischen Wärmekapazitäten als au**

$$\ddot{y} = \frac{\ddot{y}i=\text{Einlässe}\ \dot{m}H0 _ \dot{m}H0_{aus}}{\ddot{y}i=\text{Einlässe}\ \dot{m}H0 _ \dot{m}H0_ideal_{aus}} \quad \textbf{(1)}$$

2.3. Berechnungsmethode für den

Wärmeübergangskoeffizienten **Der Ausdruck, der den Wärmeübergangskoeffizienten definiert, wurde aus Newtons Abkühlungsgesetz abgeleitet und ist in Gleichung (2) angegeben: Der Wärmestrom auf der linken Seite ist definiert als das Produkt aus dem Wärmeübergangskoeffizienten „h“ und der Differenz zwischen der Wandtemperatur** Tw **und der Wiederherstellungstemperatur (oder adiabatischen Wandten**

$$\dot{q} = h(Tw \ddot{y} Trec) \quad \textbf{(2)}$$

**Gleichung (2) kann verwendet werden, um den Wärmeübergangskoeffizienten an einer Turbinenschaufel abzuschätzen, indem zwei CFD-Läufe durchgeführt werden. Der erste ist die Simulation der Strömung unter der Annahme adiabatischer Wandoberflächen, die die Berechnung der Wiederherstellungstemperaturverteilung an der Schaufel ermöglicht. Der zweite ist ein Lauf mit vorgeschriebener Wandtemperatur, bei dem die Oberflächentemperatur der Schaufel als Randbedingung angegeben wird. Diese vorgeschriebene Temperaturverteilung kann durch Ausgleich der Wied**

Machine Translated by Google



adiabatisch um einige zehn Kelvin. Diese Methode basiert jedoch auf der Hypothese , dass der Wärmeübergangskoeffizient unabhängig von der Wandtemperatur ist, was oft nicht sehr realistisch ist [15,16]. Eine neue nichtlineare Dreipunktmethode wurde von Maffulli und He [17] veröffentlicht , um die Abhängigkeit des HTC von der Wandtemperatur zu berücksichtigen, indem eine lineare Beziehung zwischen dem Wärmeübergang und der Temperaturdifferenz eingeführt wird.

$$\dot{q} = (h0 + j1Tw)(Tw \ddot{y} Trec) \quad (3)$$

$$\dot{q}w1 = (h0 + j1Tw1)(Tw1 \ddot{y} Trec) \quad (4)$$

$$\dot{q}w2 = (h0 + j1Tw2)(Tw2 \ddot{y} Trec)$$

Diese neue Formulierung wird in Gleichung (3) wiedergegeben, wobei der lokal korrigierte HTC- Wert (mit den linearen Korrekturtermen „j“ ) durch den ersten Term auf der rechten Seite dargestellt wird. Um Gleichung (3) für den HTC zu lösen, sind drei CFD-Läufe erforderlich. Der erste wird noch durch den adiabatischen Fall für erste Berechnungen der Wiederherstellungstemperatur dargestellt, und die verbleibenden zwei bestehen aus zwei separaten Läufen mit vorgeschriebener Wandtemperatur. Die HTC- Verteilung auf den Schaufeloberflächen wird dann berechnet, indem das System in Gleichung (4) gelöst wird, wobei die Strömungslösungen die Werte für die Terme q und T liefern und so die Berechnung der Unbekannten (h0 und j1) ermöglichen. In der vorliegenden Studie werden die angegebenen Wandtemperatur-Randbedingungen für die beiden in Gleichung (4) aufgeführten Fälle erstellt, indem die wä Diese Größe wird als Kompromiss zwischen der Anpassungsgenauigkeit (die im Idealfall den kleinstmöglichen Offset erfordert) und der Stabilität des Anpassungsprozesses gewählt, die wiederum weniger robust wird, je näher die beiden vorgegebenen Temperaturwerte beieinander liegen.

### 3. Ergebnisse

Die gescannten Schaufeln zeigten sowohl in Bezug auf Geometrie als auch Wärmeübertragung, insbesondere im Mantelbereich, deutliche Unterschiede zum Nennwert . Abbildung 4 zeigt einen Vergleich der Wärmeübertragungsmuster auf dem Rotor mit Konstruktionsvorgabe und auf einem typischen Scan im Betrieb aus dem vorliegenden Satz. Durch visuelle Überprüfung der HTC-Ergebnisse aus den an den Scans durchgeführten Strömungssimulationen ist ersichtlich, dass sich aufgrund der Verschlechterung und Änderung der Strömungsbedingungen Wärmeübertragungszonen mit höherem als dem Nennwert gebildet haben . In Abbildung 4A ist zu sehen, dass die vielen scharfen Ecken der Konstruktionsgeometrie als Bereiche mit hohem HTC gekennzeichnet sind, was zu erwarten ist, da die Wärmeübertragung in der Regel an Stagnations- und scharfen Wendepunkten höher ist. Dieselben Ecken scheinen durch Erosion in der im Betrieb befindlichen Komponente abgerundet worden zu sein. Im Basisdesign liegt der Mantelspalt zwischen den Plattformen nahe Null und es fließt keine nennenswerte

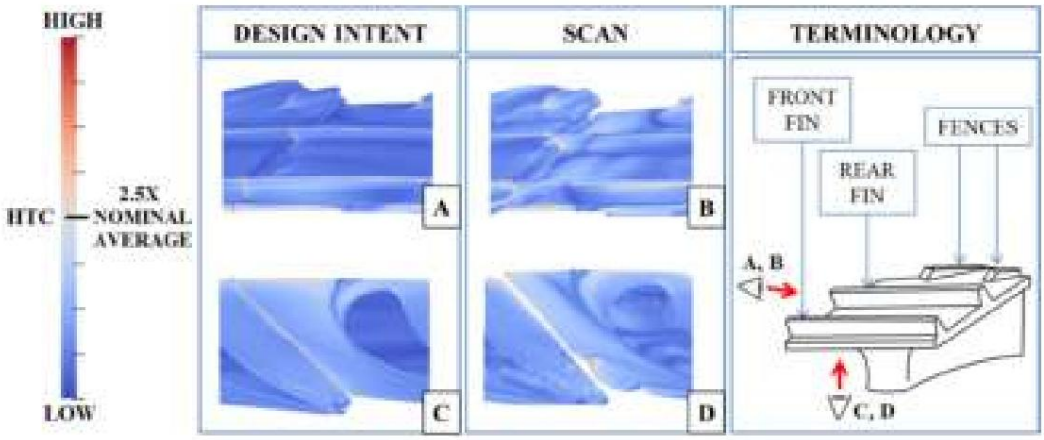



**Abbildung 4. Vergleich der HTC-Konturen im Entwurfsgehäuse (links) mit den gleichen Konturen auf einem der Scans (rechts). Dargestellt sind die äußeren (A, B) und inneren (C, D) Oberflächen der Abdeckung, bei denen die Schaufel abgeschnitten wurde, um eine vollständige Ansicht der Abdeckung zu erhalten (Bilder verzerrt).**

Machine Translated by Google



**Die Abbildungen zeigen, dass es aufgrund von Schäden zu einem bemerkenswerten Gesamtanstieg des HTC der Ummantelung kam. Es zeigte sich, dass der Gesamt-HTC der Ummantelung (berechnet als durchschnittlicher HTC der gesamten Ummantelungsregion) der gescannten Laufschaufeln etwa 11 % höher war als der entsprechende Nennwert. Die in Abbildung 4B,D dargestellte beschädigte Geometrie weist auch einen Fleck mit hohem HTC im hinteren Teil des Ummantelungsspalts auf, wo Erosion die oben erwähnte V-förmige Öffnung in die saugseitige Plattform gegraben hat. Dieser Fleck ist deutlich sichtbar, wenn man die Ummantelung von unten betrachtet (Abbildung 4D). Die Konturen in Abbildung 5 zeigen die statischen Gastemperaturen in Wandnähe für dieselben Laufschaufeln, die in Abbildung 4 verwendet wurden. Im gescannten Rotorfall (Abbildung 5B,D) ist das Gas, das mit der Oberseite der Ummantelungsplattform in Kontakt kommt, im Vergleich zum Nennfall 25 K bis 50 K heißer.**

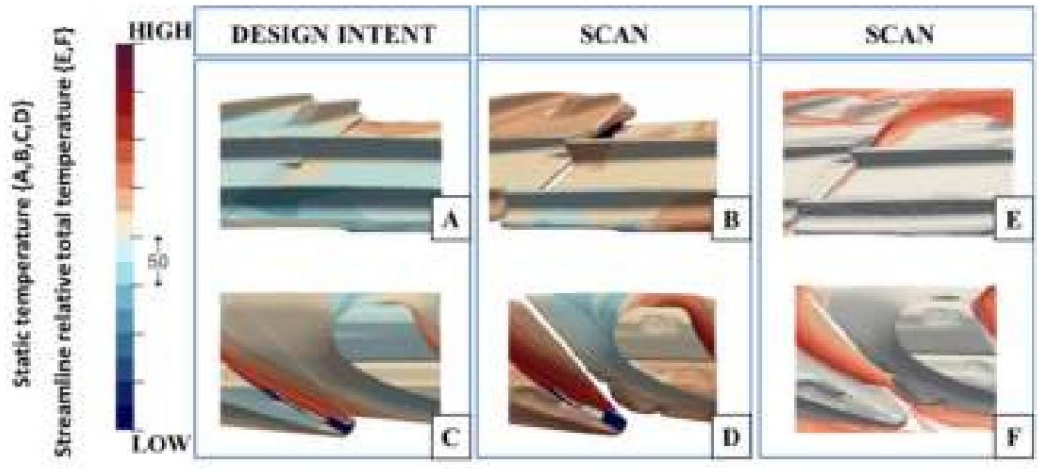



**Abbildung 5. Vergleich hinsichtlich der statischen Gastemperaturen in Wandnähe hinsichtlich der Konstruktionsabsicht (A, C) und des gleichen Scans wie in (B, D) – Flugbahnen der Strömungspartikel, die den Spalt im hinteren Teil der Plattform kreuzen, werden ebenfalls angezeigt (E, F) (Bilder verzerrt).**

**Betrachtet man die Konturen auf der Unterseite (Abbildung 5A, C), erkennt man, dass ein Strom aus Hochtemperaturgas aus dem Hauptdurchgang den hinteren Teil des Spalts zwischen den Plattformen erreicht und durchquert, wo die meiste Erosion stattfindet. Dies wird durch die Stromlinienvisualisierung in Abbildung 5E, F bestätigt, die die Flugbahnen der Strompartikel zeigt, die durch die hintere Spaltöffnung des Spalts strömen. Dieser spezielle Bereich des Spalts ist einer Kombination aus hohem HTC und hohen Gastemperaturen in Wandnähe ausgesetzt, was den Erosionsprozess beschleunigen kann.**

**Die fortschreitende Erosion und Bildung der Öffnung ist in den Ansichten der Unterseite der Abdeckung in Abbildung 6 zu sehen, wo HTC-Konturen für drei im Einsatz befindliche Schaufeln mit den Bezeichnungen „A“, „B“ und „C“ gezeigt werden, die jeweils die niedrigen, mittleren und hohen HTC-Werte des Satzes darstellen. Die HTC-Werte verschlechtern sich bei Beschädigung zunehmend, da die Menge des heißen Strömungsdurchgangs, der die Öffnung im Spalt passieren kann, zunimmt. Dies deutet für den aktuellen Schaufelsatz und die Strömungsbedingungen auf einen degenerativen Prozess hin.**

**Es wurde eine lineare Korrelationsanalyse durchgeführt, um die Wirkung der in Tabelle 1** aufgeführten Parameter **auf die Wärmeübertragung über die Ummantelung zu bestimmen. Die zur Quantifizierung des HTC-Niveaus auf den Ummantelungsplattformen der im Einsatz befindlichen Schaufeln verwendete Metrik ist der Anteil der Oberfläche mit einem HTC- Wert, der den 2,5-fachen Durchschnittswert auf der Nennummantelung übersteigt. Eine lineare Korrelation zwischen dieser Metrik und den Parametern in Tabelle 1 wurde durch mehrere Durchläufe eines Zufallssuchalgorithmus gesucht. Eine lineare Kombinationsvariable wurde mit dem Satz von Koeffizienten formuliert, der den besten** R- Wert **(Ummantelungsschadensvariable für HTC$^2$. Die resultierende lineare Kombination mit der besten Anpassung, genannt Korrelation) erreichte, eine gute Korrelation** (R) erreichte und in Gleichung (5) angegeben ist, wobei die Terme$^2$ „SDVHTC“ **= 0,8706) entfernt wurden, die am Ende einen Koeffizienten nahe Null (<0,01) aufwiesen .**

$$SDVHTC = 0{,}2 \cdot S1 + 0{,}39 \cdot S3max + \mathbf{0{,}04 \cdot T2} + \mathbf{0{,}13 \cdot R1} + \mathbf{0{,}24 \cdot V} \quad \textbf{(5)}$$

Machine Translated by Google



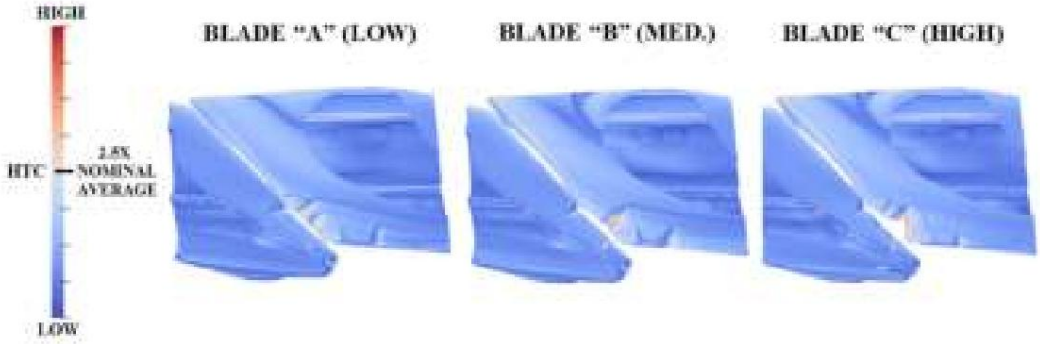



**Abbildung 6. Ansichten der Leichentuchplattform von unten in drei Fällen von niedrig (A), mittel (B) und hoch (C) HTC. Die Oberfläche wird nach HTC-Wert eingefärbt (Bilder verzerrt).**

= 0,2 ÿ + 0,39 ÿ + 0,04 ÿ + 0,13 ÿ + 0,24 ÿ

Die in Abbildung 7 **dargestellten Ergebnisse zeigen, dass eine signifikante lineare Korrelation besteht zwischen der Kombinationsvariable** SDVHTC **und der Mantelflächenoberfläche mit hohem HTC. Die Werte der Koeffizienten geben auch an, welche Parameter stärker mit der Bildung von Bereichen mit hohem HTC auf der Manteloberfläche. Die maximale Mantelspaltamplitude in der hinteren Hälfte der Plattform (S3max) und der Volumenverlust** (V) **sind die wichtigsten Parameter mit Koeffizienten von 0,33 bzw. 0,2. Dies steht im Einklang mit Was man an den Konturen von Abbildung 6 erkennen kann , wo die höchsten HTC-Werte verbunden sind mit großen Mengen an Erosion im hinteren Teil des Zwischenplattformspalts, sowohl in hinsichtlich der Tiefe der V-förmigen Öffnung und des Metallvolumenverlusts.**

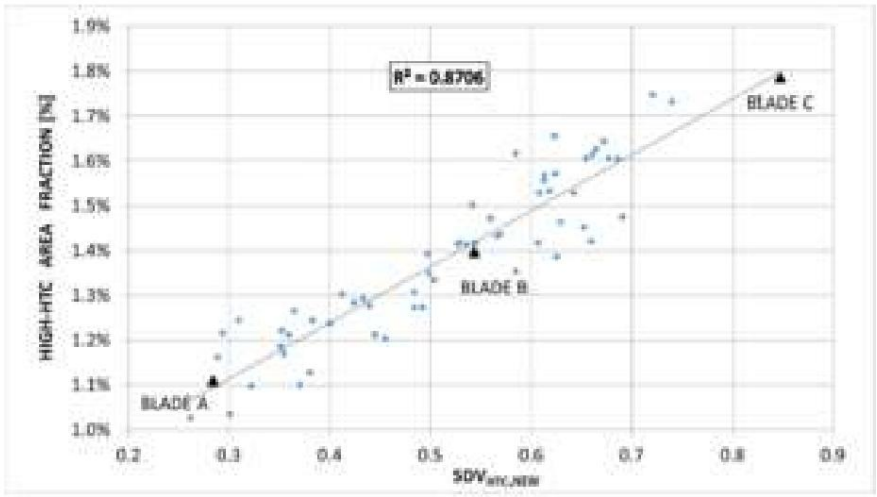



**Abbildung 7. Verteilung der SDV-Kombinationsvariable gegenüber dem Anteil der Abdeckung mit hohem HTC Oberfläche der gescannten Rotoren. Die Trendlinie und der Linearitätswert werden ebenfalls im Diagramm angezeigt.** Die drei in Abbildung 6 **verwendeten Klingen A, B und C sind hervorgehoben.**

**Die in der vorliegenden Analyse verwendeten gescannten Geometrien litten ebenfalls unter unterschiedlichen Grad des aerodynamischen Leistungsverlustes. Isentrope Stufeneffizienz (Gleichung (1)) für Der vorliegende Satz von Klingen wurde mit dem Leichentuchschaden korreliert, wobei die gleiche Parametrisierung, die im vorherigen Abschnitt für die HTC-Analyse verwendet wurde. Ebenso eine lineare Die Kombinationsvariable wurde durch eine Kombination der Schadensparameter konstruiert mit einem Satz am besten passender Koeffizienten, wie in Gleichung (6) angegeben.**

= 0,04 ÿ + 0,27 ÿ + 0,03 ÿ + 0,03 ÿ + 0,2 ÿ + 0,01 ÿ

$$SDVETA = \mathbf{0{,}04 \cdot S1} + \mathbf{0{,}27 \cdot S2} + 0{,}03 \cdot S3max + \mathbf{0{,}03 \cdot T1} + 0{,}2 \cdot T2 + \mathbf{0{,}01 \cdot \ddot{y}} + \mathbf{0{,}24 \cdot R3} + \mathbf{0{,}04 \cdot V} \quad (6)$$

+ 0,08 ÿ + 0,06 ÿ + 0,24 ÿ + 0,04 ÿ 0,08·R1 + 0,06·R2

**Abbildung 8 zeigt die Verteilung der isentropischen Tischeffizienz für die gescannten Geometrien als Funktion der** Variable „SDVETA“ . **Ähnlich wie bei der HTC**

Machine Translated by Google



**Korrelationsstudie ergab eine signifikante Korrelation zwischen der Variablen** SDVETA **und dem isentropischen Stufenwirkungsgradverlust im Vergleich zum Nominalwert mit einem** $R^2$ **von 0,754. In diesem Fall ist jedoch der für die aerodynamische Leistung relevanteste Parameter der Spalt** „S2“ in der Mitte der Sehne. **Dieses Ergebnis steht im Einklang mit den Beobachtungen früherer Arbeiten der** Autoren: An dieser bestimmten Stelle ist zwischen **den Strömungen im Durchgang und im oberen Hohlraum ein großer Druckunterschied zu finden .** Dies führt zu einer großen Leckage durch den **Spalt zwischen den Plattformen, was sich stark nachteilig auf die aerodynamische Leistung auswirkt. Eine detailliertere Beschreibung dieses Verlustmechanismus findet sich in [9].**

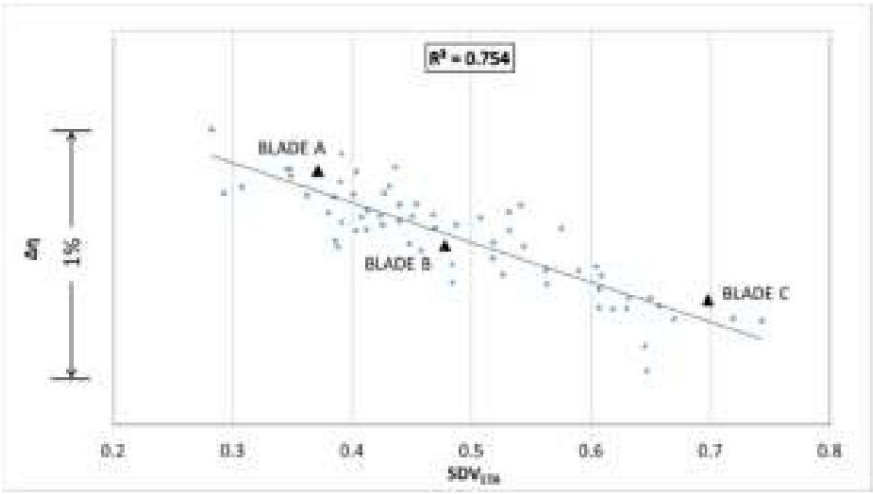



**Abbildung 8. Verteilung der** SDVETA- **Kombinationsvariable gegenüber den isentropischen Stufenwirkungsgradwerten der gescannten Rotoren. Die Trendlinie und der Linearitätswert werden ebenfalls im Diagramm angezeigt. Die** drei in Abbildung **6 verwendeten Rotorblätter A, B und C sind hervorgehoben.**

**Die Hinterkantenverlängerung R3 und der Abstand an der hinteren Flossenspitze haben bei diesem Satz Blätter ebenfalls einen relativ großen Einfluss auf die Effizienz. Im Gegensatz zu dem, was im vorigen Abschnitt zur Wärmeübertragung dargestellt wurde, scheint die Tiefe der V-förmigen Öffnung (Parameter S3max ) einen geringen Einfluss auf die aerodynamische Leistung zu haben. In Abbildung 8 sind auch die Punkte hervorgehoben, die sich auf die drei Blätter „A“, „B“ und „C“ aus Abbildung 6** beziehen . **Interessant ist, dass die SDV-Kombinationsvariablen (Abbildungen 7 und 8) diese Blätter hinsichtlich parametrischer Schäden vs. Leistung in der gleichen Reihenfolge einordnen, was darauf hindeutet, dass eine geringe aerodynamische Leistung auch mit einer hohen Wärmeübertragung verbunden ist.**
**Es wird angenommen, dass die Verdrehung der Schaufeln die anfängliche Rotation der Abdeckungen verursacht , die wiederum einen größeren Abdeckungsspalt zwischen den Plattformen zur Folge hat. An diesem Punkt sind die Schaufeln mit dem höchsten Wärmeübergangskoeffizienten (HTC) diejenigen, bei denen der** durch den Spalt eindringende Strom **durch fortschreitende Erosion des Metalls eine Öffnung in die Seiten der Plattformen schneiden konnte .** Die Auswirkung der Schaufelverdrehung und ihre Wirkung auf die **Aerodynamik der Komponente wurden in einer früheren Studie untersucht [9]. In die vorliegende Arbeit wurde ein Parameter aufgenommen, der den Grad der gemessenen Verdrehung der Schaufeln** ausdrückt **und „Abdeckungswinkel“ genannt wird. Dieser stellt den Winkel dar, den die Abdeckungsplattform mit der Maschinenachse bildet, und dieser Parameter wird direkt von der Rotation (Verdrehung) der Schaufelabschnitte unterhalb der Abdeckung beeinflusst. In der vorliegenden Studie wurde festgestellt, dass die Verdrehung selbst einen vernachlässigbaren Einfluss auf den HTC auf der Schaufelabdeckung hat. Dies wird durch die Tatsache gezeigt, dass der entsprechende Korrelationskoeffizient nahe Null war und daher i**

## 4. Schlussfolgerungen

**Diese Arbeit stellt die erweiterte Version des von den Autoren vorgelegten Papiers dar bei die 15. Europäische Turbomaschinenkonferenz (ETC15) in Budapest, Ungarn [18].**

**Eine Reihe von CFD-Simulationen wurde an einer Reihe von optischen Blaulicht-Scans von im Einsatz befindlichen Hochdruckturbinenrotorgeometrien eines modernen Strahltriebwerks durchgeführt, mit dem Zi**

Machine Translated by Google



**Identifizierung der Schadensarten, die mit erhöhter Wärmeübertragung im Mantelbereich verbunden sind. Alle Schaufeln dieses Satzes weisen insgesamt höhere HTC-Werte (+11 %) am Mantel auf, verglichen mit dem Durchschnittswert, der im nominalen Mantelbereich gemessen wurde. Alle ursprünglich im Nenndesign vorhandenen scharfen Ecken scheinen in den im Einsatz befindlichen Schaufeln infolge von Erosion abgerundet worden zu sein. Darüber hinaus wurden lokal erhebliche HTC-Erhöhungen beobachtet, insbesondere im Bereich der Mantelspalte. Die Schadenshöhen der Mantelspalte an den aktuellen Schaufeln wurden anhand einer Reihe von Parametern gemessen, darunter Mantelspalte, Spitzenspalte, Dehnung und Volumenverlust. Anschließend wurde eine Korrelationsanalyse durchgeführt, um die Auswirkungen jedes Parameters auf die HTC-Werte zu bewerten, die als Anteil der Manteloberflächenfläche mit einem HTC zu verstehen sind, der 2,5-mal größer ist als der Durchschnittswert der nominalen gesucht, wobei eine** $R^2$ **Manteloberfläche. Eine lineare Korrelation zwischen dieser Messung und der Pa Amplitude des Mantelspalts im hinteren Plattformteil und der Metallvolumenverlust durch Erosion in derselben Region ermittelt wurden. Es wurde ein bemerkenswerter Verlust der isentropischen Stufeneffizienz mit einer Variabilität von 1 % innerhalb des Satzes beobachtet. Es wurde eine lineare Korrelationsstudie zwischen Effizienz und dem Parametersatz durchgeführt, die einen** $R^2$ **-Wert von 0,754 erreichte, wobei der höchste Koeffizient der S2 -Zwischenplattformmantelspalt in der Mitte der Sehne war. Dieses Ergebnis steht im Einklang mit den Ergebnissen früherer Arbeiten der Autoren an eine**

**Es ist interessant festzustellen, dass die thermischen und aerodynamischen Aspekte ausgesprochen empfindlich auf Schäden in verschiedenen Bereichen der Abdeckung reagieren: der Mittelsehnenspalt für die aerodynamische Leistung und der maximale hintere Plattformspalt für die Wärmeaustauschleistung. Es wird vermutet, dass durch eine anfängliche Verdrehung der Abdeckungsplattformen infolge der Laufschaufeldrehung der Abdeckungsspalt zwischen den Plattformen vergrößert wird. Infolgedessen kann ein Strom heißen Gases den Abdeckungsspalt durchqueren und den oberen Hohlraum erreichen. Mit der Zeit schneidet der Leckstrom durch den hinteren Teil des Abdeckungsspalts eine V-förmige Öffnung in die Saugseite der Abdeckungsplattform, wodurch eine größere Oberfläche der inneren Legierung dem Erosionsprozess ausgesetzt wird . Die Analyse der CFD-Ergebnisse hat gezeigt, dass eine Vergrößerung der Öffnung höhere lokale HTC-Werte verursacht, was den Wärmeaustausch weiter steigert und zu einer degenerativen Beschleunigung des Erosionsprozesses führen kann. Diese Studie konzentrierte sich auf einen speziellen Industriefall ; Es beschreibt jedoch einen Prozess, der in modernen Strahltriebwerksturbinen generell auftritt , und zwar aufgrund der extrem hohen Turbineneintrittstemperaturen, die diese Triebwerke kennzeichnen ,** und der Tendenz moderner Rotorblätter , **im realen Betrieb einen starken Leistungsv**

**Aufgrund interdisziplinärer Interaktionen zwischen Teams innerhalb von Rolls-Royce plc haben die Autoren entdeckt, dass viele HPT-Schaufeln aus verschiedenen Triebwerken einem sogenannten „Teufelskreis“ ausgesetzt waren, bei dem sich die Abnutzung der HPT-Schaufeln (Verformung und Erosion) in noch schnelleren Abnutzungsraten während der folgenden Betriebszyklen des Triebwerks niederschlägt. So können beispielsweise anfängliche geometrische Abweichungen vom Nennwert der Komponenten zu einem Verlust der aerodynamischen Leistung (und damit zu einem Schubdefizit) führen, der durch Überdrosseln des Triebwerks ausgeglichen wird, um den gewünschten Schub zu erreichen. Dies führt jedoch zu höheren Temperaturen am heißen Ende, was die Abnutzungsraten durch weitere Schäden und geometrische Abweichungen beschleunigt. Als Auslöser dieses aerothermischen Abnutzungsmechanismus wurde die anfängliche Verdrehung der Schaufeln unterhalb der Ummantelungsplattform identifiziert; daher wird empfohlen, diesen Parameter während des Betriebs regelmäßig zu überwachen. Dies könnte mit weniger invasiven Techniken (z. B. Endoskopanalyse) erreicht werden. Die Temperaturverteilung, die der Brenner erzeugt, spielt bei diesem Phänomen ebenfalls eine Schlüsselrolle. Durch Verlagerung des Verteilungsmaximums in Richtung der inneren Radien kann die Temperatur der Strömungsströme , die den Spalt im Mantelrohr kreuzen, gesenkt werden. Dies wird Gegenstand weiterer Optimierungsstudien s**

**Beiträge der Autoren: Konzeptualisierung, MC, SS und TG; Methodik, MC, SS und TG; Software, SS; Validierung, MC, SS und TG; formale Analyse, MC, SS und TG; Untersuchung, MC; Ressourcen, SS und TG; Datenkuratierung, MC; Schreiben – Vorbereitung des Originalentwurfs, MC; Schreiben – Überprüfung und Bearbeitung, MC, SS und TG; Visualisierung, MC; Überwachung, SS und TG; Projekt**

Machine Translated by Google



**Verwaltung, SS und TG; Mittelbeschaffung, SS und TG. Alle Autoren haben die veröffentlichte Version des Manuskripts gelesen und stimmen ihr zu.**

**Finanzierung: Diese Arbeit wurde im Rahmen des NEXTAIR-Projekts durchgeführt. Das NEXTAIR- Projekt wurde im Rahmen der Finanzhilfevereinbarung Nr. 101056732 aus dem Forschungs- und Innovationsprogramm „Horizon Europe“ der Europäischen Union finanziert. Die geäußerten Ansichten und Meinungen sind jedoch ausschließlich die des Autors bzw. der Autoren und spiegeln nicht unbedingt die der Europäischen Union wider. Weder die Europäische Union noch die Bewilligungsbehörde können für sie verantwortlich gemacht werden.**

**Datenverfügbarkeitserklärung: Die Daten sind aufgrund ihrer industriellen Relevanz geschützt. Bei Anfragen zu den in diesem Dokument präsentierten Daten wenden Sie sich bitte an den entsprechenden Autor.**

**Danksagungen: Die Autoren möchten Rolls-Royce plc für die Unterstützung und die Erlaubnis zur Veröffentlichung dieser Arbeit danken.**

**Interessenkonflikte: Die Autoren erklären, dass keine Interessenkonflikte vorliegen.**

## Nomenklatur

**CSD Gehäusekühlung nach Rotorblatt**
**Zweikreisgetriebener Fan Gehäusekühlung vor dem Rotorblatt**
**DSH Nabenhohlraumeinströmung stromabwärts des Rotorblattes**
**HPR Hochdruckrotor**
**HPS Hochdruckstator**
**HTEC HPS Hinterkantenkühlschlitz**
**IPS Mitteldruckstator**
**ITEC IPS Hinterkanten-Kühlschlitz**
**LE, TE Vorderkante, Hinterkante**
**PS, SS Druckseite, Saugseite**
**RANS Reynolds-gemittelter Navier–Stokes**
**TBC Wärmedämmschicht**
**USH Nabenhohlraumeinströmung vor dem Rotorblatt**

## Verweise

1. **Bunker, RS Integration neuer aerothermischer und Verbrennungstechnologien mit langfristigen Designphilosophien für Gasturbinentriebwerke . In Proceedings des US-ukrainischen Workshops zu innovativen Verbrennungs- und aerothermischen Technologien in Energie- und Stromversorgungssystemen, Kiew, Ukraine, 21.–26. Mai 2001.**
2. **Harvey, NW Aerothermische Auswirkungen von ummantelten und mantellosen Schaufelblättern. In** VKI LS 2004-02, Turbinenschaufelspitzendesign und Spitzenspielbehandlung ; **von Karman Institute for Fluid Dynamics: Rhode-St-Genese, Belgien, 2004; ISBN 2-930389-51-6.**
3. Colón, **S.; Ricklick, M.; Nagy, D.; Lafleur, A. Geometrische Auswirkungen von Schäden an Wärmedämmschichten auf die Temperaturen von Turbinenschaufeln. In Proceedings der ASME Turbo Expo: Technische Konferenz und Ausstellung für Turbomaschinen, Phoenix, AZ, USA, 17.–21. Juni 2019.**
4. **Jarrett, A.; Erukulla, VV; Koul, AK Analyse des Kriechens von Schaufelblättern der ersten Stufe einer Gasturbine. In Proceedings der ASME Turbo Expo: Technische Konferenz und Ausstellung für Turbomaschinen, Phoenix, AZ, USA, 17.–21. Juni 2019.**
5. **Guo, X.; Zheng, W.; Xiao, C.; Li, L.; Antonov, S.; Zheng, Y.; Feng, QC Bewertung der mikrostrukturellen Degradation in einer ausgefallenen Gasturbinenschaufel aufgrund von Überhitzung.** Eng. Fail. Anal. **2019,** 103, **308–318. [CrossRef]**
6. **Kamenik, J.; Shahpar, S.; Keane, AJ; Hogner, L.; Meyer, M.; Toal, DJJ Modellierung und Einfluss von Variationen der Filmkühllöcher an der Hinterkante von Hochdruckturbinenschaufeln. In Proceedings des AIAA Scitech 2020 Forum, Orlando, FL, USA, 6.-10. Januar 2020.**
7. **Sidwell, V. Über den Einfluss von Variabilität und Montage auf den Kühlfluss und die Oxidationslebensdauer von Turbinenschaufeln. Dissertation, Massachusetts Institute of Technology, Cambridge, MA, USA, 2004.**
8. **Jean-Roch, J.; Nor, NAM – Eine Methodik und Fallstudie zur Erkennung von Außenbord-Flammen an aerodynamisch abgeleiteten Gasturbinen. In Proceedings der ASME Turbo Expo: Technische Konferenz und Ausstellung für Turbomaschinen, Phoenix, AZ, USA, 17.–21. Juni 2019.**
9. **Carta, M.; Ghisu, T.; Shahpar, S. Hochpräzise CFD-Analyse von im Betrieb befindlichen ummantelten Rotorblättern von Hochdruckturbinen.** J. Turbomach. **2022,** 144, **121001. [CrossRef]**
10. **Glezer, B.; Arts, T. Thermisch-mechanische Designfaktoren, die sich auf die Spaltweite an Turbinenschaufelspitzen auswirken. In** VKI LS 2004-02, Turbinenschaufelspitzendesign und Spitzenspaltbehandlung; **von Karman Institute for Fluid Dynamics: Rhode-St-Genese, Belgien, 2004; Seiten ISBN 2-930389-51-6.**
11. **Shahpar, S.; Lapworth, L. PADRAM: Parametrisches Design und Rapid Meshing System zur Optimierung von Turbomaschinen, GT2003- 38698. In Proceedings der ASME Turbo Expo und International Joint Power Generation Conference, Atlanta, GA, USA, 16.–19. Juni 2003; Seiten 579–590.**

Machine Translated by Google



**12. Demargne, AJ; Evans, RO; Tiller, PJ; Dawes, WN Praktische und zuverlässige Netzgenerierung für komplexe, reale Geometrien. In Proceedings des 52. AIAA-Treffens der Luft- und Raumfahrtwissenschaften, National Harbor, MD, USA, 13.–17. Januar 2014.**

**13. Lapworth, L. Hydra CFD: Ein Rahmen für die kollaborative CFD-Entwicklung. In Proceedings der International Conference on Scientific and Engineering Computation (IC-SEC), Singapur, 30. Juni–2. Juli 2004.**

**14. Cobell, PA** Computerprogrammiererhandbuch für BS09/BS29 – RRAP-kompatible thermodynamische Subprogramme – Ausgabe **7; CUG BS09; Interner Bericht von Rolls-Royce plc; Rolls-Royce plc.: Derby, Großbritannien, 1996.**

**15. Fitt, A.; Forth, C.; Robertson, B.; Jones, T. Temperaturverhältniseffekte in kompressiblen turbulenten Grenzschichten.** Int. J. Heat Mass Transf. **1986,** 29, **159–164. [CrossRef]**

**16. Kays, W.; Crawford, M.** Convective Heat and Mass Transfer, **2. Auflage; Tata Mc Graw Hill Publishing Co., Ltd.: New York City, NY, USA, 1983.**

**17. Maffulli, R.; He, L. Abhängigkeit des externen Wärmeübergangskoeffizienten und der Aerodynamik von der Wandtemperatur für 3D-Turbinenschaufeldurchgänge —GT2014-26763. In Proceedings of the Asme Turbo Expo, Düsseldorf, Deutschland, 16.–20. Juni 2014.**

**18. Carta, M.; Ghisu, T.; Shahpar, S. Wärmeübertragungsanalyse beschädigter ummantelter Rotorblätter von Hochdruckturbinen. In Proceedings der 15. Europäischen Konferenz für Fluiddynamik und Thermodynamik von Turbomaschinen 2023, Budapest, Ungarn, 24.–28. April 2023; Beitrag Nr. ETC2023-321. Online verfügbar: https://www.euroturbo.eu/publications/conference-proceedings-repository/ (abgerufen am 7. Juni 2023).**

**Haftungsausschluss/Anmerkung des Herausgebers: Die in allen Veröffentlichungen enthaltenen Aussagen, Meinungen und Daten sind ausschließlich die der einzelnen Autoren und Mitwirkenden und nicht die von MDPI und/oder den Herausgebern. MDPI und/oder die Herausgeber lehnen jegliche Verantwortung für Personen- oder Sachschäden ab, die aus den im Inhalt erwähnten Ideen, Methoden, Anweisungen oder Produkten resultieren.**

Machine Translated by Google

Internationale Zeitschrift für
*Turbomaschinen*
*Antrieb und Leistung*

MDPI

Artikel

# Beurteilung des Rotorkaskadensystems unter Off-Design-Bedingungen: Eine aerodynamische Untersuchung zur Plattformkühlung †

**Hamed Abdeh, Giovanna Barigozzi * und Nicoletta Francina**

**Fakultät für Ingenieurwissenschaften und angewandte Wissenschaften, Università degli Studi di Bergamo, 24044 Dalmine, Italien; hamed.abdeh@unibg.it (HA); nicoletta.francina@unibg.it (NF)**
*** Korrespondenz: giovanna.barigozzi@unibg.it; Tel.: +39-035-2052317**
† **Dieses Manuskript ist eine erweiterte Version des Tagungspapiers ETC2023-131, das im Proceeding der 15. European Turbomachinery Conference, Budapest, Ungarn, 24.–28. April 2023, veröffentlicht wurde.**

**Zusammenfassung: Der Off-Design-Zustand einer Rotorschaufelkaskade mit und ohne Plattformkühlung wurde experimentell untersucht. Die Fähigkeit der Gasturbine, mit 50 % bis 20 % ihrer nominalen Ansaugluftmenge betrieben zu werden, hat eine wichtige Auswirkung auf die Änderung des Einlassanstellwinkels,** der von nominal bis ÿ20° variierte . **Die Plattformkühlung durch einen vorgelagerten Schlitz, der den Spalt zwischen Stator und Rotor simuliert, wurde berücksichtigt. Die Auswirkungen der Rotation auf die Einspritzung des Spülstroms wurden simuliert, indem Rippen innerhalb des Schlitzes installiert wurden, um dem Kühlmittelstrom eine tangentiale Richtung zu geben. Aerodynamische Messungen zur Quantifizierung des aerodynamischen Verlusts der Kaskade und der sekundären Strömungsstrukturen wurden bei Ma2is = 0,55 durchgeführt, wobei das Verhältnis des Kühlmittel- zum Hauptstrommassenstroms** (MFR %) **und der Anstellwinkel variiert wurden. Die Ergebnisse zeigen, dass die Verluste mit** dem MFR stark zunehmen. **Ein negativer Anstellwinkel ermöglicht eine Reduzierung des Gesamtverlusts, selbst wenn Kühlmittel mit einem hohen** MFR eingespritzt wird. **Je negativer der Anstellwi**

**Schlüsselwörter: Gasturbine; Plattform; Sekundärströmungen; Anstellwinkel**

check for updates

**Zitat: Abdeh, H.; Barigozzi, G.; Franchina, N. Rotor Cascade Assessment at Off-Design Condition: Eine aerodynamische Untersuchung zur Plattformkühlung.** Int. J. Turbomach. Propuls. Power **2023, 8, 23. https:// doi.org/ 10.3390/ijtpp8030023**

**Wissenschaftlicher Herausgeber: Sergio Lavagnoli**

**Erhalten: 5. Juni 2023**
**Überarbeitet: 10. Juli 2023**
**Akzeptiert: 21. Juli 2023**
**Veröffentlicht: 22. Juli 2023**

**Copyright: © 2023 bei den Autoren. Lizenznehmer MDPI, Basel, Schweiz.**
**Dieser Artikel ist ein Open Access-Artikel, der unter den Bedingungen und Bedingungen der Creative Commons Namensnennungs-Lizenz (CC BY-NC-ND) (https:// creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/ ).**

## 1. Einleitung

**Aktuelle Trends in der Stromerzeugung zielen darauf ab, die Umweltauswirkungen anthropogener Aktivitäten zu verringern, da die Besorgnis über die irreversiblen Folgen der globalen Erwärmung in den letzten Jahren zugenommen hat. Die Reduzierung der energiebedingten CO2- Emissionen zur Begrenzung des Klimawandels steht im Mittelpunkt des Energiewendeszenarios [1]. Die Wettbewerbsfähigkeit erneuerbarer Energien gegenüber fossilen Brennstoffen hat zugenommen, insbesondere bei der Stromerzeugung. Die erneuerbare Primärenergie (ohne Wasserkraft) stieg im Jahr 2021 weltweit um rund 5,1 EJ, was einer jährlichen Wachstumsrate von 15 % entspricht und stärker ist als die 9 % des Vorjahres [2]. Der Beitrag erneuerbarer Energien dürfte im kommenden Jahrzehnt weiter zunehmen. Kurzfristig werden Gasturbinentriebwerke der Partner erneuerbarer Energien sein und eine Schlüsselrolle bei der Umstellung des globalen Energiesektors von fossilen Brennstoffen auf kohlenstoffneutrale Energiequellen spielen. Gasturbinen können eingesetzt werden, um die Energieschwankungen erneuerbarer Energien im Netz auszugleichen und durch den Einsatz kohlenstoffneutraler Brennstoffe w**

**Um auf dem Markt wettbewerbsfähig zu bleiben, müssen Turbinen der neuen Generation so konzipiert sein, dass sie ihre Leistung schnell erhöhen und verringern, umgehend starten und herunterfahren und Leistungsreduzierungen tolerieren können, während sie gleichzeitig die Emissionsvorschriften einhalten. Schnelles Starten und Herunterfahren mit häufigen Lastanpassungen bis hin zur reduzierten Mindestlast führen dazu, dass Motoren unter kritischeren thermomechanischen Bedingungen mit Metallverzerrungen arbeiten, die die Fluiddynamik des Sekundärluftsystems (SAS) und damit des gesamten Motors stark beeinträchtigen können.**

**Ein besseres Verständnis der aero-thermo-mechanischen Wechselwirkungen und genauere Vorhersagen der Aerodynamik, des Wärmeübergangs und der Kühlströme bei variablen Lastbetriebsarte**

Machine Translated by Google



Bedingungen sind entscheidend für moderne Motorkonstruktionen. Obwohl Übergangsbereiche im nächsten Szenario der Energieerzeugung einen erheblichen Anteil der Betriebszeit von industriellen Gasturbinen ausmachen könnten, ist das Wissen über das Verhalten typischer SAS-Komponenten unter reduzierten Mindestlastbedingungen derzeit begrenzt. Dies gilt umso mehr für ihre Wechselwirkungen mit dem Hauptströmungspfad angesichts der Verformungen von Stator-/Rotorteilen . Spülluft, die aus den letzten Stufen des Kompressors entnommen wird, wird in einem geringen Radius in den Turbinenradraum eingeführt, bevor sie durch die Randdichtung am Rand der Scheiben unmittelbar vor der Schaufelendwand austritt. Labyrinthdichtungen werden als berührungslose Lösungen verwendet, um die Leckage zwischen den stationären und rotierenden Komponenten so weit wie möglich zu begrenzen und die Kühlluftzufuhr zu den im Heißgaspfad liegenden Elementen zu steuern [3]. Viele Studien dokumentieren die Leistung von Labyrinthdichtungen, wobei meist der Durchflusskoeffizient als Funktion der Druckverhältnisdaten angegeben wird [4,5], aus denen einfache 1D-Konstruktionskorrelationen abgeleitet werden können. Es hat sich gezeigt, dass der Durchfluss durch Labyrinthdichtungen sehr empfindlich auf geometrische Veränderungen infolge von Drehzahländerungen reagiert. Der Durchflusskoeffizient ändert sich bereits bei einer Veränderung des Dichtungsspiels um nur 2 % erheblich [6,7]. Strömungsverhältnisse, die aufgrund großer Veränderungen im Spiel nicht den Auslegungsanforderungen entsprechen, müssen bei der weiteren Verbesserung des SAS-Systems und damit der gesamten Motorleistung berücksichtigt werden.

Die Sperrströmung, die vom Stator zum Rotor hin austritt, interagiert mit der Hauptströmung und beeinflusst sowohl die aerodynamischen als auch die thermischen Eigenschaften des Rotorgitters . Eine umfassende Übersicht über die verfügbare Literatur zu diesem Der Verlust für die Schaufelreihe steigt mit der Spülluftmenge (siehe zum Beispiel [9]) aufgrund der Verstärkung des Hufeisenwirbels auf der Druckseite, in dem der größte Teil der Spülluft eingeschloss Die erhöhte thermische Belastung des ersten Rotors hat die Konstrukteure dazu veranlasst, diesen Spülstrom nicht nur zu Dichtungszwecken, sondern auch zur Kühlung zu nutzen. Typischerweise reicht ein Verhältnis von Spülmassenstrom zu Hauptstrom im Bereich von 0,7–1,0 % aus, um den Scheibenhohlraum wirksam gegen das Eindringen heißer Gase abzudichten, zur Kühlung können jedoch größere Massenanteile erforderlich sein. Tatsächlich wirkt sich eine Erhöhung des Kühlmittel-Hauptstrom-Massenstroms (MFR) positiv auf die Plattformkühlung aus (siehe beispielsweise [10]). Um alle Strömungs- und Wärmeübertragungsphänomene im Zusammenhang mit der Wechselwirkung zwischen Spül- und Hauptstrom über den Rotor vollständig zu erfassen, wurden im Laufe der Jahre Untersuchungen an rotierenden Anlagen (u. a. [11] ) und stationären Schaufelgittern (z. B. [12]) durchgeführt . Nur wenige Forscher untersuchten die Auswirkungen variabler Drehzahlen [13] und von Variationen bei Schlitzabmessungen und -form (z. B. [14–19]). Nach Kenntnis des Autors wurden die Auswirkung

Die Betriebsbedingungen einer Turbine können sich aufgrund unterschiedlicher Lastanforderungen, aber auch aufgrund unterschiedlicher Umgebungsbedingungen ändern. Was auch immer die Motivation ist, ein reduzierter Massenstrom bei fester Drehzahl führt bei einer Unterschallströmung zu einem negativen Anstellwinkel der ersten Rotorschaufelkaskade , was zu einer Verringerung der Sekundärströmungen und der damit verbundenen Verluste führt [20]. Der Anstellwinkel entlang der Schaufelspanne kann jedoch aufgrund der komplexen Strömung vom Stator, die aus der Wechselwirkung zwischen wirbelnden Verbrennungsgasen , der aus dem Brennkammer-Stator-Schnittstellenspalt austretenden Kühlmittelströmung und den Stator-Sekundärströmungen resultiert, erheblich variieren [21–23]. All dies macht das Strömungsmuster, das mit der aus dem Stator-Rotor-Schnittstellenspalt austretenden Dichtungsströmung interagiert, äußerst kompliziert, was sich auf die Dichtungs- und Kühlfähigkeit auswirkt. Schließlich könnte eine Reduzierung der Funktionsfähigkeit der Turbine auf die Mindestlast zu einer Nichtübereinstimmung zwischen dem führen, was der Kompressor an das SAS liefern kann, und dem, was die Turbine zur Abdichtung benötigt, was möglicherweise den sicheren Betrieb des g

Diese Studie untersucht experimentell das aerodynamische Verhalten einer Rotorblattkaskade mit Plattformkühlung durch einen vorgelagerten Schlitz unter verschiedenen Anstellwinkeln von nominal bis ÿ20° , was möglicheOff-Design-Strömungsbedingungen bis zur Mindestlast darstellt . Für diskrete Werte dieses Parameters wurde der Kühlmittel-Hauptstrom-Massenstrom MFR bei einem festen Dichteverhältnis DR = 1,0, einem Einlassturbulenzintensitätsniveau Tu1 = 7,5 % und einer nachgelagerten Machzahl Ma2is = 0,55 variiert. Die Entscheidung, den Hauptstrom auf einem festen Niveau zu halten, wurde durch den Wunsch motiviert, den Effekt des Anstellwinkels zu isolieren. Tatsächlich kann die Variation des

Machine Translated by Google



**Die Hauptströmungsrate hätte zu einer kombinierten Änderung der Reynoldszahl Re2is und der Machzahl geführt, was es schwierig macht, die unterschiedlichen Beiträge zu identifizieren. Andererseits stellen die vorgestellten Ergebnisse einen Ausgangspunkt für eine umfassendere Untersuchung dar, deren Ziel es ist, die Auswirkungen von Off-Design-Bedingungen auf das aerodynamische und Wärmeübertragungsverhalten einer Rotorblattkaskade zu bewerten, wobei auch geometrische Änderungen des Spalts berücksichtigt werden. Dieses Manuskript ist eine erweiterte Version des ETC2023-131-Tagungspapiers, das in den Proceedings der 15. European Turbomachine**

## 2. Versuchsaufbau Die

**Versuchskampagne wurde in dem in Abbildung 1 gezeigten kontinuierlich laufenden Saugwindkanal für Rotorblattkaskaden** durchgeführt . **Diese Anlage und das Kaskadenmodell (Abbildung 2) wurden ausführlich in [25] beschrieben, auch wenn einige Verbesserungen, hauptsächlich am Bläsersektion, vorgenommen wurden, wodurch eine wesentlich höhere Austritts-Mach-Zahl erreicht werden konnte. Der Testbereich des Windkanals beherbergt eine für die erste Stufe von Hochdruckturbinen typische 7-Blatt-Kaskade: Die Kaskade ist durch ein Steigungs-Sehnen-Verhältnis s/C von 0,637 und ein Längen-/ Höhenverhältnis H/C von 1,24 gekennzeichnet (Tabelle 1). Das Profil des zylindrischen Tragflächenprofils (Abbildung 2) bildet den Nabenabschnitt eines ersten industriellen Rotortragflächenprofils nach. Ebenso besteht die Verbindung zwischen Blatt und Nabe aus einer 3D- Abrundungskante und repliziert so das echte Moto**

**Abbildung 1. Windkanal.**

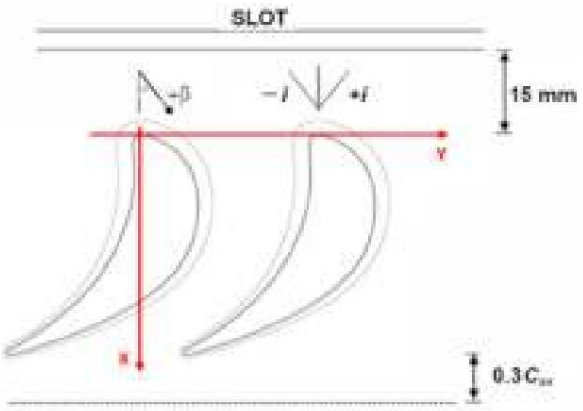



**Abbildung 2. Rotorblattkaskade.**

**Tabelle 1. Kaskadengeometrie und nominale Betriebsbedingungen.**

| Kaskadengeometrie | Betriebsbedingungen |
|---|---|
| **s/C = 0,637** | **Ma2is = 0,55** |
| **H/C = 1,24** | Tu1 **= 7,5** |
| ÿ1 **= ÿ30,87ÿ** | **% Re2is = 1,51 × 106** |

Machine Translated by Google



Die Tests wurden mit einer festen Einlass-Mach-Zahl Ma1 **= 0,24 durchgeführt ,** was ungefähr **einer isentropischen Mach-Zahl Ma2is = 0,55 stromabwärts entspricht, wobei der Einlassströmungswinkel von** ÿ **Anstellwinkel bis hinunter zu ÿ20ÿ Anstellwinkel in regelmäßigen Schritten von 10ÿ variiert wurde. Um diese 0 diskreten Inzidenzvariationen (ÿ20ÿ , ÿ10ÿ , 0ÿ ) wurde der Einlaufbereich des Windkanals neu gestaltet. Abbildung 3 zeigt das Bild des Aufbaus mit dem niedrigsten getesteten Inzidenzwert** (i **= ÿ20ÿ ).**

**Abbildung 3. Setup für** i **= ÿ20ÿ .**

**Der Windkanal wurde unter stationären Bedingungen betrieben, wobei die Turbulenzintensität der freien Strömung künstlich erhöht wurde. Dies wurde durch den Einbau eines Gitters aus zylindrischen Stäben im Eingangsbereich erreicht. Der Turbulenzabfall war ähnlich dem in [25] gezeigten und ergab einen** Tu1 **= 7,5% an der Vorderkantenebene, wie durch ein Zweikomponenten-Laser- Doppler-Velocimeter nachgewiesen wurde.**

**Die Bedingungen des Einlassstroms wurden 1,0** Cax **vor der Vorderkantenebene mithilfe einer 3-Loch-Aerodynamischen Sonde überwacht, während die Bedingungen am Auslass mithilfe einer Reihe von 31 Druckmessstellen überwacht wurden, die über vier Durchgänge in tangentialer Richtung in einem Abstand von 0,5** Cax **von der Hinterkantenebene verteilt waren. Das Geschwindigkeitsprofil des Einlassstroms und der Turbulenzgehalt wurden mithilfe einer abgeflachten Pitotsonde** (ÿMa **= ±0,01) und einer Eindraht-Hitzdrahtsonde gemessen. Abbildung 4 zeigt das resultierende Profil der Einlassgrenzschicht, aus dem integrale Parameter berechnet wurden, wie die Grenzschichtdicke ÿ, die Verschiebungsdicke** ÿ* **und der Formfaktor H12, definiert als das Verhältnis zwischen** ÿ* **und der Impulsdicke ÿ. Die Turbulenzintensität und die integrale Längenskala** ÿx **werden ebenfalls angegeben, wobei letztere durch numerische Integration der Autokorrelationsfunktion des erfassten Hitzdrahtsignals berechnet wurde. tt**

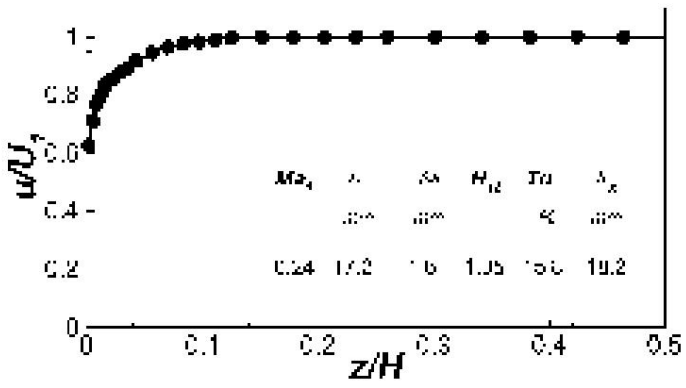



**Abbildung 4. Einlassgrenzschicht** (X/Cax **= ÿ1).**

**Die Kühlung der Rotorplattform erfolgt durch einen Schlitz, der den Spalt zwischen Stator und Rotor simuliert (Abbildung 5). Die Schlitzbreite beträgt 0,042 C und befindet sich 0,158** Cax **vor dem füh**

Machine Translated by Google



**Kantenebene (siehe Abbildung 2), die dreieinhalb Schaufeldurchgänge abdeckt. Um dem ff -Spülstrom den richtigen Einspritzwinkel zu geben, wurden 8 Rippen innerhalb des Schlitzes installiert. Dasselbe Kühlschema wurde zuvor von den Autoren in einer anderen Rotorschaufelkaskade bei einem niedrigeren Ma2is von 0,3 und** Tu1 **von 0,6 %** getestet **[26]. Der Neigungswinkel der Rippe muss so gewählt werden, dass er den kombinierten Einfluss von Rotation und Einspritzbedingungen so genau wie möglich simuliert. Im Allgemeinen würde eine Verdoppelung des** MFR **ungefähr auch eine Verdoppelung des tangentialen Einspritzwinkels bei einer festen Rotationsgeschwindigkeit zur Folge haben. Der hier betrachtete Nominalwert von ÿ10ÿ (siehe Abbildung 5-rechts) stellt ungefähr den Auslegungsbetriebszustand des Motors mit ein**

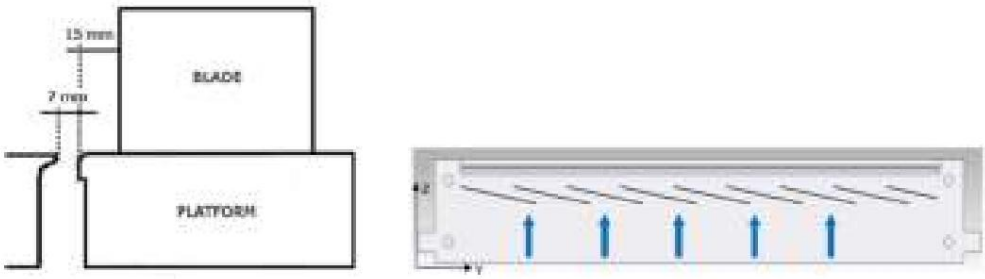



**Abbildung 5. Kühlschema der Plattform.**

**Die Testbedingungen umfassten Schwankungen des** MFR **von bis zu 2,0 % und das Einspritzen von Luft bei Raumtemperatur als Kühlmittel. Der untersuchte** MFR- **Bereich ist groß genug, um alle möglichen Betriebsbedingungen des Motors abzudecken. Kühlmittelmassenstrom (Blendenvorrichtung** ÿÿmc **< ±2,1 %), Kühlmittelgesamtdruck** (ÿpc **= ±10 Pa) und Temperatur** (ÿTc **= ±0,5** ÿC) im Plenum wurden überwacht, um die Einspritzbedingungen zu kontrollieren. **Bei allen Unsicherheitsbewertungen wurde immer ein Konfidenzintervall von 95 %** berücksichtigt.

## 3. Messtechniken

**Jeder Windkanalaufbau wurde zunächst getestet, um den tatsächlichen Einlassströmungswinkel und somit den Anstellwinkel der Kaskade zu ermitteln. Darüber hinaus wurde die aus dem Schlitz austretende Spülströmung im Konstruktionskaskadenzustand bei** MFR **= 1 % charakterisiert. Damit sollten der Einspritzwinkel und die gleichmäßige Verteilung zwischen benachbarten Durchgängen überprüft werden. Die Einlassströmung zur Blatt-zu-Blatt-Ebene in Spannweitenmitte und die aus dem Schlitz austretende Strömung wurden durch ein Zweikomponenten- Laser-Doppler-Velocimeter (LDV) charakterisiert. Das LDV-System basiert auf einem 300 mW Ar+-Laser, wobei Sägemehlrauch als Saatpartikel verwendet wird. An jedem Standort wurden 20.000 Burst-Signale erfasst , um statistisch genaue Durchschnittswerte zu gewährleisten: Unsicherheiten von ±0,14 % und ±1,0 % für Mittel- und Effektivwerte wurden bei einem Turbulenzintensitätsniveau von 10 % und einem Konfidenzniveau von 95 % erhalten**

**Die kombinierte Auswirkung von Hauptstromeinfall und Plattformkühlung auf die Aerodynamik der Kaskadenströmung wurde durch Durchqueren einer miniaturisierten 5-Loch-Drucksonde bei 30 % der axialen Sehne stromabwärts der Hinterkantenebene beurteilt. Die Sonde wurde intern entwickelt. Der Sondenkopf wurde durch Sintern hergestellt: Er hat eine konische Spitze mit 2 mm Durchmesser, die 50 mm vom Schaft vorsteht. Er wurde intern für variable Gier- und Nickwinkel im Bereich ±25°** kalibriert , **wobei die Machzahl im Bereich von 0,05 bis 0,7 variiert wurde.**
**Die Traversen erstrecken sich über zwei Teilungen und decken die Hälfte der Blattspannweite ab. Verteilungen des kinetischen Energieverlustkoeffizienten *(ÿÿ* = ±0,3 %), des Abweichungswinkels *ÿ* ÿ yms *(ÿÿ* = ±1 ÿ ) und der stromlinienförmigen Wirbelstärke** ÿs **wurden aus lokalen Daten abgeleitet. Letztere wurden mithilfe der Zulaufgeschwindigkeit und der tatsächlichen Sehne normalisiert.**

### 4. Ergebnisse

**Die experimentellen Ergebnisse zeigten das aerodynamische Verhalten des betrachteten Rotorplattform-Kühlschemas bei variablem** MFR **im Bereich zwischen 0,5 % und 2,0 % und variablem Einlassströmungswinkel von nominal bis ÿ20 ° . Zur Orientierung werden zunächst die Charakterisierungen des Einlassstroms und des Schlitzauslassstroms beschrieben, um den tatsächlichen Strömungswinkel des**

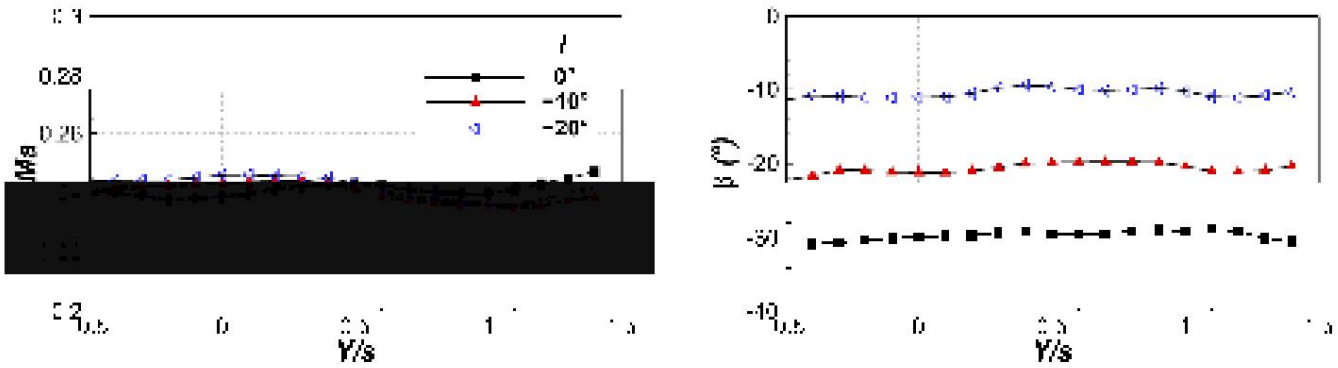
Machine Translated by Google



**Kaskade. Anschließend wird der Einfluss des Anstellwinkels auf die sekundären Strömungsverluste diskutiert, wobei ungekühltes Gehäuse als Referenz.**

4.1. Charakterisierung des Kaskadeneinlassflusses

**Abbildung 6 zeigt die Machzahl- und Strömungswinkelverteilungen gemessen bei** X/Cax **= ÿ0,5 entlang der tangentialen Richtung für die drei getesteten Inzidenzwerte. Dies Die stromaufwärts gelegene Position wurde gewählt, da sie weit genug von der Schaufelvorderkante entfernt ist, nicht durch den Stagnationseffekt beeinflusst. Der Einströmwinkel *ÿ* ist definiert in Bezug auf die axiale Richtung: nach der Inzidenzdefinition** von [27] entspricht eine negative Inzidenz **zu einem Einströmwinkel, der größer oder kleiner als im Auslegungsfall ist. Der Steigungsströmungswinkel** Verteilungen zeigen eine gute Stabilität. Darüber hinaus **betrug die gemittelte Einlass-Machzahl** Ma1 **immer nahe bei 0,24, mit einer maximalen Abweichung von etwa ±1,5 % über zwei Teilungen, zeigt eine gute Übereinstimmung zwischen den drei getesteten Anfallsfällen. Die Verteilungen nach Steigung wurden gemittelt, um die tatsächlichen Anfallswinkel zu erhalten, die in Tabelle 2 angegeben sind. Der D Der Winkel, gemessen im theoretischen** 0ÿ- **Einfallsfall, wird als Referenz betrachtet. Der leicht Der negative Anstellwinkel im theoretischen** 0ÿ- **Fall ist wahrscheinlich auf die Turbulenz zurückzuführen Generator, der eine Strömungsumlenkung vor der Kaskade bewirkt, ähnlich wie [21,28].**




**(A)** **(B)**

**Abbildung 6. Annäherung an die Strömungscharakteristik** (X/Cax **= ÿ0,5): (a)** Ma1 ; **(b) ÿ.** *ÿ*

**Tabelle 2. Einlass-Einfallswinkel für variable Testbedingungen.**

| **i Theoretisch** (ÿ ) | *ÿ* ( ) | **i Tatsächlich** (ÿ ) |
|---|---|---|
| | **ÿ29,8** | **ÿ1,1** |
| **0** | **ÿ20,8** | **ÿ10,1** |
| **ÿ10 ÿ20** | **ÿ10,6** | **ÿ20,3** |

4.2. Charakterisierung des Spülstroms

**Um die Qualität des Spülstromausstoßes aus dem Schlitz zu überprüfen, Kühlmittelströmungsgeschwindigkeit wurde mit dem LDV-System in der Mitte des Schlitzausgangs gemessen. Es wurden Tests durchgeführt für ein Verhältnis Kühlmittel- zu Hauptstrommassenstrom** MFR **= 1,0 % bei Auslegungseinfall. Abbildung 7 zeigt, dass der durch den Schlitz abgegebene Spülstrom in einer Teilungsperiode ausreichend periodisch ist Richtung. Die Tonhöhen-zu-Tonhöhen-Variation in den drei Geschwindigkeitskomponenten lag immer unter ±5,5%. Der Stagnationseffekt vor den Rotorblättern ist bei** Y/s **= 0 und 1 deutlich. Der Mittelwert Der Spülstromwinkel in der (Y,Z)-Ebene betrug 12ÿ , berechnet durch Mittelung der gemessenen Geschwindigkeit Komponenten entlang der Tonhöhenrichtung.**

Machine Translated by Google



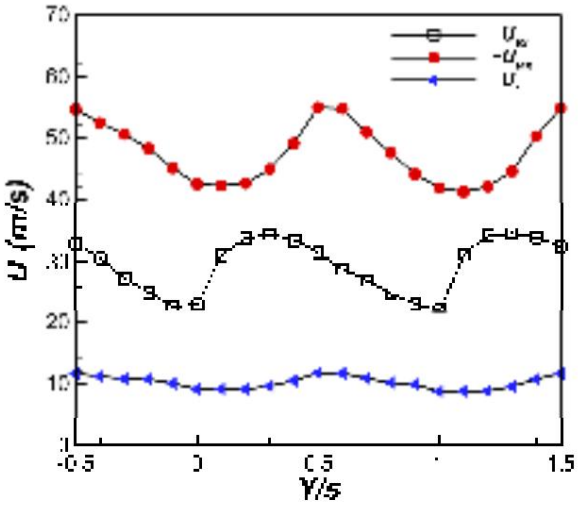
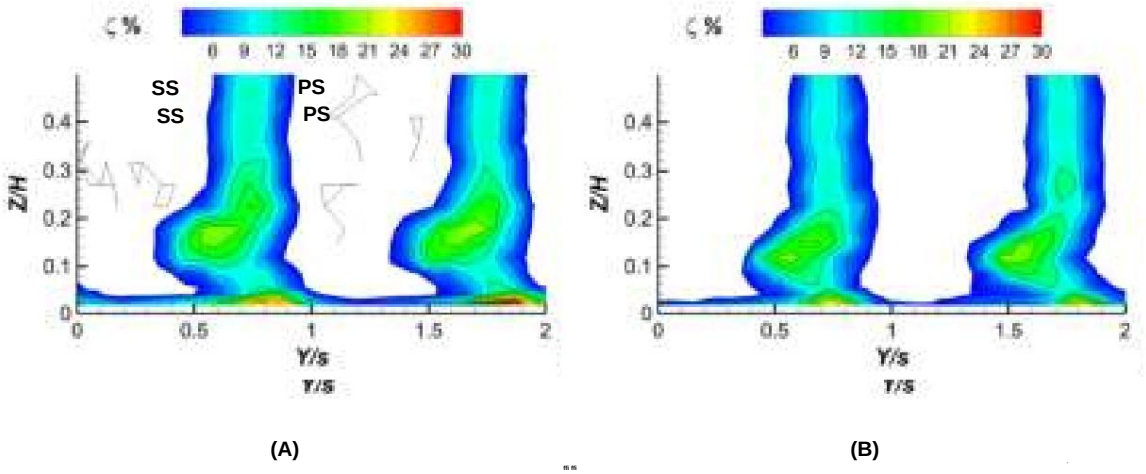



**Abbildung 7. Charakterisierung des Spülstroms am Schlitzausgang** (i = 0ÿ ).

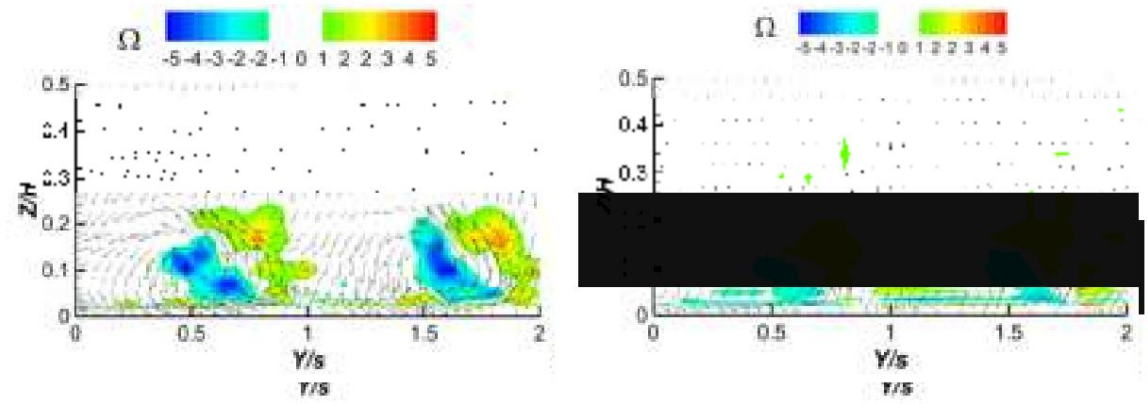
4.3. Lokales Strömungsverhalten – ungekühlte Kaskade

**Die Abbildungen 8 und 9 zeigen die Verteilungen des kinetischen Energieverlustkoeffizienten *(ÿ)* und die normalisierte Wirbelstärke** (ÿ) **mit den darüber liegenden sekundären Geschwindigkeitsvektoren, gemessen stromabwärts der Hinterkantenebene für das Design** (i = 0° ) **und den getesteten minimalen Anstellwinkel von ÿ20° mit einer durchgehenden Plattform (d. h. ohne Schlitz). Der Anstellwinkel von ÿ10° wird nicht angegeben, da er dem Designfall nahe kommt. Diese Daten werden als Referenz für die folgende Untersuchung der gekühlten Plattform b**




**(A)** **(B)**

**Abbildung 8. Verteilung des Koeffizienten des kinetischen Energieverlusts – ungekühlter Fall: (a)** 0ÿ ; **(b) ÿ20ÿ Einfall.**




**(A)** **(B)**

**Abbildung 9. Wirbelstärke und sekundäre Geschwindigkeitsvektoren – ungekühlter Fall: (a)** 0ÿ ; **(b) ÿ20ÿ Anstellwinkel.**

Machine Translated by Google



**Es werden zwei Durchgänge gemeldet, um die Strömungsperiodizität bei beiden getesteten Anstellwinkeln zu verdeutlichen . Es gibt eine maximale Abweichung von Steigung zu Steigung in der Größenordnung von** ÿÿ/ÿ **=** ±4 %. Bei **konstruktionsmäßigem Anstellwinkel ist die Strömung hinter der Kaskade durch eine gut definierte Durchgangswirbelstruktur gekennzeichnet, die sowohl an der Verlustkonzentration auf der Saugseite der Nachläufe zwischen** Z **= 0,1** H **und 0,2** H **(Abbildung 8a) als auch am Bereich mit negativer Wirbelstärke in Abbildung 9a leicht zu erkennen ist. Die gegen den Uhrzeigersinn rotierende Wirbelstruktur mit der entsprechenden positiven Wirbelstärke im Zusammenhang mit dem nachlaufenden Wirbel ist auch in den Abbildungen 8a und 9a zu erkennen. Ein Hinweis auf das Vorhandensein eines Eckwirbels ist ebenfalls zu erkennen, der einem zweiten Bereich mit hohem Verlust in Wandnähe entspricht. In Wandnähe ist auch eine signifikante durchgangswirbelbedingte Querströmung zu erkenn**

**Wie in der Literatur (siehe beispielsweise [19]) zu erwarten, führt eine Abnahme der Häufigkeit negativer Werte zu einer Verringerung der Sekundärströmungen. Die durch den Durchgangswirbel bedingten Verlustspitzen behalten ihre Intensität, bewegen sich jedoch in Richtung Wand, während die Intensität des Eckwirbels abnimmt (Abbildung** 8b). Die Wirbelstärke nimmt zusammen mit der **Querströmung an den Stirnwänden ebenfalls ab** (Abbildung **9b).**

4.4. Lokales Strömungsverhalten – gekühlte Kaskade

**Abbildung 10 zeigt die Auswirkungen von Anstellwinkelschwankungen (von** 0° **bis ÿ20° ) bei festen Kaskadenbetriebsbedingungen** (Ma1 **= 0,24 und** Tu1 **= 7,5 %) für die getesteten Kühlmittel-Hauptstrom-Massenstrom-** Verhältniswerte MFR **(von 0,5 % bis 2,0 %). Aufgrund der guten Strömungsperiodizität wird nur eine Steigung angezeigt. Abbildung 11 zeigt die entsprechenden Wirbelstärkenverteilungen mit überlagerten sekundären Geschwindigkeitsvektoren. Aus Sicherheitsgründen werden nur Wirbelstärkendaten angegeben, die zum Entwurf (0° ) und ÿ20°** Anstellwinkel gehören, da sie eine Diskussion des allgemeinen **Trends auch für den** Fall **ÿ10° ermöglichen .**

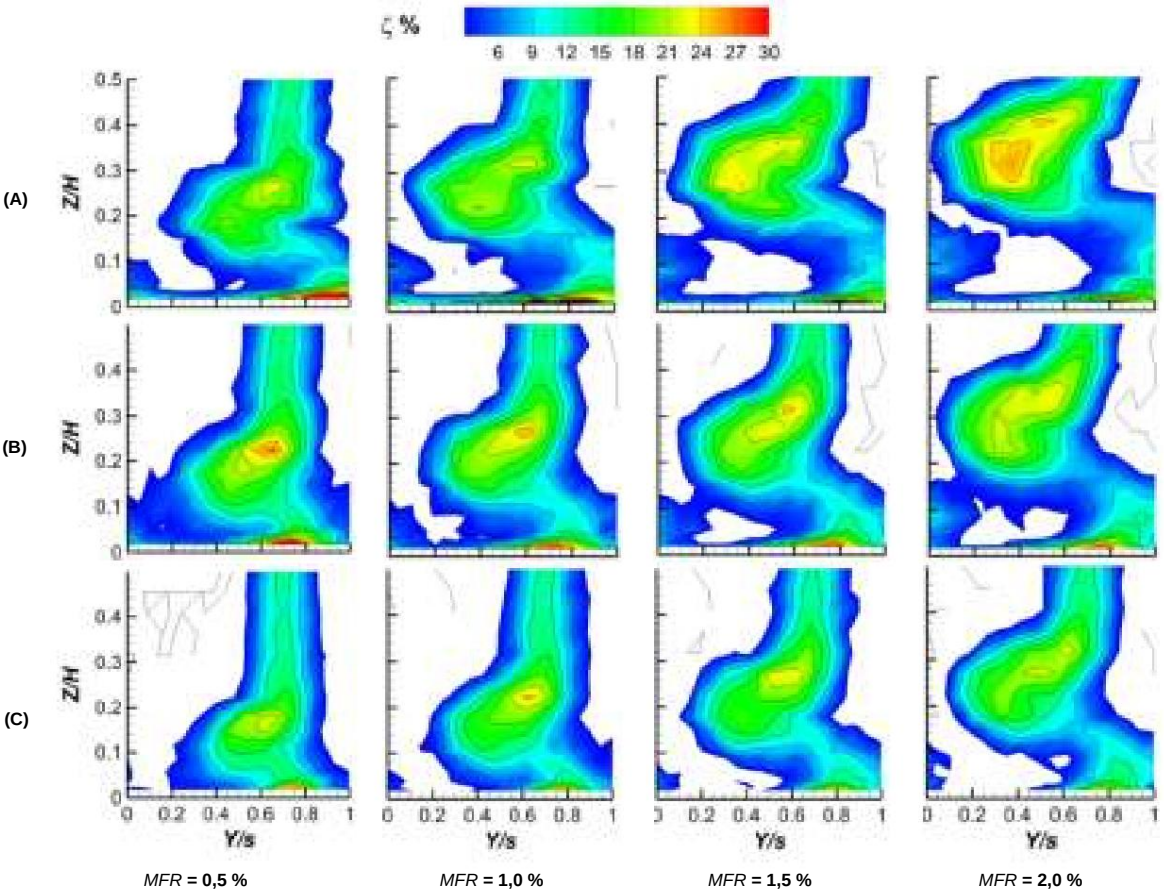
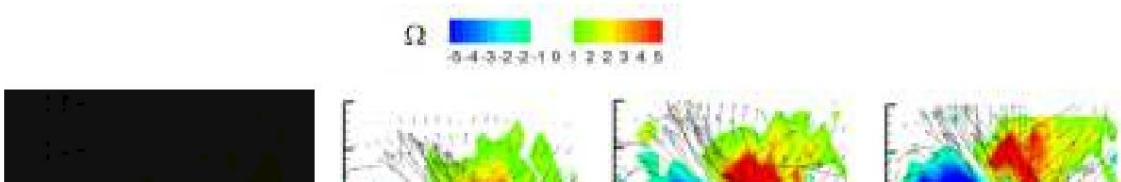



**Abbildung 10. Verteilung des Koeffizienten des kinetischen Energieverlusts bei variabler** MFR: **(a)** 0ÿ ; **(b) ÿ10ÿ ; (c) ÿ20ÿ Einfall.**



Machine Translated by Google

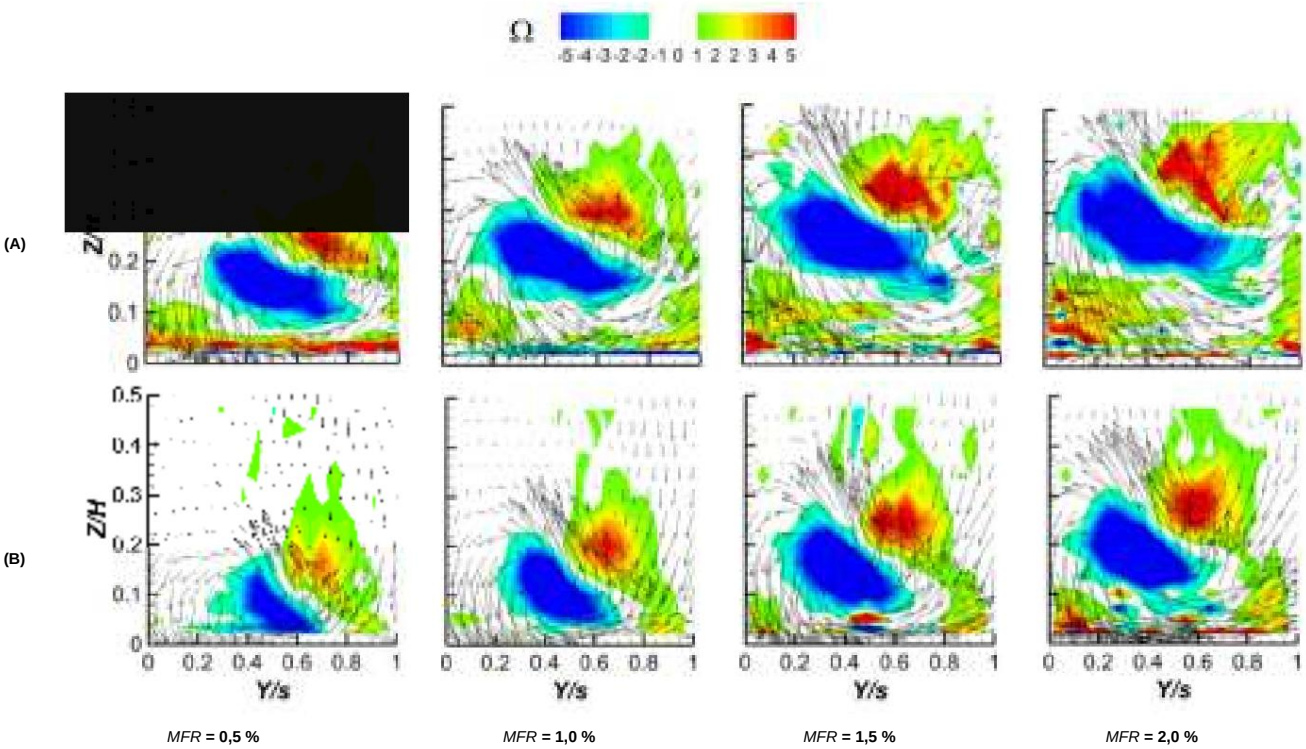



**Abbildung 11. ÿ -Verteilungen für variable** MFR: **(a)** 0ÿ ; **(b) ÿ20ÿ Inzidenz.**

**Wie erwartet [12,18,26]** führt **die Kühlmitteleinspritzung beim Auslegungseinfluss (Bild** 10a) immer **zu einer Erhöhung der kinetischen Energieverluste; und zwar umso mehr, je größer der eingespritzte Massenstrom Die Kühlmitteleinspritzung mit einer negativen tangentialen Geschwindigkeitskomponente (d. h. in die gleiche Richtung wie die mit dem Durchgangswirbel verbundene Querströmung der Endwand) verstärkt den Durchgangswirbel, der sich von der Wand abhebt, was zu einer stark dreidimensionalen Strömungsstruktur führt, die die Kaskade verlässt. Dieses** Verhalten stimmt mit den in Abbildung **11a** für die gleichen Testbedingungen **gezeigten Wirbelstärkenverteilungen überein . Die Messebene wird von der Durchgangswirbelbewegung dominiert, die dem nachfolgenden Stator eine stark schräge Anströmung verleiht. Der negative Wirbelstärkenkern, der dem nachlaufenden abgelösten Wirbel entspricht, weitet sich leicht auf, wodurch die Einspritzung zunimmt, und bewegt sich in Richtung Spannweitenmitte, wobei er der V**

**Die Reduzierung des Anstellwinkels auf ÿ10° und ÿ20° führt zu einem ähnlichen Verhalten beim Einspritzen des Spülstroms bei steigendem** MFR **(Abbildungen 10b, c und 11b). Aber auch wenn der Trend für die beiden getesteten negativen Anstellwinkelwerte ähnlich ist, sind die Auswirkungen auf das Verlustverhalten unterschiedlich. Dank der vorteilhaften Wirkung des negativen Anstellwinkels bewegt sich der durch den Durchgangswirbel bedingte Verlustkern zurück zur Wand und verringert sich in Intensität und Größe, wodurch i reduziert wird, wie auch die Wirbelstärkenkonturkarten in Abbildung 11b zeigen. Beispielsweise sinkt bei einem** MFR **von 2,0 % der Verlustspitzenwert von etwa 25 % bei** 0° **auf 23 % bei ÿ10° bis hinunter auf etwa 15 % bei ÿ20° . Darüber hinaus gilt bei demselben MFR von 2,0 % und i von ÿ20° , im mittleren Abschnitt bildet sich ein 2D-Nachlauf, wenn auch mit begrenzter radialer Ausdehnung. Darüber hinaus bewegt sich die Eckwirbelspur tangential, wenn der Anstellwinkel infolge der verringerten Querströmung an den Stirnwänden** von 0° **auf ÿ10°** abnimmt . **Eine weitere Verringerung des Anstellwinkels scheint nur geringe Auswirkungen auf den Eckwirbel zu haben.**

4.5. Über die Spanne gemittelter Verlust und Abweichungswinkel

**Um die spannweitengemittelten Verteilungen des kinetischen Energieverlustkoeffizienten und des Abweichungswinkels zu berechnen, wurden lokale Daten aus den Abbildungen 10 und 11 (Abbildungen 8 und 9 für den Vollkörperfall) über die Tonhöhe massengemittelt. Die Ergebnisse sind in den Abbildungen 12 und Referenzdaten für den ungekühlten Fall (kein Spalt – feste Endwand) werden ebenfalls angegeben (gestrichelte Linien). Bei** 0° **Anstellwinkel führte ein Anstieg des** MFR **zu einem Anstieg des Durchgangswirbelverlust-Spitzenwerts von 6 % bei** MFR **= 0,5 % auf 8,5 % bei** MFR **= 2,0 % und zu einer Migration desselben in Richtung Spannweitenmitte. Sowohl die Unter- als auch die Überdrehungswerte stiegen bis**

Machine Translated by Google



**ÿ/+6ÿ ，mit Winkelvariationen über die gesamte untersuchte halbe Spannweite. Bei einem Anstellwinkel von ÿ10° wird ein ähnliches Verhalten beobachtet, wenn auch mit einigen Unterschieden: Bei niedrigen Einspritzraten ist die Zunahme des Abweichungswinkels im Vergleich zum Auslegungsfall geringer. Der Verlustanstieg ist ähnlich wie im** 0° **-Fall, aber der durchgangswirbelbezogene Verlustpeak liegt näher an der Wand. Bei hohen Einspritzraten wird ein ähnliches Umkippen und Unterdrehen beobachtet, aber seine Ausdehnung in Spannweitenrichtung ist geringer. Etwas Ähnliches passiert auch beim Anstellwinkel von ÿ20° ,** mit einer weiteren **Verlustreduzierung (der Verlustpeak bei** MFR **= 2,0 % beträgt jetzt etwa 7,5 % gegenüber 8,5 % im** 0° **-Fall) und verschiebt sich in Richtur**

**Schließlich vergleichen die Abbildungen 12d und 13d die Variationen des durchschnittlichen Abweichungswinkels und des Verlustkoeffizienten entlang der Spannweite bei einem festen** MFR **= 1,0 % und variablem Anstellwinkel. Diese Bilder zeigen deutlich, dass das Einspritzen des Spülstroms bei** einem Anstellwinkel von 0° **zu einer erheblichen Erhöhung des aerodynamischen Verlusts und einer enormen Änderung der mittleren Strömungswinkelverteilung in Spannweitenrichtung am Ausgang der Kaskade führt, was sich nachteilig auf den nachfolgenden Stator auswirken könnte. Eine Verringerung des Anstellwinkels scheint vorteilhaft zu sein, da sie die Verluste verringert und dazu beiträgt, die Änderung des Abweichungswinkels auf c**

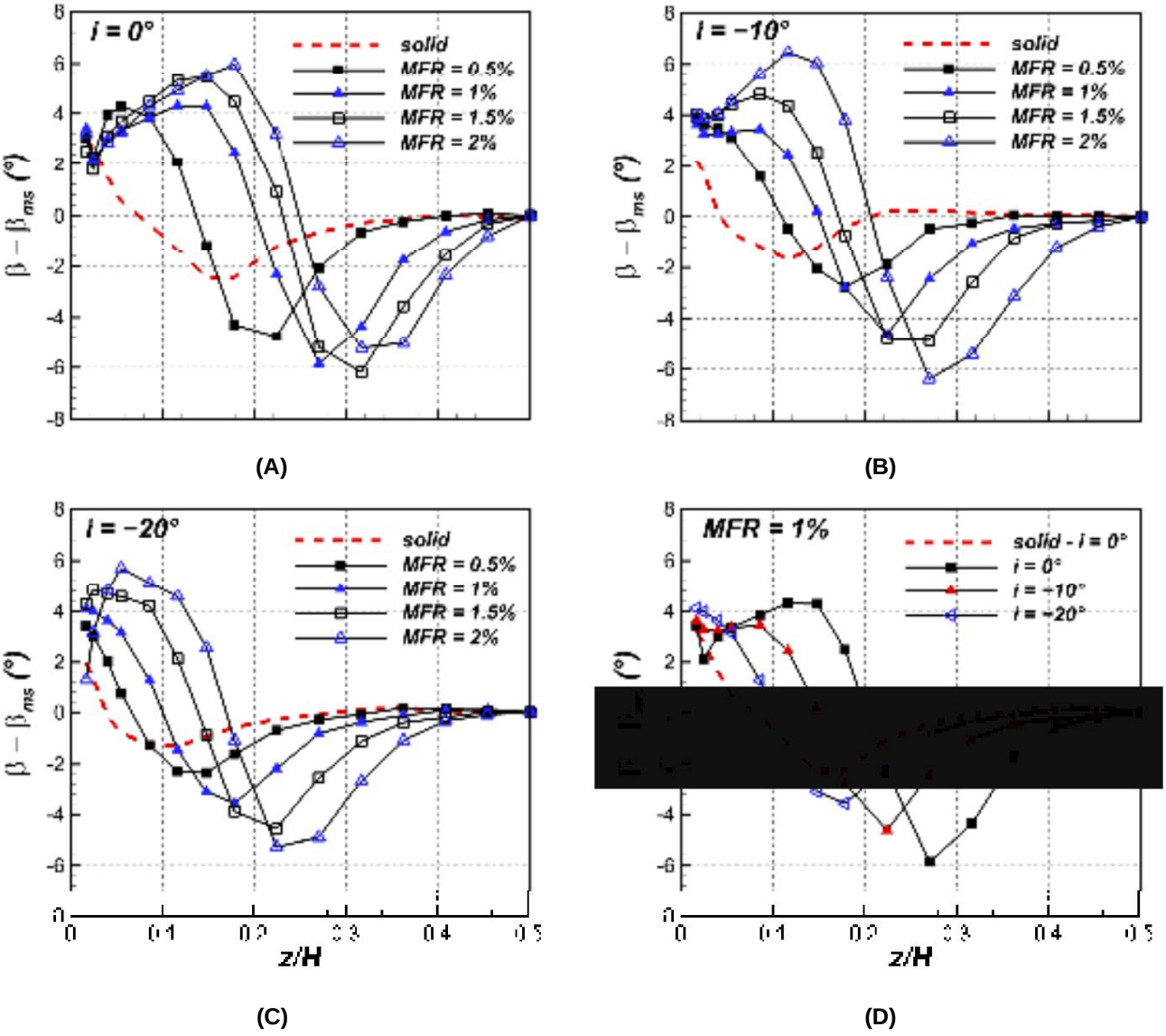
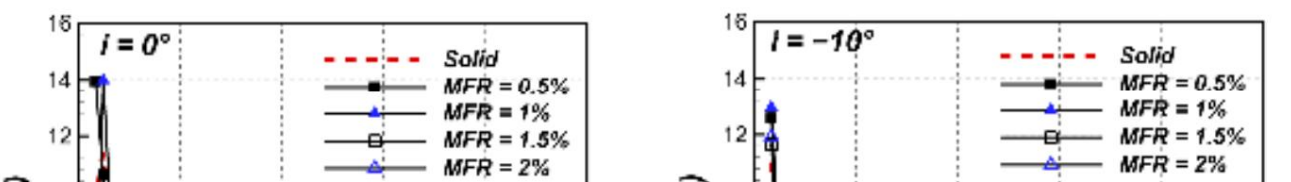



**Abbildung 12.** *ÿÿÿÿ* ÿ $\bar{y}_{MS}$ **für variable** MFR: **(a)** 0ÿ ; **(b) ÿ10ÿ ; (c) ÿ20ÿ ; (d) bei fester** MFR **= 1,0 % und Variable i.**



Machine Translated by Google



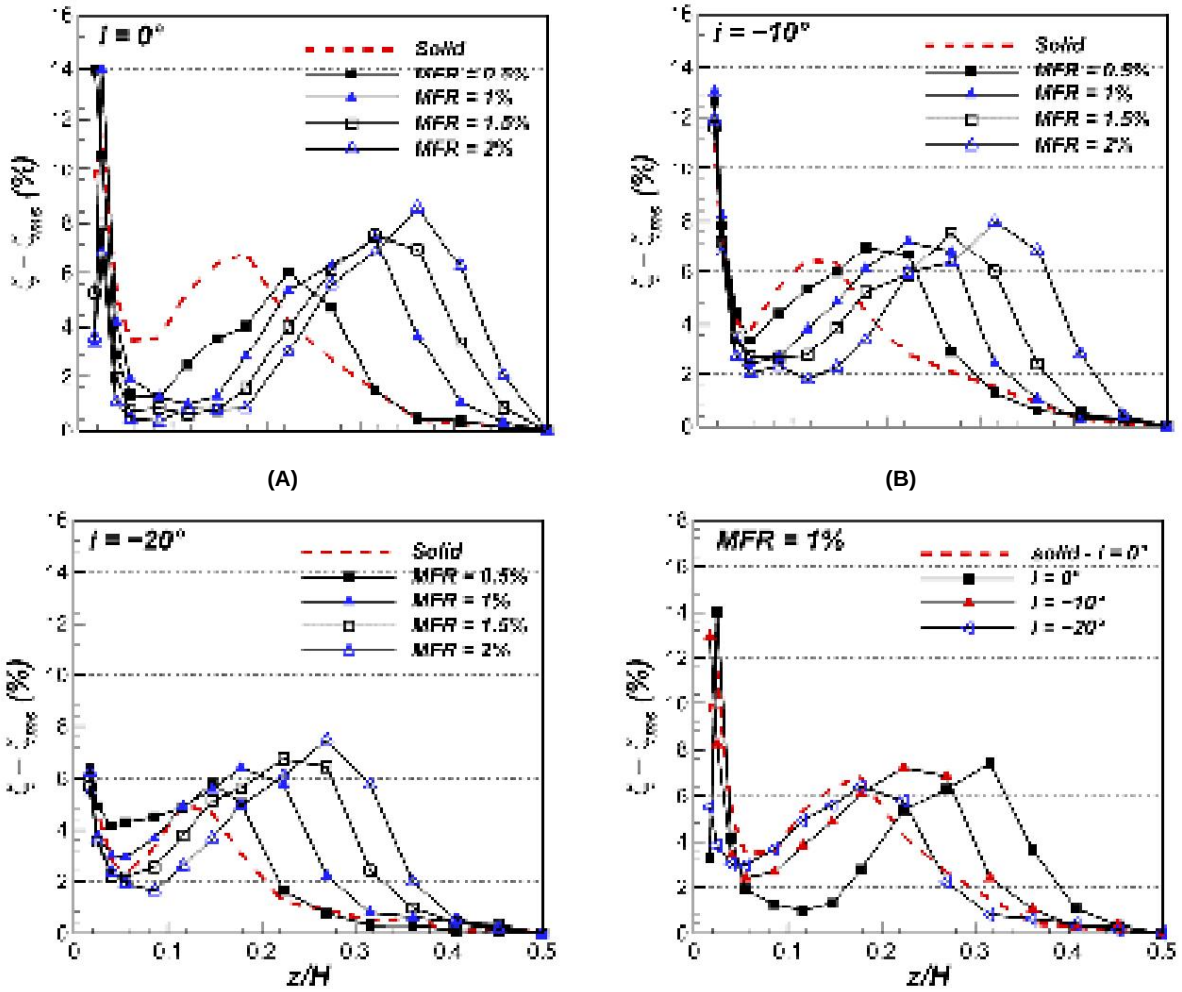



**Abbildung 13.** *ý* **für variable** MFR: **(a)** 0ÿ ; **(b) ÿ10ÿ ; (c) ÿ20ÿ ; (d) bei fester** MFR **= 1,0 % und Variable i.**

4.6. Gesamtverlust

**Um einen quantitativeren Vergleich zwischen den getesteten Betriebsbedingungen zu ermöglichen , wurden aus den Strömungsfelddaten die massengemittelten Energieverlustkoeffizienten ber Der sogenannte Primärverlustkoeffizient wurde wie folgt berechnet:**

$$= \frac{= 2 \quad = 2}{U_{2ist\ ÿ\ 2\ ÿ} \underline{U}_{2}} \qquad (1)$$

**Diese Definition wurde übernommen, weil die berechneten Werte nahezu mit der thermodynamischen Verlustformel übereinstimmen, die auch interne Kühlmittelverluste berücksichtigt. Eine maximale Differenz von 0,44 % wurde bei** MFR **= 2,0 % beobachtet. Abbildung 14 zeigt den gesamten massengemittelten kinetischen Energieverlustkoeffizienten für variable** MFR **und konstanten Anstellwinkel. Der Gesamtverlustkoeffizient steigt kontinuierlich an und erhöht die** MFR, **ähnlich wie in [12]. Eine Änderung des Anstellwinkels in Richtung negativer Werte ändert dieses allgemeine Verhalten nicht, senkt aber den Verlustgrad , insbesondere bei ÿ20° . Der Einfluss eines** Anstellwinkels von **ÿ10° ist begrenzt und reduziert den Gesamtverlustkoeffizienten von ÿ= um etwa ÿ0,5 %, unabhängig von der** MFR. **Die Verlustreduzierung bei ÿ20° ist viel höher und nicht konstant und erreicht ÿ1,6 % bei** MFR **= 2,0**

Machine Translated by Google



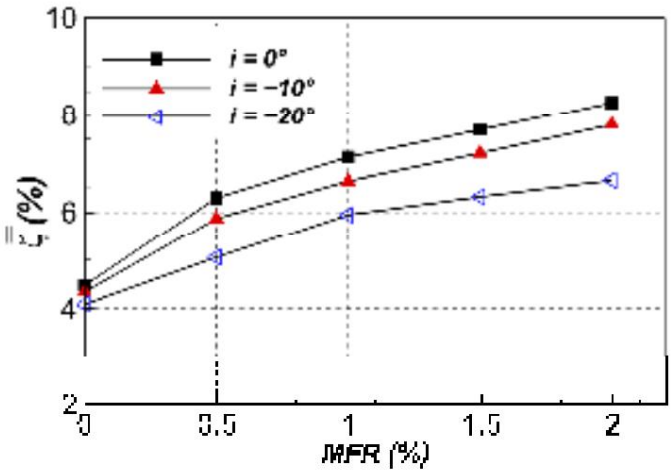



**Abbildung 14. Gesamt -*ÿ* für variable** MFR **und i. *ÿ***

**5. Schlussfolgerungen**

**In einem Rotorgitter wurden unter realistischen Motorbedingungen (Tu1 = 7,5 %, Ma2is = 0,55) aerodynamische Messungen durchgeführt, um** die **Leistung eines Plattformkühlschemas zu bewerten , das den Spalt zwischen Stator-Rotor-Grenzfläche bei verschiedenen** MFR- **Werten zwischen 0,5 % und 2,0 % mit Hauptströmungsanstellwinkeln von** 0° **und ÿ20°** simuliert . **Ziel war die Bewertung der aerodynamischen Leistung dieses gekühlten Laufschaufelgitters durch Simulation einiger Effekte von Betriebsbedingungen mit geringer Last. Die wichtigsten Ergebnisse**

**der vorliegenden Studie sind die folgenden: • Wie erwartet verringert ein negativer Anstellwinkel die Entstehung und Entwicklung von Sekundärströmungen über das**

**Gitter, verringert die Endwandquerströmung und die Gesamtverluste; • Im untersuchten** MFR- **Bereich wirkt sich eine Erhöhung des Kühlmitteldurchflusses nachteilig auf die Gitterleistung aus; je größer der eingespeiste Massenstrom, desto höher der Verlust. Dies gilt unabhängig vom Anstellwinkel des Gitters. Im schlimmsten Fall, d. h. bei**

**Auslegungsanstellwinkel,** führte **eine Verdoppelung des** MFR **von 1 % auf 2 % zu einer Verluststeigerung von *ÿÿ* = +1,1 %; • Die Kombination aus negativem Anstellwinkel**

**und Kühlmitteleinspritzung verringert die Verlustproduktion bei einem mäßigen Anstellwinkel von ÿ10ÿ** nur marginal (ÿÿ **= ÿ0,5 % im Durchschnitt); • Eine stärkere Verringerung von** i **bis auf ÿ20ÿ führt zu einer deutlichen Verringerung der Gesamtverluste, insbesondere bei hohem** MFR

**• Bei einem mäßig negativen Anstellwinkel können hohe** MFR- **Werte nicht nur ÿ *ÿÿ* ÿ für die enormer Verluste verantwortlich sein, sondern auch für eine Verschlechterung der Strömungsqualität beim Annähern an den nachfolgenden Stator aufgrund enormer Variationen in der spannweiten Verteilung von *ÿ*** ÿ ÿms.

**Beiträge der Autoren:** ÿÿ**Konzeptualisierung, GB und HA; Methodik, GB, HA und NF; Untersuchung , HA; Datenkuratierung, GB; Schreiben – Vorbereitung des Originalentwurfs, GB und NF; Schreiben – Überprüfung** und Bearbeitung, GB und NF; Visualisierung, HA; Überwachung, GB. Alle Autoren haben **die veröffentlichte Version des Manuskripts gelesen und ihr zugestimmt .**

**Finanzierung: Diese Forschung erhielt keine externe**

**Finanzierung.** *ÿÿÿ*

**Datenverfügbarkeitserklärung: Die in dieser Studie präsentierten Daten sind auf Anfrage beim entsprechenden Autor erhältlich.**

**Interessenkonflikte: Die Autoren erklären, dass keine Interessenkonflikte vorliegen.**

Machine Translated by Google



## Verweise


1. **Ray, A.; De, S. Erneuerbare Stromerzeugung – Auswirkungen auf Treibhausgasemissionen. In** Encyclopedia of Renewable and Sustainable Materials; **Hashmi, S., Choudhury, IA, Hrsg.; Elsevier: Amsterdam, Niederlande, 2020; S. 728–735.**
2. **BP Statistical Review of World Energy 2022, 71. Ausgabe. Online verfügbar: https://www.bp.com/content/dam/bp/business- sites/en/global/corporate/pdfs/energy-economics/statistical-review/bp-stats-review-2022-full-report.pdf (abgerufen am 1. Februar 2023).**
3. **Owen, JM Luftgekühlte Gasturbinenscheiben: Ein Überblick über aktuelle Forschungsergebnisse.** Int. J. Heat Fluid Flow **1988, 9, 354. [CrossRef] 4. Bozzi, L.; D'Angelo, E.; Facchini, B.; Micio, M.; Da Soghe, R. Experimentelle Untersuchung von Leckageverlusten und Wärmeübertragung in einer nicht-konventionellen Labyrinthdichtung. In Proceedings of the ASME Turbo Expo 2011: Turbine Technical Conference and Exposition, Vancouver, BC, Kanada, 6.–10. Juni 2011; Paper-Nr. GT2011-46362.**
5. **Szyma' ´nski, A.; Wróblewski, W.; Bochon, K.; Majkut, M.; Strozik, M.; Marugi, K. Experimentelle Validierung optimierter Durchgangslabyrinthdichtungen mit verschiedenen Landstrukturen.** Int. J. Heat Mass Transf. **2020,** 158, **119930. [CrossRef]**
6. **Nayak, KC Einfluss der Rotation auf Leckage und Windage-Erhitzung in Labyrinthdichtungen mit Wabenflächen.** J. Eng. Gas Turbines Power **2020,** 142, **4047180. [CrossRef]**
7. **Fraczek, D.; Bochon, K.; Wroblewski, W. Einfluss der Wabensteggeometrie auf die Dichtungsleistung. In Proceedings of the ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, Seoul, Republik Korea, 13.–17. Juni 2016; Paper -Nr. GT2016-57569.**
8. **Barigozzi, G.; Abdeh, H.; Rouina, S.; Franchina, N. Die aerothermische Leistung der Spülströmung und der Filmkühlung der Rotorblattplattform durch diskrete Löcher in modernen Hochdruck-Gasturbinen: Ein Überblick.** Int. J. Turbomach. Propuls. Power **2022, 7, 22. [Querverweis]**
9. **Regina, K.; Kalfas, AI Experimentelle Untersuchung von Spülströmungseffekten auf eine Hochdruckturbinenstufe.** J. Turbomach. **2015,** 135, **041006. [CrossRef]**
10. **Narzary, DP; Liu, KC; Rallabandi, AP; Han, JC Einfluss der Kühlmitteldichte auf die Filmkühlung von Turbinenschaufeln mittels Druck Sensible Maltechnik.** J. Turbomach. **2012,** 134, **031006. [CrossRef]**
11. **Schuepbach, RS; Abhari, MG; Rose, T.; Germain, I.; Raab, JG Auswirkungen von Saug- und Einspritzspülströmung auf die Sekundärströmungsstrukturen einer Hochleistungsturbine. In Proceedings der ASME Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea, and Air, Berlin, Deutschland, 9.–13. Juni 2008; Paper-Nr. GT2008-50471.**
12. **Popovíc, I.; Hodson, HP Aerothermische Auswirkungen der Wechselwirkung zwischen Nabenleckage und Hauptströmungen in hochbelasteten Hochdruckturbinenschaufeln.** J. Turbomach. **2013,** 135, **061014. [CrossRef]**
13. **Suryanarayanan, A.; Mhetras, SP; Schobeiri, MT; Han, JC Filmkühlungseffektivität auf einer rotierenden Turbinenplattform unter Verwendung Druckempfindliche Lackiertechnik.** J. Turbomach. **2010,** 132, **041001. [CrossRef]**
14. **Schlienger, J.; Pfau, A.; Kalfas, AI; Abhari, RS Auswirkungen von Labyrinthdichtungsvariationen auf die axiale Strömung in mehrstufigen Turbinen. In Proceeding der ASME Turbo Expo 2003, Atlanta, GA, USA, 16.–19. Juni 2003; Papier-Nr. GT2003-38270.**
15. **Lynch, SP; Thole, KA Wärmeübertragung und Filmkühlung an einer konturierten Schaufelendwand mit Plattformspaltleckage.** J. Turbomach. **2017,** 139, **051002. [CrossRef]**
16. **Barigozzi, G.; Franchini, G.; Perdichizzi, A.; Maritano, M.; Abram, R. Spülfluss und Geometrie der Grenzfläche beeinflussen die Aerothermische Leistung einer Rotorblattkaskade.** Int. J. Heat Fluid Flow **2013,** 44, **563–575. [CrossRef]**
17. **MacIsaac, GD; Sjolander, SA; Praisner, TJ; Grover, EA; Jurek, R. Auswirkungen vereinfachter Plattformüberlappung und Hohlraumgeometrie auf die Endwandströmung: Messungen und Berechnungen in einer langsam laufenden linearen Turbinenkaskade. In Proceedings of the ASME Turbo Expo 2013: Power for Land, Sea, and Air, San Antonio, TX, USA, 3.–7. Juni 2013; Paper-Nr. GT2013-95670.**
18. **Popoví´c, I.; Hodson, HP Die Auswirkungen einer parametrischen Variation der Felgendichtungsgeometrie auf die Wechselwirkung zwischen Nabenleckage und Hauptströmungen in Hochdruckturbinen. In Proceedings of the ASME Turbo Expo 2012: Power for Land, Sea, and Air, Kopenhagen, Dänemark, 11.–15. Juni 2012; Paper-Nr. GT2012-68025.**
19. **Zhang, Z.; Zhang, Y.; Dong, X.; Qu, X.; Lu, X.; Zhang, Y. Strömungsmechanismus zwischen Spülstrom und Hauptstrom in verschiedenen Dichtungskonfigurationen für Turbinenfelgen.** Chin. J. Aeronaut. **2020,** 33, **2162. [CrossRef]**
20. **Perdichizzi, A. Auswirkungen der Mach-Zahl auf die Entwicklung der Sekundärströmung hinter einer Turbinenkaskade. In Proceedings of the ASME 1989 Internationaler Kongress und Ausstellung für Gasturbinen und Flugtriebwerke, Toronto, ON, Kanada, 4.–8. Juni 1989.**
21. **Abdeh, H.; Barigozzi, G.; Perdichizzi, A.; Henze, M.; Krueckels, J. Einfallseffekt auf die aerothermische Leistung eines Films Gekühlte Leitschaufelkaskade.** J. Turbomach. **2019,** 141, **4041923. [CrossRef]**
22. **Chen, AF; Shiau, CC; Han, JC Filmkühlung der Turbinenschaufelplattform mit simuliertem Wirbelspülfluss und Schlitzflächenleckagebedingungen .** J. Turbomach. **2017,** 139, **031012. [CrossRef]**
23. **Schreiner, BD; Wilson, M.; Li, YS; Sangan, CM Auswirkung der Spülung auf das sekundäre Strömungsfeld einer Gasturbinenschaufelreihe.** J. Turbomach. **2020,** 142, **4047185. [CrossRef]**
24. **Abdeh, H.; Barigozzi, G.; Franchina, N. Rotor Cascade Assessment at Off-Design Condition: An Aerodynamic Investigation on Platform Cooling. In Proceedings of the 15th European Turbomachinery Conference, Paper N. ETC2023-131, Budapest, Ungarn, 24.–28. April 2023. Online verfügbar: https://www.euroturbo.eu/publications/conference-proceedings-repository (abgerufen am 4. Juni 2023).**

Machine Translated by Google



**25. Barigozzi, G.; Perdichizzi, A.; Pestelli, L.; Abram, R. Kombinierte experimentelle und numerische Untersuchung der aerothermischen Leistung einer Rotorblattkaskade mit Plattformkühlung. In Proceedings der ASME Turbo Expo 2019: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, Phoenix, AZ, USA, 17.–21. Juni 2019; Paper-Nr. GT2019-91601.**

**26. Barigozzi, G.; Franchini, G.; Perdichizzi, A.; Maritano, M.; Abram, R. Einfluss des Spülstrom-Einspritzwinkels auf die aerothermische Leistung einer Rotorblattkaskade.** J. Turbomach. **2014,** 136, **041012. [CrossRef]**

**27. Craig, HRM; Cox, HJA Leistungsschätzung von Axialturbinen.** Proc. Inst. Mech. Eng. **1971,** 187, **32–71. [CrossRef]**

**28. Chavez, KF; Packard, GR; Slavens, TN; Bogard, DG Experimentell ermittelter externer Wärmeübertragungskoeffizient eines neuen Turbinenschaufelblattdesigns bei unterschiedlichen Anstellwinkeln. In Proceedings des 16. Internationalen Symposiums für Transportphänomene und Dynamik rotierender Maschinen ISROMAC 2016, Honolulu, HI, USA, 10.–15. April 2016.**

**Haftungsausschluss/Anmerkung des Herausgebers: Die in allen Veröffentlichungen enthaltenen Aussagen, Meinungen und Daten sind ausschließlich die der einzelnen Autoren und Mitwirkenden und nicht die von MDPI und/oder den Herausgebern. MDPI und/oder die Herausgeber lehnen jegliche Verantwortung für Personen- oder Sachschäden ab, die aus den im Inhalt erwähnten Ideen, Methoden, Anweisungen oder Produkten resultiere**

Machine Translated by Google

Internationale Zeitschrift für
*Turbomaschinen*
*Antrieb und Leistung*

MDPI

Artikel

# Leistungsbewertung in einem vollständig entlüfteten Hochdruck Turbinenstufe mittels Messung der Saatgaskonzentration †

**Filippo Merli, Nicolas Krajnc, Asim Hafizovic und Emil Göttlich ***

**Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik, Technische Universität Graz, Inffeldgasse 25A, 8010 Graz, Österreich**
*** Korrespondenz:**
**emil.goettlich@tugraz.at**

† **Dieses Manuskript ist eine erweiterte Version des Tagungspapiers ETC2023-268 in den Proceedings der 15. European Turbomachinery Conference, Budapest, Ungarn, 24.–28. April 2023.**

**Zusammenfassung: Die Bewertung der Effizienz einer Hochdruckturbinenstufe (HPT) wird durch das Vorhandensein von vor- und nachgeschalteten Spülströmen erschwert. Tatsächlich basiert die Effizienzberechnung häufig auf den durchschnittlichen Massenstromwerten der Gesamttemperatur an den Ein- und Auslassebenen der Stufe. Darüber hinaus ist die Verteilung des Spülstroms im Ringraum normalerweise unbek In diesem Artikel wird eine alternative Methode zur Berechnung der Effizienz einer vollständig gespülten HPT-Stufe vorgestellt und angewendet. Eine solche Definition basiert auf Messungen der Saatgaskonzentration an der Auslassebene der HPT-Stufe, um die Verteilung des Auslassspülstroms zu bestimmen. Nach dem Vergleich der alternativen Methode mit der Standarddefinition (basierend auf der Annahme einer gleichmäßigen Spülung) für den Fall der nominalen Spülung wird die Effizienzabweichung zwischen dem Fall mit nominaler Spülung und dem Fal**

**Schlüsselwörter: Hochdruck; Turbine; Hohlraum; Spülung; Randdichtung; Leistung; Effizienz; Konzentrationswirksamkeit ; Saatgas**

check for updates

**Zitat: Merli, F.; Krajnc, N.; Hafizovic, A.; Göttlich, E. Leistungsbewertung einer vollständig gespülten Hochdruckturbinenstufe mithilfe von Messungen der Saatgaskonzentration.** Int. J. Turbomach. Propuls. Power **2023, 8, 22. https://doi.org/10.3390/ijtpp8030022**

**Wissenschaftlicher Redakteur: Antoine Dazin**

**Erhalten: 12. Juni 2023**
**Überarbeitet: 16. Juni 2023**
**Akzeptiert: 10. Juli 2023**
**Veröffentlicht: 17. Juli 2023**

**Copyright: © 2023 bei den Autoren. Lizenznehmer MDPI, Basel, Schweiz.**
**Dieser Artikel ist ein Open Access-Artikel, der unter den Bedingungen und Bedingungen der Creative Commons Namensnennungs-Lizenz (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/ ).**

## 1. Einleitung

**Der Wirkungsgrad ist einer der wichtigsten Parameter zur Charakterisierung der Leistung einer Turbinenstufe, da er direkt mit der aus der Strömung nutzbaren Leistung zusammenhängt. Bei Leistungsuntersuchungen von Hochdruckturbinenstufen (HPT)** erschwert **die systematische Einspritzung von Kühlströmen (sowohl von den Schaufelblattoberflächen als auch aus den Stator-Rotor- Hohlräumen) die Definition des Stufenwirkungsgrads und führt zu Unklarheiten bei der** Berechnung der tatsächlichen und idealen Leistung. In der **frei zugänglichen Literatur sind zahlreiche Wirkungsgradformeln verfügbar .** Hartsel [1] **schlug eine erste Anpassung der Definition des Laufschaufelreihenwirkungsgrads vor, um vorhandene Kühlströme zu berücksichtigen. Young und Horlock [2] entwickelten basierend auf Hartsels Definition neue Versionen der idealen Leistung, um die maximal erreichbare Leistung besser darzustellen. Berdanier [3] verwende**

**Unabhängig davon, welche Definition man wählt, konzentrieren sich Studien zum Wirkungsgrad von Stator-Rotor-Hohlräumen hauptsächlich auf den (rotor-)vorgelagerten Spüleffekt der Nabe in einer Stufe mit 1 bis 1,5 HPT. Ong et al. [4] und Jenny et al. [5] beschrieben eine Intensivierung des Wirbels im Nabenrotorkanal bei erhöhtem Spülmassenstrom, verbunden mit einer radialen Migration dieser Eigenschaft in Richtung Spannweitenmitte. Ein derartiges Phänomen wird im Allgemeinen mit einem Wirkungsgradabfall in Verbindung gebracht; Regina et al. [6]** haben ihn mit **ÿ0,8 % des Gesamtwirkungsgrads der isentropischen Stufe pro Prozent des eingespeisten Hohlraummassenstroms quantifiziert . Zusätzlich haben Dahlqvist und Fridh [7] einen analytischen Ausdruck für die Entropieerzeugung durch die Vermischung von Spül- und Hauptstrom vorgeschlagen. Es gibt nur sehr wenige Arbeiten, die mehr oder andere Hohlräume als den vorgelagerten der Nabe beinhalten; zum Beispiel Zlatinov et al. [8] untersuchten numerisch die Wirkung der vorgeschalteten Spüleinspritzung des Mantels und kamen zu dem Schluss, dass die damit verbundenen Verluste teilweise ausgeglichen wurden, indem die Leckageströmung an der Spitze gehemmt wurde. Merli et al. [9] untersuchten experimentell den Gesamtdruckverlust über die Zwischenk**

Machine Translated by Google



**Eine gründliche Überprüfung der frei zugänglichen Literatur ergab keine Veröffentlichungen zur Leistung einer vollständig gespülten HPT-Stufe. Ziel dieses Artikels ist es, diese Lücke zu schließen, indem eine hochmoderne HPT-Stufe analysiert wird, die in einen zweistufigen Testaufbau mit zwei Spulen integriert ist. Darüber hinaus möchten die Autoren den Motorkonstrukteuren einen geeigneten Leistungsparameter und nützliche Einblicke in die lokalen Auswirkungen der Kühlung des Stator-Rotor-Hohlraums bieten. Zu Beginn des Artikels werden der Versuchsaufbau und die Messtechniken beschrieben. Anschließend wird eine Effizienzdefinition eingeführt, die die Spülverteilung berücksichtigt, nachdem sie den Ringraum erreicht hat. Danach wird das Ergebnis der genannten Definition untersucht und mit der standardmäßigen Gesamteffizienz verglichen. Abschließend wird die Leistungsdiskrepanz zwischen dem Fall der nominalen Spülung und dem Fall ohne Spülung bewertet. Dieses Manuskript ist eine erweiterte Version des ETC2023-268-Tagungspapiers, das in den Proceedings der 15. European Turbomachinery Conference, Budapest, Ungarn, 24.–28. April 2023,** veröffentlicht wurde **[10].**

## 2. Versuchsaufbau

### 2.1. Transsonische Testturbinenanlage (TTTF)

**Alle experimentellen Daten wurden in der Transonic Test Turbine Facility (TTTF) am Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik (ITTM, TU Graz ) gewonnen. Ein Schema der Anlage ist in Abbildung 1 dargestellt. Der Testabschnitt besteht aus zwei unabhängigen Rotorwellen (HPT und LPT) und wird primär von einer 3-MW-Kompressorstation (CS1) in einer offenen Kreislaufkonfiguration versorgt. Beide Wellen hängen überhängend, um Wartungsarbeiten zu erleichtern. Darüber hinaus kann der gesamte LPT-Rahmen axial bewegt werden, was Flexibilität im Turbinendesign und vereinfachten Zugang zu den Rotoren während der Montage- und Demontagephasen ermöglicht. Die HPT-Welle treibt einen dreistufigen Radialbremskompressor (BC) an, der dem Prüfstand zusätzlichen Massenstrom von bis zu maximal 22 kg/s und 4 bar liefert ,** während die an der LPT-Welle entnommene Leistung in einer **700-kW- Wasserbremse (WB) abgeführt wird . Das 560 kW starke Sauggebläse (SB) am LPT-Auslass erweitert das erreichbare Ge Weitere Einzelheiten zur TTTF finden sich bei Neumayer et al. [11] und Hubinka et al. [12].**

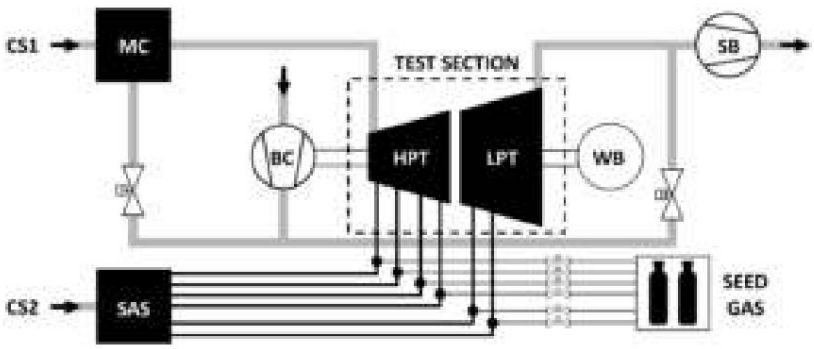



**Abbildung 1. TTTF-Layout.**

**Um für den Motor repräsentative Bedingungen hinsichtlich der Rotor-Stator-Hohlraumspülströme zu erreichen, wurde 2015 ein Sekundärluftsystem (SAS) eingeführt (siehe Steiner et al. [13]). Das SAS wird von einer 1,1 MW starken elektrischen Kompressorstation (CS2) versorgt. Die Sekundärluft, bis zu 2,5 kg/s und 12 bar, wird in einen gekühlten und einen ungekühlten Strang aufgeteilt und speist zwei separate Rese Eine Reihe von Servosteuerventilen ermöglicht es dem Bediener, das gewünschte Verhältnis von heißer und kalter Luft unabhängig voneinander in jede Hohlraumleitung zu leiten und so die erforderlichen Spültemperaturen und Massenströme festzulegen. Wie von Patinios et al. [14] eingeführt, wurde das SAS 2019 aufgerüstet, um die Injektion von Spurengasen in die Spülleitungen für Konzentrationsmessungen zu ermöglichen. Zwei Druckbehälter, die CO2 bzw. N2O enthalten, sind über ferngesteuerte Steuerventile an die Spülleitungen angeschlossen,** so dass jede Leitung mit der gewünschten **Konzentration eines dieser Gase befüllt werden kann .**

Machine Translated by Google



2.2. Testfahrzeug und Betriebsbedingungen

**Der für diese Studie betrachtete Testaufbau ist eine zweistufige Turbine, deren Querschnitt und Meridionalansicht in Abbildung 2 dargestellt sind. Sie besteht aus einer HPT-Stufe, einem dazwischenliegenden Turbinenkanal mit Umlenkschaufeln und Splitter, dem sogenannten Turbine Vane Frame (TVF) und einer gegenläufigen LPT-Laufschaufelreihe. Die Anordnung ist repräsentativ für die letzte HPT- Stufe und die erste LPT-Stufe in einem hochmodernen Turbofan-Triebwerk und umfasst sechs gespülte Stator-Rotor-Hohlräume: vier in der HPT-Stufe und zwei in der LPT-Stufe. Die HPT- und LPT-Nabenhohlräume sind triebwerksrelevante Randdichtungen mit radialem Spalt, während die Mantelhohlräume umlaufend durchgehende Axialschlitze sind. Innerhalb der gesamten in Abbildung 2** dargestellten Baugruppe **konzentriert sich diese Untersuchung auf die HPT-Seite, insbesondere auf das blaue, strichliert umrandete Steuervolumen. Das Kontrollvolumen wird radial durch die Position der HPT-Hohlrauminstrumentierung und axial durch zwei** r ÿ *ÿ* **-Messebenen begrenzt: die HPT-Einlassebene (Ebene A) und die HPT-Auslassebene (Ebene B). Die detaillierte Besc**

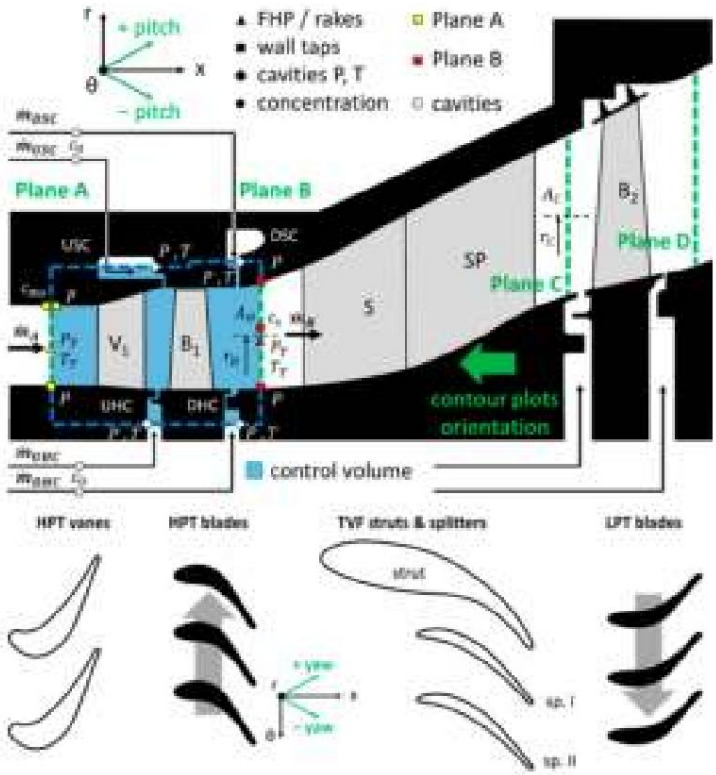



**Abbildung 2. Querschnitt und Meridionalansicht des Testfahrzeugs.**

**Die nominalen Betriebsbedingungen, nämlich das HPT-Gesamtdruckverhältnis, die HPT-Austritts- Mach-Zahl, die TVF-Reynoldszahl und die HPT-Spülmassenströme sind in Tabelle 1** veranschaulicht **(einige sind aus Vertraulichkeitsgründen in breiten Intervallen angegeben). Was die Spülmassenströme betrifft, so werden sie als Bruchteile der UHC-Versorgung ausgedrückt, die im Bereich (0,5 % ÿ 1 %) .** mA liegt. **Zusätzlich zum nominalen Fallwurde ein Off-Design-Fall getestet, der (0,5 % ÿ 1 %) durch Abschalten der HPT-Spülversorgung während die anderen Parameter in Tabelle 1 unverändert bleiben. Im weiteren Verlauf des Dokuments wird der nominale Fall als PFR 100 % und der Fall ohne HPT-Spülung als PFR 0 % bezeichnet, wobei das Spülstromverhältnis** als PFR = mpurge/ mpurge,nominal **definiert ist . Abschließend sei erwähnt, dass die LPT-Hohlräume auch mit Spülluft versorgt werden und ihre Versorgung während der Messungen mit PFR 0 % und PFR 100 % gleich gehalten wird.**

erreicht wird,

Machine Translated by Google



**Tabelle 1. Nominelle Betriebsbedingungen des Testfahrzeugs (PFR 100 %) für Ring- und Hohlraumströmungen.**

| Ringraumströmung | ,/, ÿ | Wert | 2 ÿ 2,5 | Spülfluss PT,A/ | mbereinigen/ | mUHC [%] | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| PT,B [ÿ] 2 ÿ 2,5 Upstream-Hub (UHC) | | | 0,5 | | | 100 | 77 |
| MB [ÿ] 0,5 Stromaufwärtsmantel (USC) 0ÿ5 ÿB [ ÿ ] 0 ÿ 5 Stromabwärtsmantel (DHC) 1,7 × | | | | | | 77 | 102 |
| ReB = (ÿv/µ)B LBÿC [ÿ] ÿ10 1,7 Stromabwärtsmantel (DSC) ÿ ÿÿ(ÿ/ÿÿ) = | | | | | | 102 | 113 |
| | m | | | | | 113 | |

## 3. Messtechniken

### 3.1. Aerodynamische Messungen

**Die aerodynamischen Messungen dienen der Ermittlung von Druck, Temperatur und Massenstromwerte am Eintritt der Hochdruckstufe (Ebene A), am Austritt der Hochdruckstufe (Ebene B) und innerhalb der HPT-Hohlräume.**

**In der Ebene A werden der Gesamtdruck und die Gesamttemperatur durch zwei Kielkopf-Messgeräte erfasst. Rechen. Die Rechen wurden am ITTM entwickelt und verfügen jeweils über sechs gleichmäßig verteilte Köpfe mit einen Winkel von 90° zur radialen Achse und 0° zur axialen Achse. Der Gesamtdruck sind an einen NetScanner 9116 Druckscanner angeschlossen, während die Thermoelemente vom Typ K in Die Temperaturköpfe sind an ein NI 9214 Temperatur-Eingangsmodul angeschlossen. Für jeden Druck- und Temperaturhöhe werden 30 Werte bei einer Abtastfrequenz von 5 Hz erfasst und Anschließend wurde gemittelt, mit einer endgültigen kombinierten Unsicherheit von ±5 mbar bzw. ±1 K. Beide Rechen sind über die gesamte 360° -Ausdehnung befahrbar; die umfangsmäßige Gleichmäßigkeit der Die in einer weiteren Testkampagne ausgewertete Zulaufströmung ermöglichte die Messung der radialen Profile an einem festen Ort, mit einer Abweichung von den umfangsgemittelten Profilen innerhalb der Unsicherheit der Instrumente. Um die steilen Gradienten in der Nah-Endwand zu erfassen Strömung wird das** PT- **Rechenprofil mit Daten aus Grenzschichtrechen (Nabe und Mantel, sechs Köpfe) sowie Wandhähne (Nabe und Abdeckung, jeweils sieben Hähne). Andererseits Die Endwandtemperatur wird als gleich der Mischkammertemperatur (MC in Abbildung 1), aufgrund der Wärmeleitung zwischen den Gehäusen. Die resultierenden radialen Profile** PT,A(r) **und** TT,A(r) werden in Abbildung **3a für den PFR-100ÿ%-Fall dargestellt .**

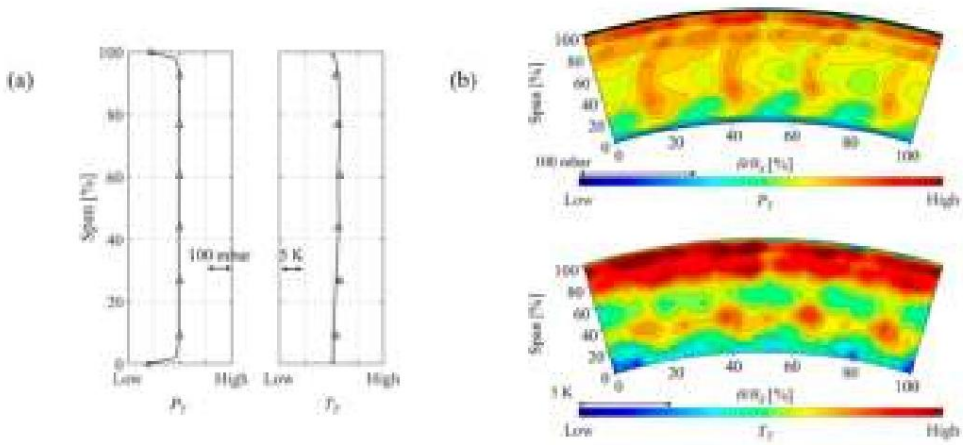



**Abbildung 3. Aerodynamische Messungen: (a)** PT- **und** TT **-Radialprofile in Ebene A. Die Dreiecke und Quadrate zeigen die Position der Rechenköpfe bzw. der Wanddruckmessstellen an; (b)** PT- **und** TT- **Kontur Diagramme in Ebene B.**

**Der Gesamtdruck und die Gesamttemperatur in Ebene B werden mit einer Fünflochsonde erfasst (FHP). Das FHP wurde am Institut für Strahlantriebe und Turbomaschinen (RWTH Aachen). Der Kopf ist 90° vom Schaft** abgewinkelt. **Achse und ist mit einem abgeschirmten, kalibrierten Thermoelement Typ K ausgestattet. Die 30 Werte bei 5 Hz für jeden Messpunkt werden mit einem NetScanner 9116 Druckscanner erfasst (Druckleitungen) und ein NI 9214 Temperatur-Eingangsmodul (Thermoelement) für eine kombinierte Unsicherheit von ±3 mbar bzw. ±0,8 K. Bei den experimentellen Tests wurde die Sonde**

Machine Translated by Google



**wird über ein 20 × 60 Messgitter (radial × tangential) geführt, das eine 1 TVF-Teilung und etwa 90 % der Kanalhöhe in Ebene B abdeckt. Die** PT- **Daten des FHP werden durch Messwerte der Grenzschichtrechen (Naben- und Mantelrechen, jeweils sechs Köpfe) und Wandabgriffe (Naben- und Mantelwände, jeweils sieben Abgriffe) ergänzt, während das** TT- **Grenzschichtprofil aus einer RANS-Simulation der HPT-Stufe unter Verwendung experimenteller Randbedingungen gewonnen wird . Die resultierenden** PT,B(r, ÿ) **- und** TT,B(r, ÿ) **-Ko**

**Die Druck- und Temperaturwerte in den HPT-Hohlräumen werden mit drei Wandanschlüssen und drei Thermoelementen vom Typ K erfasst, die gleichmäßig über den Umfang verteilt an den in Abbildung 2 dargestellten radialen Positionen** angeordnet sind . **Das Erfassungsverfahren (Anzahl der Werte, Abtastrate und Erfassungsmodule) ist das gleiche wie das für die anderen Ebenen beschriebene. Die geschätzte Unsicherheit beträgt ±5 mbar für Druckmessungen und ±1 K für Temperaturmessungen.**

**Schließlich werden der Hauptmassenstrom und der Spülmassenstrom vor dem Testabschnitt gemessen: Ersterer ist die Summe der Messwerte von zwei Venturi-Durchflussmessern (±2 %), die am Ausgang der Kompressorstation und des Bremskompressors angebracht sind (siehe Abbildung 1); letzterer wird mit McCrometer V-Cone-Durchflussmessern (±0,5 %) gemessen, einer an jeder Spülversorgungsleitung . Erwähnenswert ist auch, dass alle in diesem Abschnitt beschriebenen aerodynamischen Messungen innerhalb eines einzigen Testlaufs durchgeführt werden, um die Anwendung täglicher Korrekturen am Datensatz zu vermeiden.**

### 3.2. Konzentrationsmessungen

**Messungen der Seedgaskonzentration werden durchgeführt, um die HPT-Spülstromverteilung am Auslass der HPT-Stufe zu charakterisieren. Die Technik besteht aus den folgenden Schritten: Eine bestimmte Menge an Tracergas wird in eine der Spülversorgungsleitungen eingespeist, um die gewünschte Konzentration im Stator-Rotor-Hohlraum** zu erreichen (c0 **ÿ** 5 % Vol. **in dieser Studie). Die bereits vorhandene Konzentration des Tracergases im nicht gesäten Hauptstrom** cms **wird erfasst, ebenso wie die Konzentration** cs **an der betreffenden Stelle (d. h. Ebene B). Schließlich wird die Wirksamkeit des Spülstroms wie folgt berechnet:**

$$\ddot{y}(r, \ddot{y}) = \frac{cs(r, \ddot{y}) \ddot{y} cms}{c0 \ddot{y} cm}, \quad (1)$$

**wobei** (r, ÿ) **jeden Punkt des 2D-Messgitters in Ebene B angibt. In Bezug auf Gleichung (1)** bedeutet *ÿ* = **0, dass in der analysierten Probe keine Spur von Spülstrom vorhanden ist;** *ÿ* = **1 bedeutet, dass die Probe vollständig aus Spülgas besteht; und 0** < *ÿ* < **1 bedeutet, dass die Probe eine Mischung aus Hauptstrom und Spülgas ist. Während der Testkampagne** wurde cms **durch einen der Köpfe des Grenzschichtrechens der Ebene A beprobt, während** cs(r, ÿ) **durch Durchführen einer Pitotsonde über denselben Ringraumsektor der Ebene B gewonnen wird, der vom FHP abgedeckt wird. Die Konzentrationswerte werden mit einem Gasanalysator Siemens Ultramat 6E gemessen. Derartige Geräte sind Zweigasgeräte (CO2, N2O), d. h., dass zwei Hohlräume im selben Testlauf beschickt werden können und die beiden entsprechenden** ÿ(r, ÿ) -Felder **aus demselben Probensatz gewonnen werden können . Die geschätzte Unsicherheit für die resultierenden Effektivitätswerte beträgt ±0,003.**

**Nach Anwendung des beschriebenen Verfahrens auf alle Hohlräume errechnet sich die kombinierte Effektivität wie folgt:** ÿc = ÿUHC + ÿUSC + ÿDHC + ÿDSC **und sein Konturdiagramm ist in Abbildung 4 dargestellt. Eine gründliche Interpretation der Verteilung der vor- und nachgeschalteten Spülung des Rotors in Ebene B findet sich bei Merli et al. [15]; für diese Arbeit ist es wichtig zu betonen, dass die nachgeschaltete Spülung für die Bänder mit hoher Effektivität bei Span > 90 % und Span < 10 % (ÿc,max ÿ 0,2) verantwortlich ist, während die vorgeschaltete Spülung in den Sekundärstrukturen des Rotors mitgerissen wird und daher weitaus stärker mit der Hauptstromströmung verdünnt wird** (ÿUHC+USC **ÿ** ÿDHC+DSC) **und sich über einen größeren Teil des Ringraums verteilt (Span > 60 % und Span < 40 %).**

Machine Translated by Google



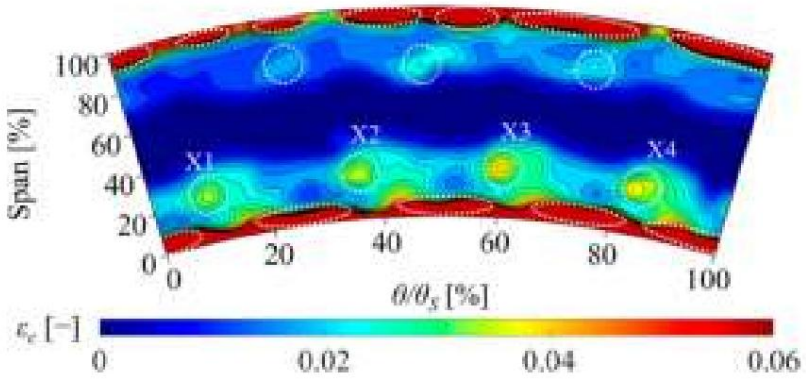



**Abbildung 4. Konturdiagramm** der kombinierten Effektivität ÿc der Ebene B.

ÿÿ

## 4. Methodik In

**Abschnitt 4 werden zunächst die in dieser Studie verwendeten Effizienzdefinitionen vorgestellt. Die in diesen Definitionen verwendete Terminologie bezieht sich auf Abbildung 2. Danach wird die Strategie zur Berechnung der Effizienzunsicherheit erläutert.**

### 4.1. Wirkungsgradberechnung

Unter dem **Wirkungsgrad einer Turbine versteht man üblicherweise das Verhältnis zwischen der tatsächlich abgegebenen Leistung und einer hypothetischen, idealen, dem Arbeitsgas entnommenen Leistung:**

$$= \ddot{y} \quad \frac{\text{Vorabend}}{\text{Pideal}} ; \text{Preal} = \text{Preal,ad} + \text{Pheat} = \text{Psha ft} + \text{Pmech} + \text{Pwindage} + \text{Pheat} + \ddot{y} = \tag{2}$$

**Dabei** ist Pheat **die durch Wärmeübertragung in einem nichtadiabatischen Stadium abgegebene Leistung,** Pshaft **die an der Welle abgegebene Nettoleistung,** Pmech **der Leistungsverlust in den mechanischen Elementen (z.ÿB. Lagern) und** Pwindage **der Leistungsverlust durch Reibung in den Rotor-Stator-Hohlräumen.**
**Für eine adiabatische, ungekühlte Stufe innerhalb einer mehrstufigen Turbinenanordnung wird normalerweise der Gesamtwirkungsgrad der adiabatischen Turbine angenommen.**

$$\ddot{y}TT \equiv \ddot{y} \quad \frac{\text{Vorwort, Anzeige}}{\text{Pideal}} = \frac{\text{hT,Elhlass } \ddot{y} \text{ hT,Auslass}}{\text{hT,Einlass } \ddot{y} \text{ hT,is, Auslass}} . \tag{3}$$

**Nun sollte klargestellt werden, dass die getestete Turbine nicht adiabatisch ist; die vorliegende Arbeit zielt jedoch darauf ab, verschiedene Effizienzdefinitionen und Betriebsbedingungen zu vergleichen, anstatt absolute Effizienzwerte bereitzustellen. Darüber hinaus unterscheiden sich die genannten Bedingungen nur in Bezug auf PFR, d. h. in Bezug auf einen relativ geringen Massenstrom. Aus diesen Gründen wird angenommen,** dass Pmech, Pwindage **und** Pheat **in den analysierten Fällen unverändert bleiben und daher bei der Effizienzberechnung nicht berücksichtigt werden.**

#### 4.1.1. Turbinenwirkungsgrad – basierend auf der Annahme einer gleichmäßigen Spülung (UP)

**Die Anwendung des gleichen Ansatzes, der Hartsels gekühlter Schaufelradeffizienz zugrunde liegt (siehe Hartsel [1]),**

**Nach Gleichung (3) erhält man den bekannten Gesamtwirkungsgrad für gekühlte Stufen:**

$$\ddot{y}UP(r, \ddot{y}) = mA \quad \frac{\dot{.} \quad \overline{\quad\quad} \quad \dot{.} \quad \overline{\quad}}{\dot{.} \quad \overline{\quad\quad} \quad \dot{.} \quad \overline{\quad}} , \tag{4}$$

$$\text{mA } \mathbf{hT,A} \ \ddot{y} \ \text{hT,B}(r, \ddot{y}) + \ddot{y}\mathbf{k=UHC,...,DSC} \ \text{mk hk } \ddot{y} \ \text{hT,B}(r, \ddot{y})$$

$$\mathbf{hT,A} \ \ddot{y} \ \mathbf{hT,is,B(}r, \ddot{y}) + \ddot{y}\mathbf{k=UHC,...,DSC} \ \text{mk hk } \ddot{y} \ \mathbf{hk,is,B(}r, \ddot{y})$$

**wobei** hk,is,B **von der isentropischen, unvermischten Expansion der Spülströme von ihren anfänglichen Versorgungsbedingungen (innerhalb der Hohlräume UHC, USC, DHC und DSC) auf den Gesamtdruck der Ebene B abgeleitet ist. Es ist zu beachten, dass Ebene B zwar durch 2D-Enthalpiefelder dargestellt wird, es jedoch nicht möglich ist, die gleiche Charakterisierung für die Hauptstrom- und Spülstromeinlassterme zu erhalten , zumindest nicht ohne zuerst eine Partikelverfolgung durch die HPT-Stufe durchzuführen. Aus diesem Grund** sind **hT,A und** hk **gemittelte Skalar**

Machine Translated by Google



**ÿhT,AÿB** = cP,AÿBÿTT,AÿB, **was zu erheblichen Fehlern bei** cP **bei den großen Temperaturabfällen in der getesteten Turbine führt. Enthalpien werden unter Verwendung der Trockenlufteigenschaften aus der kostenlosen digitalen CoolProp-Bibliothek berechnet (Bell et al. [16]). Bei zwei gegebenen thermodynamischen Werten kann die Software die anderen Eigenschaften des gewünschten Gases zurückgeben, z. B. hT,B** = f(PT,B, **TT,B) und** hT,is,B = f(PT,B,sA).

**Die grundlegende Einschränkung der Annahme einer gleichmäßigen Spülung (UP) besteht darin, dass die Gesamtmassenströme mk** mit **dem Enthalpieabfall an jedem** (r, ÿ) **-Punkt verbunden sind. Mit Worten : Es wird angenommen, dass der Hauptmassenstrom und der Spülmassenstrom im gesamten gemessenen Sektor vollständig vermischt sind. Eine solche Näherung, die in realen HPT- Stufen von Motoren bei weitem nicht zutrifft, ist erforderlich, wenn keine Informationen über die Verteilung des Spülstroms im Ringraum verfügbar sind.**

#### 4.1.2. Turbinenwirkungsgrad – basierend auf der gemessenen Spülverteilung (PD)

**Wenn die 2D-Spülstromverteilung am HPT-Auslass experimentell oder numerisch bewertet wird, kann der Massenstrom, der mit jedem gemessenen Punkt der Ebene B verbunden ist, in mehrere Beiträge aufgeteilt werden: der Anteil, der vom Hauptstrom der Ebene A kommt, der den Enthalpieabfall hT,A ÿ hT,B** erfährt ; **die** k **Anteile, die vom HPT-Hol**

itäten, die den Abfall hk **ÿ hT,B erfahren . Dies führt zu der Effizienzdefinition von Gleichung (5), basierend auf der gemessenen Spülverteilung (PD):**

$$\ddot{y}PD(r,\ddot{y}) = \frac{\dot{m}A(r,\ddot{y})\,\overline{\mathbf{hT,A}}\,\ddot{\mathbf{y}}\,hT,B(r,\ddot{y}) + \ddot{y}k\cdot\dot{m}k(r,\ddot{y})\,hk\,\overline{\ddot{\mathbf{y}}}\,hT,B(r,\ddot{y})}{\dot{m}A(r,\ddot{y})\,\overline{\mathbf{hT,A}}\,\ddot{\mathbf{y}}\,\mathbf{hT,is,B(r,}\,\ddot{y}) + \ddot{y}k\cdot\dot{m}k(r,\ddot{y})\,hk\,\overline{\ddot{\mathbf{y}}}\,\mathbf{hk,is,B(r,}\,\ddot{y})}, \quad (5)$$

**Wo** $\dot{m}A(r,\ddot{y})$ **und** $\dot{m}k(r,\ddot{y})$ **müssen die Massenbilanz für jeden Messpunkt und damit die Gesamtmassenbilanz erfüllen:**

$$\dot{m}B(r,\ddot{y}) = \dot{m}A(r,\ddot{y}) + \ddot{y}k\cdot\dot{m}k(r,\ddot{y}) \quad \ddot{y}\ddot{y}\ddot{y}j \quad \dot{m}B = \dot{m}k\dot{m}A + \ddot{y}k \quad (6)$$

**während für** $\dot{m}B(r,\ddot{y}) = (\ddot{y}v\ddot{y}A)(r,\ddot{y})$ **wird unter Verwendung der FHP-Ergebnisse bestimmt, In diesem Fall,** $\dot{m}k(r,\ddot{y})$ **, angenommen wird, dass** $\ddot{y}c,k(r,\ddot{y})$ **ÿ** $xk(r,\ddot{y}) = \dot{m}k(r,\ddot{y})/\dot{m}B(r,\ddot{y})$, **d. h., dass die Spülwirksamkeit analog zum Spülmassenanteil im Ringraum ist (der Dichteeffekt wird als vernachlässigbar betrachtet).** $\dot{m}A(r,\ddot{y})$ **kann dann als** $\dot{m}B(r,\ddot{y})$ **ÿ** $\ddot{y}k\cdot\dot{m}k(r,\ddot{y})$ berechnet werden.

**Ein ähnlicher Ansatz zur Effizienzberechnung wurde von Berdanier [3] vorgeschlagen. In dieser Arbeit werden 1D-Daten zum Gesamtdruck und zur Gesamttemperatur sowohl am Einlass als auch am Auslass der HPT-Stufe verwendet. Darüber hinaus werden die Effektivitätsprofile von einer anderen Turbinenstufe übernommen. Nach bestem Wissen der Autoren ist dies die erste Veröffentlichung, die einen vollständigen 2D-FHP-Datensatz am Auslass der HPT-Stufe umfasst, kombiniert mit einer vollständigen 2D-Effektivitätsverteilung, gemessen in derselben Ebene.**

**Schließlich kollabieren im Szenario ohne Spülung (PFR 0%) sowohl ÿUP als auch ÿPD in den gleiche Gleichung, analog zu Gleichung (3):**

$$\ddot{y}0\%(r,\ddot{y}) = \dot{m}A\,\mathbf{hT,A}\,\frac{\dot{m}A\,\overline{\mathbf{hT,A}}\,\ddot{\mathbf{y}}\,hT,B(r,\ddot{y})\,\ddot{\mathbf{y}}\mathbf{PFR}}{\ddot{\mathbf{y}}\,\mathbf{hk,is,B(r,}\,\ddot{y})}. \quad (7)$$

### 4.2. Berechnung des

Wirkungsgrads **In technischen Anwendungen ist es üblich, die Unsicherheit** UY = ±*ÿY* zu ermitteln **einer abgeleiteten Variablen** Y = f(X1, . . . , Xn) **mittels (siehe zum Beispiel Holman [17])**

$$\ddot{y}Y = \sqrt{\sum_{m=1}^{N}\left(\frac{\partial f}{\partial Xm}\ddot{y}Xm\right)^2}. \quad (8)$$

Machine Translated by Google



**Im Fall der analysierten HPT-Stufe** ist ÿ = f **PT,A, TT,A, PT,B, TT,B,** Pk , Tk , mk . **Die große Anzahl der beteiligten Variablen und ihre nichtlinearen Abhängigkeiten machen die Auswertung der partiellen Ableitungen ziemlich mühsam. Die Unsicherheit wird daher numerisch durch einen Ergebnisstörungsansatz berechnet:** ÿYm = f(X1, . . . , Xm, . . . , Xn) **ÿ** f(X1, . . . , Xm + ÿXm , . . . , Xn) wird für jede Xm- Variable **berechnet und unter der Annahme, dass** *ÿ* f /ÿXm **ÿ ÿYm/ÿXm , die Standardabweichung wird**

$$\ddot{y}Y \ddot{y} \sqrt{\sum_{m=1}^{N} \ddot{y}\,\ddot{y}Ym^{2}}. \quad (9)$$

**Eine analoge Anwendung des Ergebnisstörungsprozesses zur Ermittlung der Effizienzunsicherheit einer HPT-Stufe findet sich bei Dénos et al. [18]. Die resultierende Effizienzunsicherheit beträgt** *Uÿ* **= ±1,28 % für den Fall von PFR 100 % mit der PD-Definition. Eine Sensitivitätsanalyse ergab, dass TT,B und TT,A den größten Einfluss auf die Unsicherheit haben, gefolgt von PT,B und PT,A, während der Einfluss der spülbezogenen Größen vernachlässigbar ist.**

## 5. Ergebnisse und Diskussion

**Abschnitt 5 ist in drei Unterabschnitte unterteilt: Im ersten wird die 2D-Karte der PD-Effizienz untersucht; im zweiten werden die Ergebnisse der PD- und UP-Effizienzdefinitionen verglichen; und im dritten wird die Auswirkung der Variation des Spülmassenstroms auf die HPT-Stufeneffizienz beschrieben. Die unten dargestellten Diagramme und Konturdiagramme werden durch Interpolation der experimentellen Werte erstellt, die in den Diagrammen als weiße Dreiecke (FHP) auf einem feineren Raster dargestellt werden, um die Darstellung und Mustererkennung zu verbessern. Das interpolierte Raster hat 0,1° Umfangsschritte und 0,1 mm Radialschritte, während der Interpolationsalgorithmus das modifizierte kubische Akima-Schema von MATLAB ist.**

### 5.1. 2D-Karte der HPT-Stufeneffizienz

**Abbildung 5 zeigt das Konturdiagramm der PD-Effizienz, berechnet nach Gleichung (5) für den PFR-100%-Fall. Die übereinanderliegenden schwarzen gestrichelten Linien, die von Merli et al. [15] berichtet wurden, isolieren Bereiche mit stark positiver und stark negativer Strömungswirbelstärke, um die Auswirkungen der sekundären HPT-Strukturen auf die Effizienzkarte zu verstehen. Ein hocheffizientes Umfangsband befindet sich etwa in der Mitte der Spannweite, zwischen 40 % und 70 % der Spannweite; in diesem Kernbereich wird die Strömung am wenigsten von den sekundären HPT-Wirbeln beeinflusst, daher ist die extrahierte Arbeit höher. Andererseits erscheinen die angrenzenden Bänder (20–40 % Spannweite und 70–80 % Spannweite) als Bereiche mit geringer Effizienz, mit einem maximalen bis minimalen Effizienzabfall von bis zu 10 Punkten zwischen Kernströmung und angrenzenden Bändern. Tatsächlich werden solche Bereiche vom unteren Durchgangswirbel (LPVB1) und oberen Durchgangswirbel (UPVB1) des HPT-Rotors beeinflusst, von denen bekannt ist, dass sie sich nachteilig auf die Leistung der Turbine auswirken. Bei Spanne > 80 % bleibt die Effizienz in Bezug auf die Kernströmung niedrig; dies wird der heißen (siehe Abbildung 3b), nicht abgelenkten Leckströmung an der Rotorspitze (TLF) zwischen 80 und 90 % Spanne und dem zugehörigen Schabewirbel (SV) bei Spanne > 90 % zugeschrieben. Es ist interessant zu bemerken, dass die** Bänder **LPVB1, UPVB1 und TLF nicht kreisförmig gleichmäßig sind, wie man es von rotierenden Strukturen erwarten würde, die mit stationären Techniken untersucht wurden, sondern dass sie ein gelapptes Muster aufweisen. Der Grund dafür ist der stromabwärtige Einfluss der HPT-Leitschaufeln, die die rotorbezogenen Merkmale in Umfangsrichtung modulieren . Ein klares Beispiel des Statoreffekts ist unterhalb von 20 % Spanne sichtbar, wo die weißen gepunkteten Kreise die Position der Leitschaufeln der unteren Durchgangswirbel (LPVV1) bei** *ÿ/ÿS* **ÿ 25 %, 50 %, 75 % und 90 % anzeigen. Schließlich zeigt die kombinierte Analyse der Abbildungen 4 und 5 , dass der spülstoffreiche Strom im Allgemeinen niedrigere Wirkungsgrade liefert als der unverdünnte Hauptstrom; die weiß gepunkteten Kreise befinden sich in beiden Diagrammen an den gleichen Stellen, was zeigt, dass lokale Wirkungsgradmaxima tatsächlich mit lokalen Wirkungsgradminima gekoppelt sind. Wie in Abschnitt 1 erläutert, wurde dieser Zusammenhang bereits zuvor bei teilweise gespülten Turbinen (nur UHC-Spülung) beobachtet und wird hiermit auch für eine vollständig gespülte Turbine bestätigt.**

Machine Translated by Google



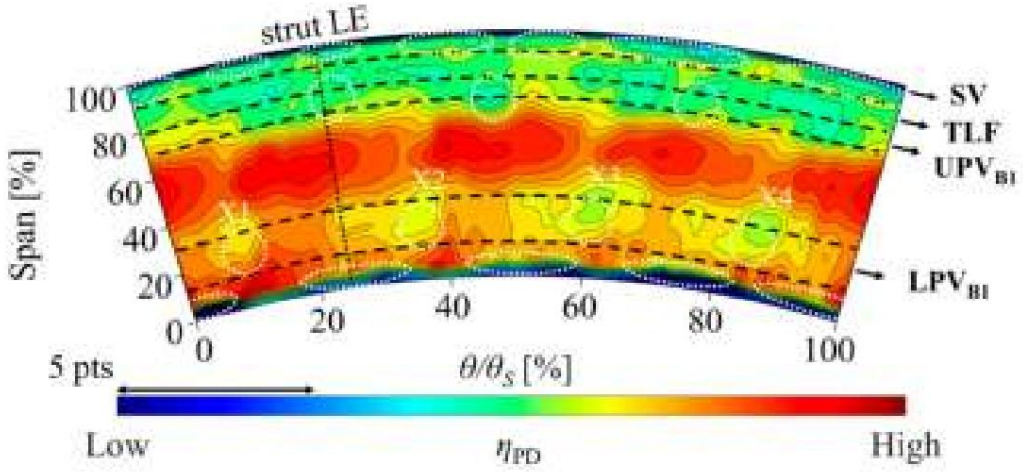



**Abbildung 5. Konturdiagramm** der PD-Effizienz **ÿPD** für den PFR-100 %-Fall.
ÿ

## 5.2. Effizienzdefinitionseffekt

**Weitere Einblicke in die Beziehung zwischen Spülverteilung, Sekundärströmen und**
**Effizienz kann der Diskussion von Abbildung 6 entnommen werden. Abbildung 6a stellt die**
**massengemittelten radialen Profile von ÿPD (schwarze durchgezogene Linie) und ÿUP (schwarze gestrichelte Linie**
**100% Fall, gemäß Gleichungen (4) bzw. (5). Zusätzlich ist der flächengemittelte ÿÿÿ**
**Das radiale Profil von** ÿc **(graue durchgezogene Linie) und die radiale Position der Sekundärströmungen sind**
**dargestellt. Die lokalen Unterschiede zwischen ÿPD und ÿUP sind beträchtlich, mit Spitzen über**
**1 pt. Die größten Abweichungen finden sich im Kernströmungsbereich, wo** ÿc,ÿ **0 ist, sowie**
**für Span > 90% und Span < 10%, bei denen** ÿc **aufgrund des signifikanten Vorhandenseins von** **0 ÿ ÿÿ**
**Dieses Verhalten, das auch von Berdanier [3] diskutiert wird, ist verbunden mit der**
**unterschiedliche Interpretationen des Enthalpieabfalls zwischen Ebene A und Ebene B in Abhängigkeit von den lokalen**
**Spülstromgehalt. Um ein solches Konzept besser zu erklären, wird die vollständig gemischte Wirksamkeit**
fm = ÿUHC, fm **jede** + ÿUSC, fm + ÿDHC, fm + ÿDSC, fm ÿc, **ist aufgetragen (graue gepunktete Linie), wobei für**
**Kavität k:**

**ÿÿ,ÿÿ + ÿÿ,ÿÿ + ÿÿ,ÿÿ + ÿÿ,ÿÿ = ÿÿ,ÿÿ**

$$\ddot{y}k,\,fm = \frac{ck,\,fm\;\ddot{y}\;cms}{\mathbf{c0}\;\ddot{y}\;cm}, \quad ck,\,fm = \frac{\dot{m}Acm + \dot{m}k\;\mathbf{ck,0} + \ddot{y}\;\sum_{l=1}^{\text{alle Hohlräume}\ddot{y}k} \dot{m}l\;cms}{\dot{m}A \mp \ddot{y}k\;\dot{m}k}, \quad \mathbf{= \ddot{y}\ddot{y},\ddot{y}\ddot{y}} \qquad \textbf{(10)}$$

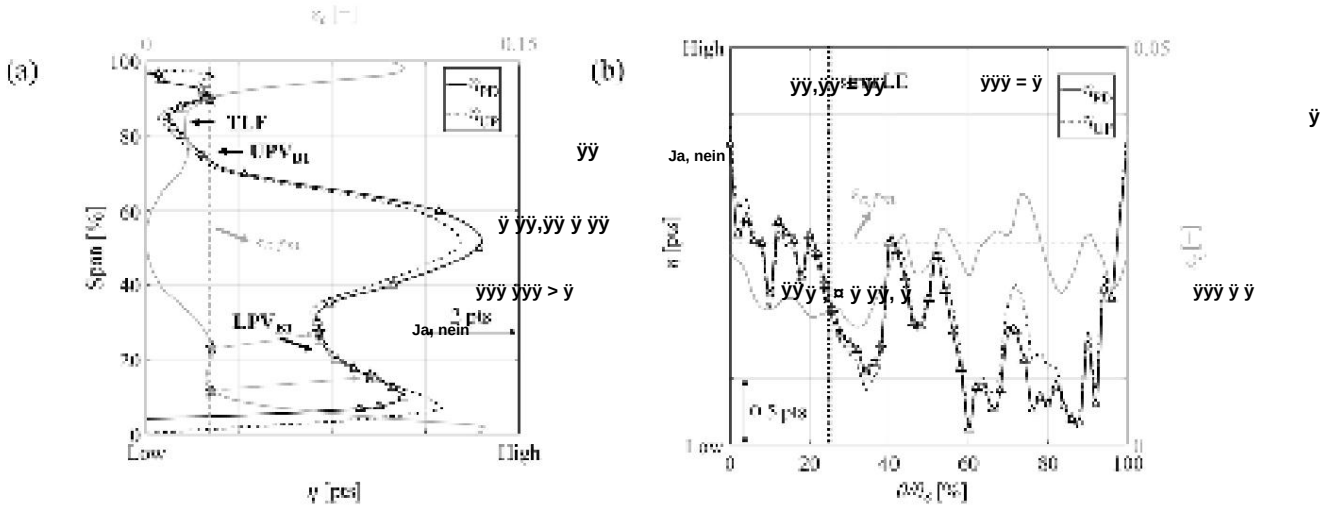



**Abbildung 6. Wirkung der Effizienzdefinition: (a) ÿPD-, ÿUP- und** ÿc- **Radialprofile; (b) ÿPD-, ÿUP- und** ÿc- **Umfangsprofile . Die Dreiecke stellen das FHP-Messgitter in Ebene B dar.**

ÿ ÿÿÿÿ ÿÿ,ÿÿ ÿÿ ÿÿ,ÿÿ ÿ ÿ ÿÿ > ÿ ÿ ÿ
ÿÿ,ÿ > ÿÿÿ ÿÿÿ
**40 % > ÿ/ÿ > 10 %**
**90 % > ÿÿ > 60 %**

Machine Translated by Google



**Die vollständig gemischte Wirksamkeit stellt den theoretischen Zustand dar, in dem Spülung Strömungen und Ringströmungen werden perfekt zusammengeführt, d. h. die Spülverteilung ist gleichmäßig über Ebene B. Per Definition gilt: Wenn** ÿc = ÿc, f **m, dann ist ÿPD** = **ÿUP. Die experimentellen Daten in Abbildung 6a zeigt eine gute Übereinstimmung mit dieser Aussage: Die Achsenabschnitte zwischen ÿPD und ÿUP und zwischen** ÿc **und** ÿc, fm **sind durch graue Sterne gekennzeichnet. Die leichte radiale Fehlpaarung wird zu kleinen Spülmassenstromschwankungen bei der Injektion des Saatgases. In den Bereichen, in denen** ÿc > ÿc, f **m, ÿPD berücksichtigt, dass ein höherer Anteil der lokalen Enthalpie in die Vermischung von Spül- und Hauptstrom statt in Leistung umgewandelt zu werden, ÿPD < ÿUP (ÿUP setzt** ÿc(r, ÿ) = ÿc, fm **ÿ r, ÿ voraus). Umgekehrt gilt ÿPD > ÿUP mit** ÿc < ÿc, f **m, aufgrund gegenteiliger Überlegungen.**

**Abbildung 6b zeigt die massengemittelten Umfangsprofile der gleichen Größen in Abbildung 6a, bei der Farben und Linienstile beibehalten werden. Auch hier ist die größte Abweichung zwischen ÿPD und ÿUP werden gefunden, wenn** ÿc = ÿc, f **m, insbesondere ÿPD < ÿUP , wenn** ÿc > ÿc, fm **und ÿPD > ÿUP wenn** ÿc < ÿc, f **m, aus den gleichen Gründen wie oben diskutiert. Es fällt auch auf, dass das Segment 10 % <** *ÿ/ÿS* **< 40 % hat niedrigere Effektivitätswerte im Vergleich zum symmetrischen Segment 60% <** *ÿ/ÿS* **< 90%. Die Ursache ist der LE-Potentialeffekt der TVF-Strebe, der höherer Nabendruck bei** *ÿ/ÿS* **ÿ 25 % (schwarze gepunktete Linie), wodurch die Menge des Abflusses reduziert wird dort zu sammeln und damit die lokale Effizienz zu steigern. Die gleichen Überlegungen kann qualitativ dargestellt werden, indem man sich die Abbildungen 4 und 5 ansieht, wo die Lappen X1–X2 geringere Effektivität und höhere Effizienz als X3–X4. Abschließend sei erwähnt, dass Obwohl die lokalen Unterschiede zwischen ÿPD und ÿUP signifikant sind, sind sie nur marginal Dies beeinflusst die gesamte massengemittelte Skalareffizienz, da ÿÿPDÿUP** = **ÿ0,06** Punkte.

### 5.3. Auswirkung der Spülstromvariation

**Abbildung 7 zeigt das Effizienzkonturdiagramm für den PFR-0%-Fall. Die schwarz gestrichelte Linien und die weißen gepunkteten Kreise zeigen die Position der sekundären Strömungsstrukturen an und der hochwirksamen Stellen im PFR 100%-Fall, um die Änderungen zu visualisieren dieser Merkmale zwischen den beiden Betriebsbedingungen. Der Midspan, hocheffiziente Der Kernströmungsbereich scheint im Fall ohne Spülung breiter zu sein (von 30 % Spanne bis 75 %** Die benachbarten Bänder mit geringer Effizienz, **die LPVB1-LPVV1 und UPVB1-TLF-** SV **entsprechen , sind stattdessen auf schmalere Korridore beschränkt, die näher an den Endwänden liegen (Spanne < 30 % un Spanne > 75%). Darüber hinaus sind im Fall von PFR 0% die Lappen X1–X4 mit niedrigem Wirkungsgrad alle erscheinen in Umfangsrichtung gegen die Drehrichtung der HPT-Schaufeln verschoben aufgrund zu einer Gierwinkelabnahme von etwa 5ÿ im Bereich solcher Strömungsmerkmale, berechnet mit die FHP-Daten. Dies ist eine direkte Folge der Abwesenheit von HPT-Spülung, die bereits von Sterzinger et al. [19], am Ausgang eines ähnlichen Stadiums.**

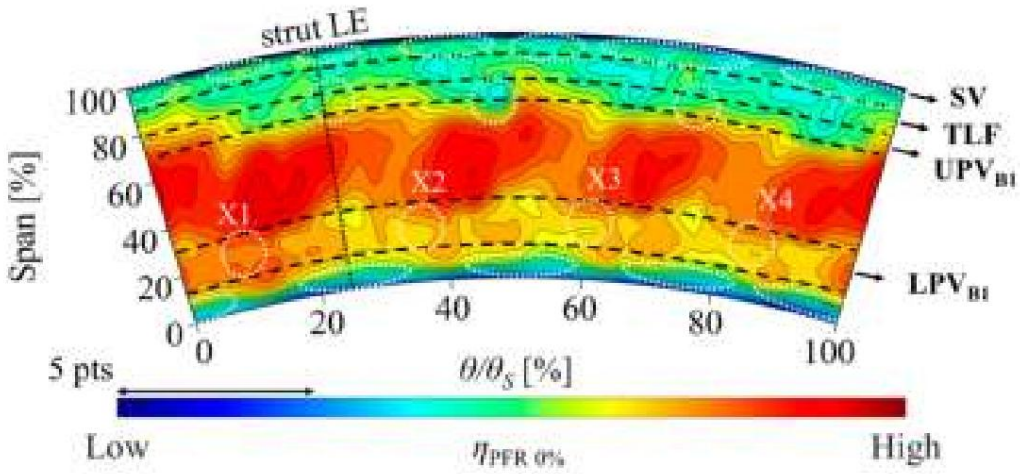



**Abbildung 7. Effizienzkonturdiagramm für den PFR-Fall von 0 %.**

**Für eine quantitativere Analyse wurden die massengemittelten Radialprofile von ÿPFR 100% und ÿPFR 0% sind in Abbildung 8a angegeben (schwarze durchgezogene Linien bzw. schwarze gestrichelte Linien)**ÿ

**%ÿÿÿÿ**

**/**

**ÿ %ÿÿ ÿ ÿÿÿ %ÿÿÿÿ ÿ**

Machine Translated by Google



**zusammen mit der radialen Verteilung von** mA/ mB **(graue Linie). Die PD-Effizienzdefinition**
wird für **ÿPFR 100% verwendet , während ÿPD und ÿUP für ÿPFR 0% in Gleichung (7) konvergieren .**
**Interessanterweise** zeigt **Abbildung 8a, dass die maximale Kernströmungseffizienz für ÿPFR 100%** im Wesentlichen gl
**und ÿPFR 0%: Der Unterschied liegt in der radialen Ausdehnung des Kernströmungsbandes, ungestört**
**durch LPVB1 und UPVB1. In Übereinstimmung mit der vorhandenen Literatur (Regina et al.**
**[6] und Zerobin et al. [20], unter anderem) wird die Upstream-Hub-Purge in LPVB1 und UPVB1 mitgeriss**
**intensiviert und in Richtung Mitte verschoben. In Abbildung 8a sind die LPVB1- Größe und**
**Positionswechsel zwischen den Fällen führt zu lokalen Effizienzabweichungen von bis zu 2 Punkten zugunsten**
**von ÿPFR 0% und einem radialen Versatz von ca. 10% Span. Dieser Trend ist noch erkennbar, aber**
**weniger ausgeprägt für UPVB1, möglicherweise aufgrund der Anwesenheit des TLF, das die**
**Verdünnung der Spülluft im Ringgas, wodurch ihre Wirkung verwischt wird. Gleichzeitig**
**Die vorgeschaltete Ummantelungsspülung scheint die TLF-bedingten Verluste teilweise zu unterdrücken und erzeugt**
**experimentelle Belege für die numerischen Ergebnisse von Zlatinov et al. [8]. Schließlich ist es durchaus**
**überraschend zu sehen, dass ÿÿPFR 100%ÿPFR 0% ÿ 1,5** Punkte **ÿ 0 bei ungefähr 90% Spanne und**
**10% Spanne. Dies erklärt sich durch die Wirkung der nachgeschalteten Spülung, die in Ebene B**
**konzentriert sich in den endwandnahen Bereichen des Kanals (Span > 90% und Span < 10%). In**
**Tatsächlich erzwingt die nachgeschaltete Spülung in Kombination mit der radialen Migration der**
**Rotordurchgangswirbel eine Umverteilung der Ringraumströmung (siehe die Spitzen in den mA/ Kurve bei 15 %**
**Span und 85% Span). Das Ergebnis ist, dass die Venen der Mainstream-Hochleistungsflüssigkeit**
**sind zwischen den Wirbeln des Rotordurchgangs und den Endwänden eingeschlossen. Ein solches Phänomen,**
**auch in Abbildung 5 bei 15 % Span deutlich erkennbar, verschwindet bei fehlender Spülung. Die**
**Die obige Erklärung würde auch begründen, warum nach Kenntnis der Autoren solche** *ÿÿ* **> 0 Flecken**
**wurden in der Literatur noch nie beschrieben, die sich meist auf teilweise gereinigte**
**HPT-Stufen, insbesondere nur mit Upstream-Hub-Spülung.**

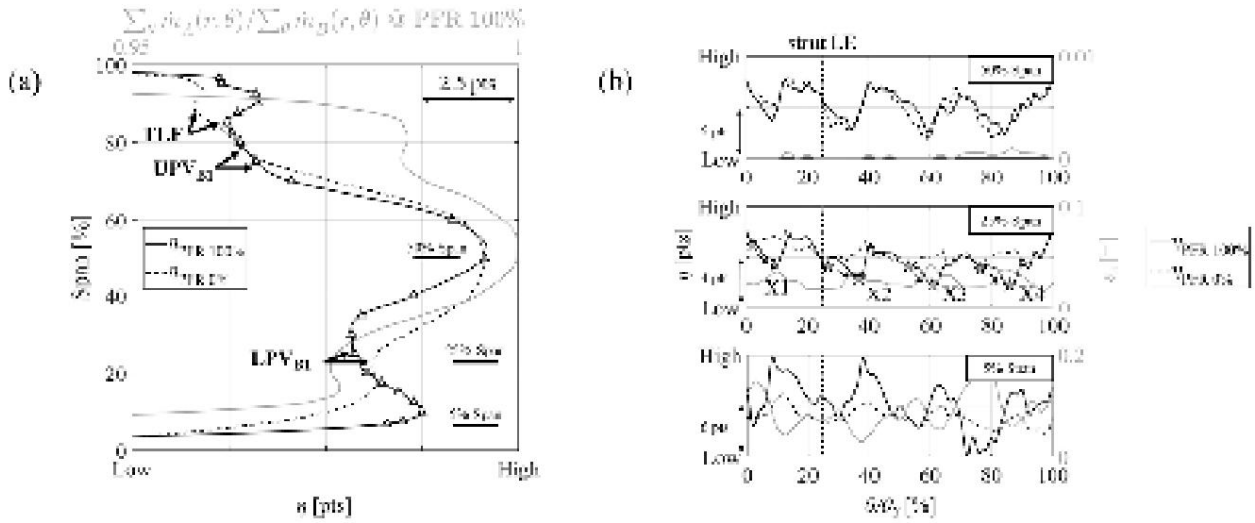



**Abbildung 8. Auswirkung der Spülstromvariation ÿÿ(0 ÿÿÿÿÿ 100 %, ÿPFR 0 % und mA/ mB bei PFR 100 % Radialprofilen;**
**(b) ÿPFR 100%,ÿPFR 0% und ÿc Umfangsprofile bei 5%, 25% und 50% Spannweite. Die Dreiecke**
**stellen das FHP-Messgitter in Ebene B dar.**

**Abbildung 8b zeigt die Umfangseffizienzprofile für beide Spülvorgänge bei drei**
**interessante radiale Standorte: 5% Span, wo es eine hohe Konzentration von Downstream gibt**
**Spülung; 25 % Span, wobei die vorgelagerte Spülung innerhalb von LPVB1 transportiert wird; und 50 % Span,**
**wo fast keine Kühlluft vorhanden ist. Die graue Linie in jedem Diagramm stellt das** ÿc- **Profil bei**
**die entsprechende radiale Position. Bei 5% Spanne** folgt **ÿPFR 100% einem sinusförmigen Verhalten, in**
**Phasenopposition mit dem Wirksamkeitsprofil und mit größeren räumlichen Schwingungen im Vergleich**
**zum ÿPFR 0% -Fall. Der Trend wird durch die HPT-Schaufeln erzeugt, da deren Nabendruck**
**Die Verteilung taktet kreisförmig den vorgelagerten Spülaustritt und beeinträchtigt somit die Effizienz.**
**Ein zweiter Beitrag ist jedoch sichtbar in Form eines höheren ÿPFR 100% Mittelwertes in**
**das Segment 0%** < *ÿ*/*ÿS* < **50%, das durch das bereits beschriebene Potentialfeld von**

Machine Translated by Google



**die TVF-Strebe LE (schwarze gepunktete Linie), die den nachgeschalteten Spülaustritt lokal reduziert. Bei 25 % Spannweite bleibt der sinusförmige Trend von ÿPFR 100 % bestehen, aber die Schwankungen haben eine geringere Intensität und sind in Umfangsrichtung gleichmäßiger. Tatsächlich wird die Position hauptsächlich durch den Kühlmittelfluss stromaufwärts der Nabe beeinflusst, dessen Austritt und Verteilung weniger von der TVF-Strebe beeinflusst werden. Darüber hinaus zeigen die mit grauen Sternen gekennzeichneten lokalen Minima von ÿPFR 100 % und ÿPFR 0 % die Umfangsverschiebung der Spitzen X1–X4, die auch in Abbildung 7 zu sehen ist. Abschließend lässt sich sagen, dass bei 50 % Spannweite die Effektivitätswerte niedrig sind; daher sind die Linien von PFR 100 % und PFR 0 % praktisch überlagert und zeigen eine s**

## 6. Schlussfolgerungen

**In diesem Artikel wird die Leistung einer vollständig gespülten HPT-Stufe untersucht, die in einer für den Motor repräsentativen Doppelspulenkonfiguration betrieben wird. Es wird eine alternative Definition (PD) des Gesamtwirkungsgrads der adiabatischen Stufe vorgeschlagen, die die HPT-Spülverteilung am Stufenauslass berücksichtigt, die anhand von dualen Messungen der Konzentration des Spurengases berechnet wird. Eine solche Definition wird mit der standardmäßigen Hartsel-basierten Formulierung (UP) verglichen. Es zeigt sich, dass der UP-Wirkungsgrad die Stufenleistung im Kernstrom unterschätzt, wo die Spülwirksamkeitswerte unter dem vollständig gemischten Schwellenwert liegen, verglichen mit der PD-Version. Gleichzeitig überschätzt die UP-Definition die Leistung der spülreichen Ströme, da sie den Energieverlust im Mischprozess unterschätzt . Abschließend wird der Wirkungsgrad im PFR-100-%-Fall mit einem der PFR-0-%-Fälle verglichen. Die stromaufwärts gerichtete Spülung wird in den Wirbeln des Rotordurchgangs mitgerissen, wodurch ihre Verluste vergrößert werden (lokale Unterschiede von bis zu 2 Punkten in den Radialprofilen) und sie in Richtung Spannweitenmitte verschoben werden (10 % Spannweitenversatz für LPVB1). Die zusätzlichen Verluste der Mantelspülung werden jedoch durch die teilweise Unterdrückung der TLF gemildert. Andererseits ist die stromabwärts gerichtete Spülung, die in dünnen Schichten neben den Endwänden gesammelt wird, für eine Massenstromumverteilung verantwortlich, die Streifen hocheffizienter Ringströmung zwischen den Wirbeln des Rotordurchgangs und den Wänden einfängt. Die Umfangsverteilung in der unteren Hälfte der Auslassebene der HPT-Stufe zeigt, dass sich im endwandnahen Bereich, der reich an stromabwärts zugeführter Spülluft ist, die potenzielle Wirkung der Strebenvorderkante positiv auf die Effizienz auswirkt, da der Kühlmittelaustritt lokal verringert wird. Bereits bei 25 % der Spannweite ist die Wirkung der Strebe vernachlässigbar, während die stromabwärts gerichtete Ausbreitung der HPT-Leitschaufeln die Effektivitätsmaxima (d. h. die Effizienzminima) bestimmt.**

**Die Autoren argumentieren, dass der PD-Wirkungsgrad die Strömungsphysik innerhalb der Turbinenstufe besser repräsentiert, wobei Abweichungen zwischen den massengemittelten Radialprofilen der PD- und UP-Wirkungsgrade von bis zu 1 Punkt möglich sind. Wenn die lokalen Abweichungen bemerkenswert sind, sollte beachtet werden, dass die Gesamtwerte des skalaren Wirkungsgrads nicht wesentlich unterschiedlich erscheinen. Der Hauptnachteil der vorgeschlagenen Methode besteht darin, dass zusätzliche Saatgasmessungen erforderlich sind. Das Problem könnte umgangen werden, indem die Ergebnisse einer CFD-Simulation zur Berechnung der Spülmassenstromverteilung im Ringraum verwendet werden (z. B. mit Partikelverfolgung). Dennoch würde der numerische Ansatz eine andere Reihe von Unsicherheits-, Modellierungs- und Kostenproblemen mit sich bringen , die sorgfältig bewertet werden sollten, um zu verstehen, ob die Berechnung der Spülverteilung bequemer oder weniger bequem ist als die Annahme einer gleichmäßigen Spülung. Ein weiteres Problem ist, dass die berechnete Unsicherheit im Vergleich zu den typischen Anforderungen der Motorenhersteller relativ hoch ist ( ±0,5–1 %). Dieser Aspekt könnte verbessert werden, indem die Temperaturmesskette optimiert und eine zuverlässige Schätzung der mechanischen Verluste sowie der Luftwiderstands- und Wärmeübertragungsverluste bereitgestellt wird.**

**Beiträge der Autoren: Konzeptualisierung, FM und EG; Methodik, FM; Software, FM und NK; Validierung, FM, NK und AH; formale Analyse, FM und EG; Untersuchung, FM, NK und AH; Ressourcen, NK und AH; Datenkuratierung, FM; Schreiben – Vorbereitung des Originalentwurfs, FM; Schreiben – Überprüfung und Bearbeitung, EG; Visualisierung, FM; Überwachung, EG; Projektverwaltung, EG; Mittelbeschaffung, EG. Alle Autoren haben die veröffentlichte Version des Manuskripts gelesen und stimmen ihr zu.**

Machine Translated by Google



**Finanzierung: Das Projekt, das zu dieser Bewerbung führte, erhielt Mittel aus dem Clean Sky 2 Joint**
**Vorhaben im Rahmen des Forschungs- und Innovationsprogramms Horizont 2020 der Europäischen Union (Zuschuss**
**Vereinbarung Nr. 785313).**

**Erklärung des Institutional Review Board: Nicht zutreffend.**

**Einverständniserklärung: Nicht zutreffend.**

**Erklärung zur Datenverfügbarkeit: Die Verfügbarkeit der in dieser Studie präsentierten Daten unterliegt Einschränkungen.**
**Daten sind auf Anfrage beim entsprechenden Autor mit vorheriger Genehmigung von GE Aviation erhältlich.**

**Danksagung: Die Autoren danken M. Daneri und F. Mangini für ihre Beiträge**
**dem Betreiber der Testanlage und GE Aviation für die Erlaubnis, dieses Dokument zu veröffentlichen.**

**Interessenkonflikte: Die Autoren erklären, dass kein Interessenkonflikt besteht. Die Geldgeber waren nicht an der Gestaltung beteiligt.**
**dieser Studie; bei der Sammlung, Analyse oder Interpretation von Daten; beim Verfassen des Manuskripts; oder**
**an der Entscheidung zur Veröffentlichung der Ergebnisse beteiligt.**

## Nomenklatur

**Abkürzungen**

| | |
|---|---|
| **HPT, LPT** | **Hochdruck-, Niederdruckturbine** |
| **TVF** | **Turbinenschaufelrahmen** |
| **PFR** | **Spülstromverhältnis** |
| **FHP** | **Fünflochsonde** |
| **LE** | **Vorderkante** |
| **LPV, UPV** | **unterer, oberer Durchgangswirbel** |
| **TLF** | **Leckagefluss an der Spitze** |
| **SV** | **Kratzwirbel** |
| **PD** | **Verteilung bereinigen** |
| **HOCH** | **gleichmäßige Säuberung** |
| **UHC, USC** | **vorgelagerter Naben-/Gehäusehohlraum** |

**Symbole**

| | |
|---|---|
| **r,** *ÿ* | **Radial-, Tangentialkoordinaten** |
| **A, B, C, D** | **Ebene A, B, C, D** |
| PT, TT, hT | **Totaldruck, Temperatur, Enthalpie** |
| M | **axiale Länge** |
| cP | **spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck** |
| *ÿ* | **Effizienz** |
| c | **Konzentration** |
| $\dot{M}$ | **Massenstrom** |
| *ÿ* | **Wirksamkeit** |
| Re | **Reynoldszahl** |
| **v,** M | **absolute Geschwindigkeit, Machzahl** |
| **ÿ,** *μ* | **Dichte, dynamische Viskosität** |
| S | **Entropie** |

**Tiefgestellte und hochgestellte Zeichen**

| | |
|---|---|
| **1, 2** | **HPT-Stufe, LPT-Stufe** |
| **k, l** | **Hohlraumindizes** |
| **0, ms,** | **Hohlraum, Hauptstrom, Probe** |
| **sc, fm** | **kombiniert, vollständig gemischt** |
| | **Durchschnitt** |
| **ist, ad** | **isentrop, adiabatisch** |
| **vol** | **volumetrisch** |

## Verweise

1. **Hartsel, J. Vorhersage der Auswirkungen der Massentransferkühlung auf die Schaufelblatteffizienz von Turbinenschaufelblättern. In Proceedings of the 10t**
**Tagung der Luft- und Raumfahrtwissenschaften, San Diego, CA, USA, 17.–19. Januar 1972.** [CrossRef]

2. **Young, JB; Horlock, JH Definition des Wirkungsgrads einer gekühlten Turbine.** J. Turbomach. **2006,** 128, **658–667.** [CrossRef]

Machine Translated by Google




3. **Berdanier, RA Berechnung des Wirkungsgrads gekühlter Turbinen mit gewichteten Kühlstromverteilungen.** J. Turbomach. **2023,** 145, **061007.** [Querverweis]
4. **Ong, J.; Miller, RJ; Uchida, S. Die Wirkung der Kühlmitteleinspritzung auf die Endwandströmung einer Hochdruckturbine.** J. Turbomach. **2012,** 134, **051003.** [CrossRef]
5. **Jenny, P.; Abhari, RS; Rose, MG; Brettschneider, M.; Engel, K.; Gier, J. Instationäres Rotor-Hub-Passage-Wirbelverhalten im Vorhandensein eines Spülstroms in einer axialen Niederdruckturbine.** J. Turbomach. **2013,** 135, **051022.** [CrossRef]
6. **Regina, K.; Kalfas, AI; Abhari, RS Experimentelle Untersuchung der Auswirkungen des Spülstroms auf eine Hochdruckturbinenstufe.** J. Turbomach. **2014,** 137, **041006.** [CrossRef]
7. **Dahlqvist, JE; Fridh, J. Experimentelle Strömungs- und Leistungsuntersuchungen von Hohlraumspülströmungen in einer Hochdruckturbinenstufe. In Proceedings der 11. Europäischen Konferenz für Fluiddynamik und Thermodynamik von Turbomaschinen, ETC 2015, Madrid, Spanien, 23. März 2015.**
8. **Zlatinov, MB; Tan, CS; Montgomery, M.; Islam, T.; Harris, M. Strömungsverlustmechanismen bei Turbinennaben und -gehäusedichtungen.** J. Turbomach. **2012,** 134, **061027.** [CrossRef]
9. **Merli, F.; Hafizovic, A.; Krajnc, N.; Schien, M.; Peters, A.; Heitmeir, F.; Göttlich, E. Aerodynamische Bewertung von Turbinenmittelrahmen und Turbinenleitschaufelrahmen unter dem Einfluss von Spülströmungen. In Proceedings der ASME Turbo Expo 2022: Technische Konferenz und Ausstellung für Turbomaschinen, Rotterdam, Niederlande, 13.–17. Juni 2022.** [CrossRef]
10. **Merli, F.; Krajnc, N.; Hafizovic, A.; Göttlich, E. Leistungsbewertung in einer vollständig gespülten Hochdruckturbinenstufe mithilfe von Messungen der Saatgaskonzentration. In Proceedings der 15. European Turbomachinery Conference, Paper N. ETC2023-268, Budapest, Ungarn, 24.–28. April 2023; Online verfügbar: https://www.euroturbo.eu/publications/conference-proceedings- repository (abgerufen am 11. Juni 2023).**
11. **Neumayer, F.; Kulhanek, G.; Pirker, H.-P.; Jericha, H.; Seyr, A.; Sanz, W. Betriebsverhalten einer komplexen transsonischen Testturbinenanlage . In Proceedings der ASME Turbo Expo 2001: Power for Land, Sea, and Air, New Orleans, LA, USA, 4.–7. Juni 2001. ASME-Papier Nr. GT2000-489.** [CrossRef]
12. **Hubinka, J.; Santner, C.; Paradiso, B.; Malzacher, F.; Göttlich, E.; Heitmeir, F. Entwurf und Konstruktion einer Zweiwellen-Testturbine zur Untersuchung von Strömungen in der Mitte von Turbinenrahmen. In Proceedings of the ISABE, Montreal, QC, Kanada, 7.–11. September 2009; S. 7–11.**
13. **Steiner, M.; Zerobin, S.; Bauinger, S.; Heitmeir, F.; Göttlich, E. Entwicklung und Inbetriebnahme eines Spülstromsystems in einer Zweispulen-Testanlage. In Proceedings der 12. Europäischen Konferenz für Turbomaschinen-Fluiddynamik und Thermodynamik, Stockholm, Schweden, 3.–7. April 2017. ETC-Papier Nr. ETC2017-115.** [CrossRef]
14. **Patinios, M.; Merli, F.; Hafizovic, A.; Göttlich, E. Die Wechselwirkung von Spülströmungen mit sekundären Strömungsmerkmalen in Turbinenmittelrahmen . In Proceedings der ASME Turbo Expo 2021: Technische Konferenz und Ausstellung für Turbomaschinen, Online, 7.–11. Juni 202** [Querverweis]
15. **Merli, F.; Hafizovic, A.; Krajnc, N.; Schien, M.; Peters, A.; Heitmeir, F.; Göttlich, E. Die Wechselwirkung von Hauptstrom und Hohlraumströmungen in Turbinenmittelrahmen und Turbinenleitschaufelrahmen.** J. Eng. Gas Turbines Power **2022,** 145, **021027.** [CrossRef]
16. **Bell, IH; Wronski, J.; Quoilin, S.; Lemort, V. Bewertung der thermophysikalischen Eigenschaften reiner und pseudoreiner Fluide und die Open-Source-Bibliothek für thermophysikalische Eigenschaften CoolProp.** Ind. Eng. Chem. Res. **2014,** 53, **2498–2508.** [CrossRef] [PubMed]
17. **Holman, JP** Experimental Methods for Engineers, **7. Auflage; Internationale Ausgabe; McGraw-Hill: New York, NY, USA, 2001.**
18. **De´nos, R.; Paniagua, G.; Yasa, T.; Fortugno, E. Bestimmung des Wirkungsgrads einer gekühlten Hochdruckturbine in einer Kompressionsrohranlage. In Proceedings der ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea, and Air, Barcelona, Spanien, 8.–11. Mai 2006; S. 607–618.** [CrossRef]
19. **Sterzinger, PZ; Zerobin, S.; Merli, F.; Wiesinger, L.; Peters, A.; Maini, G.; Dellacasagrande, M.; Heitmeir, F.; Göttlich, E. Auswirkungen unterschiedlicher Hoch- und Niederdruck-Turbinenspülströme auf ein Turbinenmittelgehäuse und ein Niederdruck-Turbinensystem.** J. Turbomach. **2020,** 142, **101011.** [CrossRef]
20. **Zerobin, S.; Peters, A.; Bauinger, S.; Ramesh, AB; Steiner, M.; Heitmeir, F.; Goettlich, E. Aerodynamische Leistung von Turbinenmittelrahmen mit Spülströmungen – Teil I: Der Einfluss der Turbinenspülströmungsraten.** J. Turbomach. **2018,** 140, **061009.**


**Haftungsausschluss/Anmerkung des Herausgebers: Die in allen Veröffentlichungen enthaltenen Aussagen, Meinungen und Daten sind ausschließlich die der einzelnen Autoren und Mitwirkenden und nicht die von MDPI und/oder den Herausgebern. MDPI und/oder die Herausgeber lehnen jegliche Verantwortung für Personen- oder Sachschäden ab, die aus den im Inhalt erwähnten Ideen, Methoden, Anweisungen oder Produkten resultiere**

Machine Translated by Google

Internationale Zeitschrift für
*Turbomaschinen*
*Antrieb und Leistung*

MDPI

Artikel

## Experimentelle Analyse der dreidimensionalen Strömung in einem †
# Wells-Turbinenrotor

**Fabio Licheri *, Tiziano Ghisu, Francesco Cambuli und Pierpaolo Puddu**

**Fakultät für Maschinenbau, Chemieingenieurwesen und Werkstofftechnik, Universität Cagliari, Via Marengo 2, 09123 Cagliari, Italien; t.ghisu@unica.it (TG); francesco.cambuli@unica.it (FC); puddu@unica.it (PP)**
*** Korrespondenz: fabio.licheri@unica.it**
**† Dieses Manuskript ist eine erweiterte Version des Tagungspapiers ETC2023-148 in den Proceedings der 15. European Turbomachinery Conference, Budapest, Ungarn, 24.–28. April 2023.**

**Zusammenfassung: Es wurde eine experimentelle Untersuchung des lokalen Strömungsfelds in einer Wells-Turbine durchgeführt, um eine detaillierte Analyse der aerodynamischen Eigenschaften des Rotors zu erstellen und die Suche nach optimierten Lösungen zu unterstützen. Die Messungen wurden mit einer Hitzdraht-Anemometersonde (HWA) durchgeführt, die das lokale dreidimensionale Strömungsfeld sowohl stromaufwärts als auch stromabwärts einer kleinen Wells-Turbine rekonstruierte. Die Multirotationstechnik wurde angewendet, um die drei Geschwindigkeitskomponenten des Strömungsfelds für einen festen Betriebsbedingungen zu messen. Die Ergebnisse der Untersuchung zeigen die lokalen Strömungsstrukturen entlang einer Rotorblattneigung und heben die Position und radiale Ausdehnung der Wirbel hervor, die mit der saubere Darüber hinaus wurden einige Besonderheiten dieser Turbine aufgezeigt, die berücksichtigt werden müssen, um geänderte Lösungen zur Verbesserung ihrer Leistung vorzuschlagen.**

**Schlüsselwörter: Wells-Turbine; experimentelle Untersuchung; Strömungsfeldrekonstruktion; Hitzdraht-Anemometer (HWA); lokale Leistung**

check for updates

**Zitat: Licheri, F.; Ghisu, T.; Cambuli, F.; Puddu, P. Experimentelle Analyse der dreidimensionalen Strömung in einem Wells-Turbinenrotor.** Int. J. Turbomach. Propuls. Power **2023, 8, 21. https://doi.org/10.3390/ijtpp8030021**

**Wissenschaftlicher Redakteur: Antoine Dazin**

**Empfangen: 22. Mai 2023**
**Überarbeitet: 25. Mai 2023**
**Akzeptiert: 10. Juli 2023**
**Veröffentlicht: 16. Juli 2023**

**Copyright: © 2023 bei den Autoren. Lizenznehmer MDPI, Basel, Schweiz.**

**Dieser Artikel ist ein Open Access-Artikel, der unter den Bedingungen und Bedingungen der Creative Commons Namensnennungs-Lizenz (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).**

## 1. Einleitung

**Das Interesse an erneuerbaren Energiequellen hat in den letzten Jahren aufgrund ihrer Bedeutung für die Emissionsreduzierung noch weiter zugenommen. Unter allen erneuerbaren Quellen ist die Wellenenergie aufgrund ihrer großen Verfügbarkeit und relativ hohen Vorhersagbarkeit eine d Aus diesem Grund wurden in den letzten Jahrzehnten eine Reihe technologischer Lösungen [2] vorgeschlagen, die auf unterschiedlichen physikalischen Prinzipien beruhen, um diese Energiequelle bequem zu nutzen und umzuwandel**

**Das Prinzip der oszillierenden Wassersäule (OWC) ist wahrscheinlich eines der am häufigsten in Wellenenergiekonvertern (WECs) angewandten, wie in Ref. [3] hervorgehoben wird. Ein typischer OWC besteht aus einer Kammer, die teilweise unter der freien Meeresoberfläche liegt und an ihrem Boden offen ist. Aufgrund der Bewegung der Wassersäule im Inneren der Kammer wird in einem mit der Oberseite der Kammer verbundenen Kanal eine wechselnde Strömung erzeugt . Die überwiegende Mehrheit der vorgeschlagenen Geräte verwendet eine Turbine, um die Druckenergie dieser wechselnden Luftströmung in mechanische Energie umzuwandeln, aus der mithilfe eines Generators elektrisch**

**Die bidirektionale Natur dieses Luftstroms und sein inhärentes instationäres Verhalten stellen besondere Probleme für den Turbinenbetrieb dar. Die von Dr. AA Wells [4]** vorgeschlagene Wells-Turbine **bietet eine einfache Konstruktion und Zuverlässigkeit. Sie zeichnet sich durch ein symmetrisches Schaufelprofil aus, das um 90 Grad zur Rotationsachse versetzt ist und dem Rotor ein selbstrichtendes Verhalten verleiht: Die Richtung des Ausgangsdrehmoments, also die Rotationsrichtung , ist unabhängig von der Luftstromrichtung. Eine Reihe von Forschern, wie z. B. Refs. [5–8], haben die Leistung der Wells-Turbine untersucht, um die Einschränkungen zu verstehen und Verbesserungen vorzuschlagen. Dennoch ist das Strömungsfeld in einem Wells-Rotor noch nicht vollständig erklärt worden, und es wurden nur wenige detaillierte experimentelle Analysen vorgelegt. Vor kurzem präsentierten Licheri et al. [9] eine lokale Rekonstruktion des Strömungsfelds in einer Wells-Turbine mittels einer aerodynamischen Drucksonde, wobei die Strömung**

Machine Translated by Google



**ist zweidimensional, d. h. die radiale Geschwindigkeitskomponente wird vernachlässigt. Mit einer ähnlichen Sonde** führten **Alves et al. [10] eine analoge Untersuchung für eine doppelseitige Wells-Turbine durch.**

**Die vorliegende Arbeit, die eine Erweiterung unseres Tagungspapiers [11] darstellt, zielt darauf ab, die bestehende Lücke in der Literatur durch eine genaue Rekonstruktion des Strömungsfelds in einem Wells-Rotor zu schließen. Es wird eine experimentelle Untersuchung an einer kleinen Wells-Turbine durchgeführt, die an einen OWC-Simulator gekoppelt ist, der an der Fakultät für Maschinenbau, Chemie- und Werkstofftechnik (DIMCM) der Universität Cagliari untergebracht ist. Das Strömungsfeld wird innerhalb einer Blattsteigung sowohl stromaufwärts als auch stromabwärts des Rotors charakterisiert. Dabei kommt eine miniaturisierte Hitzdraht-Anemometer-Sonde (HWA) zum Einsatz, die in der Lage ist, das dreidimensionale Strömungsfeld bei einem festen Betriebspunkt zu erfassen, der einem relati**

**Der Rest des Dokuments ist wie folgt strukturiert. Zunächst wird die Versuchsanlage am DIMCM vorgestellt, gefolgt von einer Beschreibung der Sonde und der verwendeten Messtechnik. Anschließend werden die Ergebnisse der Strömungsrekonstruktion und die mittlere radiale Verteilung der Geschwindigkeitskomponenten vorgestellt und analysiert. Im letzten Abschnitt werden die Ergebnisse zusammengefasst und abschließende Bemerkungen ge**

## 2. Versuchsanlage Die

**Versuchstests wurden in einem OWC-Simulator durchgeführt, der am DIMCM in Cagliari untergebracht ist. Die Anlage ist schematisch in Abbildung 1 dargestellt. Ein von einem Hydrauliksystem angetriebener Kolben wird in einer zylindrischen Stahlkammer bewegt und simuliert so die Bewegung der Wasseroberfläche, wie sie in einem OWC-System stattfindet. Oben in der Kammer befindet sich eine Wells-Turbine,** deren wichtigste geometrische Merkmale in Tabelle **1 aufgeführt sind .**

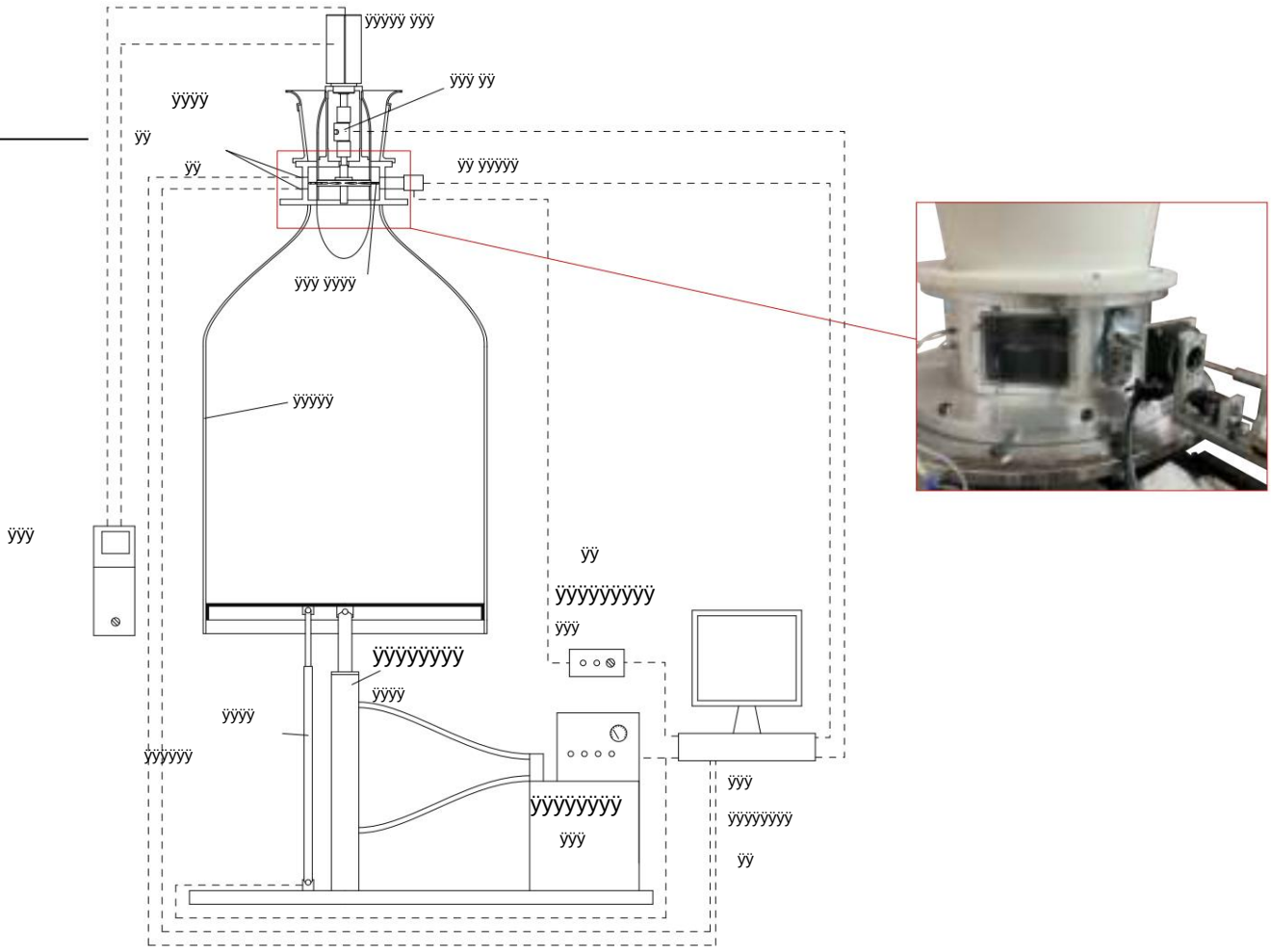


**Abbildung 1. Schema des Versuchsaufbaus und Testabschnitt.**

Machine Translated by Google



**Tabelle 1. Geometrische Parameter der Wells-Turbine.**

| | |
|---|---|
| Rotorspitzendurchmesser, DSpitze | 250 mm |
| | 190 mm |
| | 1 mm |
| Rotornabendurchmesser, DNabe | 36 mm |
| Spitzenabstand | 12 |
| Sehnenlänge, c | NACA 0015 |
| Anzahl der Blätter, z | 0,625 |
| Tragflächenprofil Festigkeit | 0,5 (18/36) |
| Pfeilungsverhältnis Naben-zu-Spitzen-Verhältnis, $\dot{y}$ | 0,76 |

Die Versuchsanlage ist vollständig instrumentiert: Ein Drahtpotentiometer wird verwendet, um die Kolbenverschiebung aufzuzeichnen und die Hydraulikeinheit, die die Kolbenbewegung antreibt, durch Rückkopplung zu steuern ; Wanddruckabgriffe sind vor und nach dem Rotor angebracht; ein Drehmomentsensor mit eingebautem Encoder ist zwischen der Turbinen- und der Motorwelle angebracht, um das Ausgangsdrehmoment und die Drehzahl der Turbine zu messen; im Testabschnitt wurde ein Schlitz angebracht , um das Einführen der Sonde in der Nähe des Rotors zu vereinfachen. Die maximalen Unsicherheiten dieser Messvariablen wurden wie folgt geschätzt:

- 0,3 % des Messbereichs des Wandlers (1 kPa) für die Wanddruckmessung an der Umgebungsseite;
- 0,2 % des Messbereichsendwerts des Wandlers (7 kPa) für die Wanddruckmessung am Kolben Seite;
- 0,1 % des Sensor-Vollausschlags (±2 Nm) für das Ausgangsdrehmoment;
- ±0,1 % des Sensor-Vollausschlags (1000 mm) für die Kolbenposition.

Die Anlagenkonfiguration eignet sich für die Reproduktion verschiedener Formen der Kolbenbewegung durch Regulierung der Parameter der Hydraulikeinheit. Eine sinusförmige Kolbenbewegung wird typischerweise so eingestellt, dass sie eine regelmäßige Welle simuliert, wie in den Referenzen [9,12], während in dieser Studie eine dreieckige Bewegung eingestellt wird, um eine konstante Fließgeschwindigkeit für ein begrenztes Zeitintervall zu erreichen. Sowohl die Amplitude als auch die Periode der Kolbenbewegung können durch die Einstellungen

## 3. Messtechnik

Das lokale Strömungsfeld in der Nähe des Rotors, sowohl stromaufwärts als auch stromabwärts, wurde mithilfe einer schrägen Hitzdraht-Anemometersonde (HWA) vom Typ DANTEC 55P12 rekonstruiert. Der Sensor wurde in einem axialen Abstand von 5,5 mm von der Blattsehne sowohl stromaufwärts als auch stromabwärts des Rotors platziert .

Zur Rekonstruktion des Strömungsfeldes wurde die rotierende Schräg-HW-Technik [13–15] angewendet. Unter Verwendung der von Jørgensen [16] vorgeschlagenen Beziehungen ermöglicht diese Methode die Messung der drei Geschwindigkeitskomponenten der mittleren Strömung und der sechs Komponenten des Reynolds-Spannungstensors in einem gegebenen stationären oder periodischen Strömungsfeld. Da diese Messtechnik Sonden mit nur einem Sensor verwendet, wird die Strömungsverzerrung aufgrund der Sondengröße reduziert [17]. Unabhängige Messungen werden unter Verwendung unterschiedlicher Ausrichtungen des Sensors erreicht, indem die Sonde um ihren Schaft in unterschiedlichen Winkeln gedreht wird. Im Allgemeinen werden mehr als drei verschiedene Messungen verwendet, um den mit der Datenreduktion verbundenen Fehler zu reduzieren , was die Lösung eines überbestimmten Gleichungssystems erfordert. Die Messungen wurden nur während der Abflussphase durchgeführt, indem die Schaufelspanne an 20 radialen Positionen mit unterschiedlichem Abstand abgetastet wurde, um das Strömungsfeld in der Grenzschichtregion in der Nähe der Wände richtig zu rekonstruieren. An jeder radialen Position wurden sieben verschiedene Winkelpositionen der Sonde berücksichtigt. Um die Sonde radial zu bewegen und um ihre Achse auszurichten, wurde ein motorisiertes System ver

Die momentanen Abkühlungsgeschwindigkeiten wurden aus den momentanen Spannungssignalen unter Verwendung einer Kalibrierungskurve ermittelt, die mit einer Polynomgleichung vierten Grades angenähert wurde. Dadurch wurde eine bessere Annäherung erreicht und die Unsicherheiten in Bezug auf die Umkehrung des von King [18] vorgeschlagenen Gesetzes verringert, wie von Erriu et al. [19] gezeigt wurde . Das modifizierte Jørgensen-Gesetz aus Ref. [20] wurde verwendet, um die Geschwindigkeitskomponenten in Beziehur

Machine Translated by Google



das Referenzrahmensystem des Sensors mit der effektiven Abkühlungsgeschwindigkeit. Die Werte der Richtungsempfindlichkeitskoeffizienten wurden experimentell ermittelt, indem die Winkelkalibrierung der Sonde in einem offenen Windkanal durchgeführt wurde. Winkelkalibrierungskurven wurden daher verwendet, um den Winkelempfindlichkeitskoeffizienten des Jøorgensen-Gesetzes als Funktion von Gier- und Nickwinkeln zu berechnen. Die Richtungsempfindlichkeitskoeffizienten werden als abhängig von Nick- und Gierwinkeln betrachtet, wäl
Weitere Einzelheiten zu den zur Darstellung der Winkelkalibrierungskurven verwendeten Beziehungen können in Ref. [20] gefunden werden.

Die Unsicherheiten bei Hitzdrahtmessungen wurden gemäß Ref. [19] abgeschätzt, wobei folgende Faktoren berücksichtigt wurden: (a) Fehler, die im Kalibrierungsprozess auftreten und mit der Messung der Strömungsgeschwindigkeit und der Drehwinkel zusammenhängen; (b) Unsicherheiten im Polynomausdruck, der zur Annäherung der Kalibrierungskurve verwendet wird; (c) Unsicherheiten bei der Berechnung der Geschwindigkeitskomponenten im Referenzsystem des Sensors. Die Ergebnisse

der Unsicherheitsabschätzungen umfassen
Folgendes: • mittlere

- Geschwindigkeit ±2,5 % des tatsächlichen Wertes, • Strömungswinkel ±2 Grad, radiale Position ±0,1 mm

Um die Multirotationstechnik korrekt verwenden zu können, wurde im OWC-Simulator ein fester Strömungszustand reproduziert, indem eine periodische dreieckige Kolbenbewegung eingestellt wurde, deren Hauptparameter zusammen mit den anderen für die vorliegenden Experimente verwendeten Einstellungen in Tabelle 2 zusammengefasst sind.

**Tabelle 2. Einstellungen der experimentellen Tests.**

| | |
|---|---|
| **Kolbenhubamplitude** | **ÿ850 mm** |
| **Kolbenperiode,** Tw | ? Sekunden |
| **Turbinendrehzahl,** f | **65 Hz** |
| **Durchflusskoeffizient des mittleren Durchflusses am Rotorspitzenradius,** *ÿ* = **Cz/(ÿ** f Dtip) | **ÿ0,195** |
| **Reynoldszahl basierend auf der Schaufeltiefe und der mittleren relativen Auslassgeschwindigkeit** | **ÿ1,3 × 105** |

Die lineare Veränderung der Kolbenposition gewährleistet eine konstante Kolbengeschwindigkeit und damit eine konstante Durchflussrate durch den Rotor. Abbildung 2 zeigt die Kolbenverschiebung während eines Tests und ihre Geschwindigkeit als Funktion der dimensionslosen Kolbenperiode.

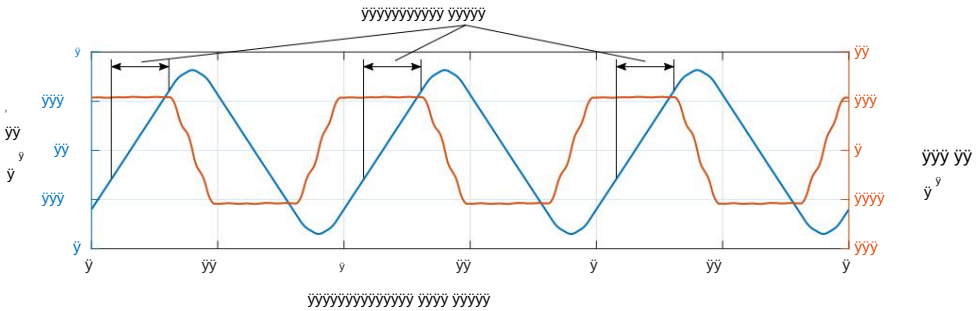


**Abbildung 2. Kolbenbewegungseigenschaften während eines Tests.**

Signale wurden nur während der Kolbenrampen erfasst, die den Ausflussphasen entsprechen, und die entsprechenden Messzeiten sind auch in Abbildung 2 angegeben. Sie wurden ausgewählt, um: (a) Messungen in der Nähe der Umkehrung der Kolbenbewegung auszuschließen und (b) mindestens 100 Rotorumdrehungen für jede Kolbenperiode zu erfassen (durch die Erfassung von 3 Kolbenrampen wurden also 300 Umdrehungen für die Phasenmittelung verwendet). Die Durchflussrate wird basierend auf der Kolbenverschiebung berechnet. Eine Abtastrate von 100 kHz wurde festgelegt, wodurch mindestens 150 Messpunkte entlang einer Blattsteigung erfasst werden konnten. Das Signal des Anemometers wurde vor der Erfass

Machine Translated by Google



**Ensemble-Mittelwertbildungstechnik, synchronisiert mit dem Rotordurchgang, um eine periodische Durchschnittsverteilung der Strömungsgeschwindigkeit in einem Schaufeldurchgang zu erhalten.**

**Die Turbinenleistung ist in Abbildung 3a,b dargestellt. Es ist zu beachten, dass der für die vorliegende Untersuchung gewählte Betriebszustand (rotes Kreuz) in den stabilen Bereich vor dem Abrisspunkt fällt, mit einem Sicherheitsabstand von diesem, um beginnende Abrisszustände an den Rotorblättern zu vermeiden, die mit lokalen Strömungsablösungen verbunden sind, die in dieser Arbeit nicht untersucht werden. Der gewählte Betriebszustand, d. h. mit ÿ ÿ 0,195, ist durch einen Gesamtwirkungsgrad der Turbine von 48,1 % gekennzeichnet, der nahe an seinem Maximum liegt, wie aus Licheri et al. [21] hervorgeht.**

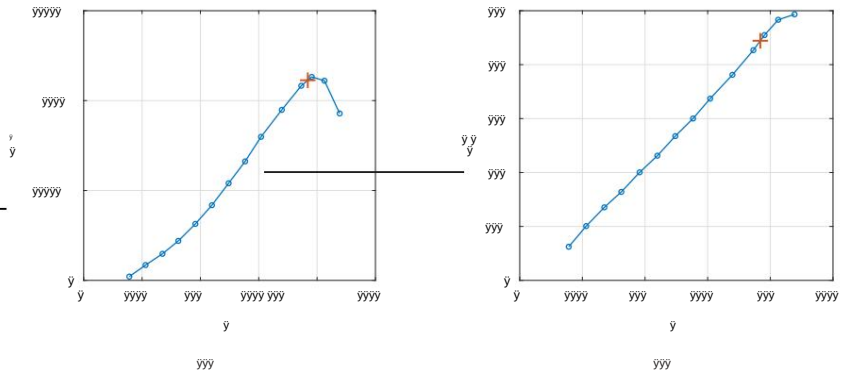


**Abbildung 3. Leistung einer dimensionslosen Turbine bei stationärer Strömung. (a) Drehmomentkoeffizient. (b) Druckkoeffizient.**

#### 4. Ergebnisse

**Die Strömungseigenschaften werden hier in Form von nicht dimensionslosen Geschwindigkeitskomponenten in Bezug auf die Blattspitzengeschwindigkeit** Utip dargestellt. **Alle vorliegenden Ergebnisse beziehen sich auf einen einzigen Betriebszustand, wie in Tabelle 2 angegeben, vor dem Strömungsabriss und repräsentativ für den Punkt mit maximalem Wirkungsgrad der getesteten Turbine [22].**

### 4.1. Zulaufströmung

**Es wurde eine vorläufige Untersuchung durchgeführt, um die Strömung am Turbineneinlass zu charakterisieren. Die Einlassströmung wurde in einer Ebene rekonstruiert, die sich in einem axialen Abstand von 5,5 mm vom Rotor befindet. Die Geschwindigkeitskomponenten wurden in Umfangsrichtung massengewichtet gemittelt und die resultierenden Geschwindigkeitsverteilungen sind in Abbildung 4a dargestellt. Die massengewichtete radiale Verteilung der Turbulenzintensität** Tu **ist ebenfalls in Abbildung 4b dargestellt . Beachten Sie, dass die radiale Position** r **in Bezug auf die Schaufelhöhe dimensionslos gemacht wurde .**

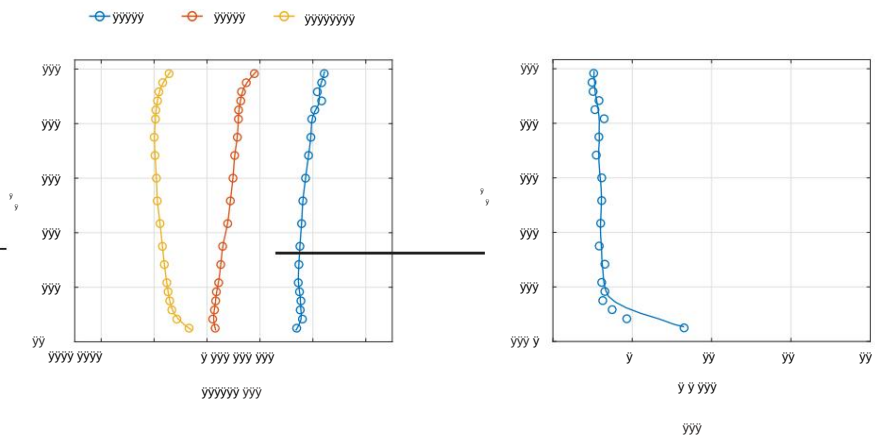


**Abbildung 4. Massendurchschnittliche Strömungseigenschaften vor dem Rotor. (a) Absolute Geschwindigkeitskomponenten. (b) Turbulenzintensität.**

Machine Translated by Google



**Die Ergebnisse zeigen eine nahezu konstante Axialgeschwindigkeit entlang der Schaufelbreite, mit etwas höheren Werten bei großen Radien, wo die Schaufelteilung größer ist und der Massenstrom auf einen geringeren Widerstand durch den Rotor trifft. Dieser Effekt führt zu einer höheren positiven Radialgeschwindigkeit im Spitzenbereich. Die Tangentialgeschwindigkeit weist kleine negative Werte auf, da** eine Wirbelströmung durch die vorherige Einströmphase entsteht, wie von Puddu **et al. [12] gut beschrieben .**

**Messungen der Turbulenzintensität** Tu lassen darauf schließen, dass **am Turbineneinlass ein nahezu konstanter Wert von 3 %** angenommen werden kann, wenn die Strömung aus der Kammer kommt, also während der Ausflussphase. In der Nähe von Wänden wurden höhere Werte festgestellt, insbesondere in der Nähe der Nabe, wo der Rotor die größte Festigkeit aufweist. Dieses Ergebnis kann nützlich sein, um **numerische Simulationen für ähnliche Fallstudien korrekt einzurichten .**

### 4.2. Strömungsstrukturen am Turbinenaustritt

**Eine vollständige Visualisierung des relativen Strömungsfelds hinter dem Rotor ist in Abbildung 5 in Form von Konturdiagrammen der relativen Geschwindigkeitskomponenten dargestellt. Geschwindigkeitskarten wurden auf Grundlage von Steigungsverteilungen mit der Überlagerung von Rotorblattumrissen erstellt, um die Interpretation zu erleichtern.**

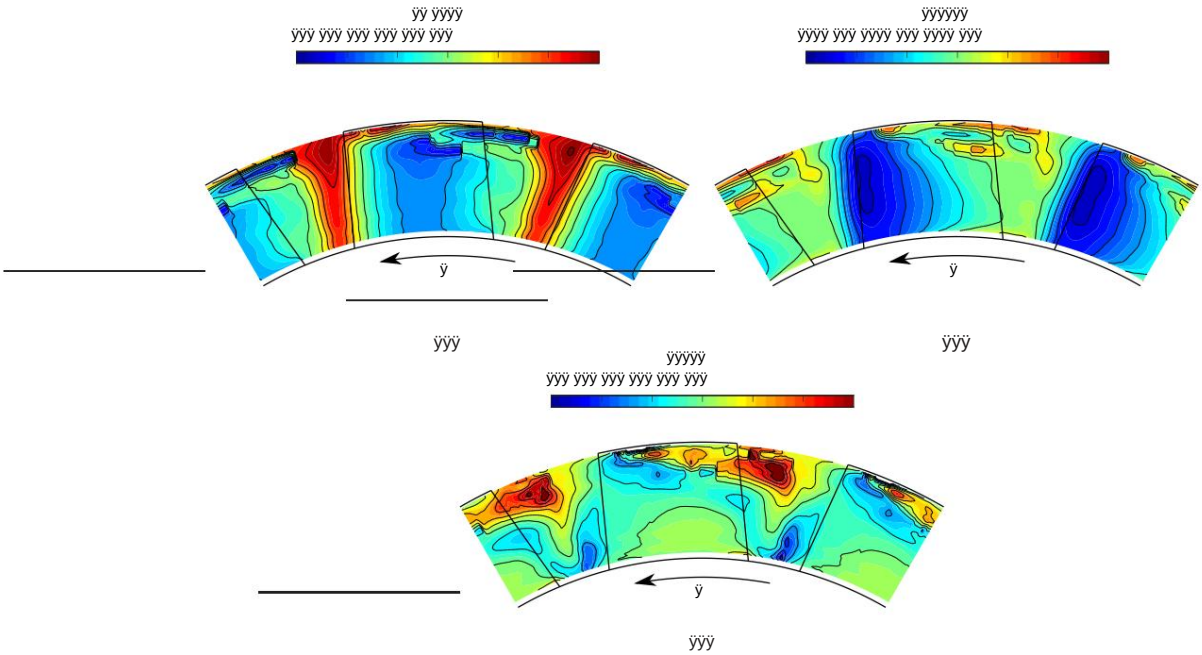


**Abbildung 5. Konturdiagramme der relativen Geschwindigkeitskomponenten hinter dem Rotor in zwei benachbarten Schaufeldurchgängen. (a) Axialgeschwindigkeit. (b) Tangentialgeschwindigkeit. (c) Radialgeschwindigkeit.**

**Die Karten geben eine Gesamtdarstellung des Strömungsfelds in einer Schaufelschaufel wieder, die stark mit der ungewöhnlichen 90-Grad-Versetzung der Schaufel der Wells-Turbine zusammenhängt. Tatsächlich stellen die Karten in Abbildung 5 die Strömung dar, die sich auf der Saugseite der Schaufeln entwickelt, und der typische Nachlaufbereich stromabwärts der Hinterkante (TE) kann nicht identifiziert werden. Darüber hinaus erschwert die Wechselwirkung zwischen dem von einer TE losgelösten Nachlauf und der Strömung an der Vorderkante (LE) der benachbarten Schaufel die Interpretation der Strömungsstruktur.**

**Es lässt sich beobachten, wie die Leckageströmung mit der sauberen Strömung in der Nähe der Schaufelhinterkante bei höheren Radien interagiert, was zu einer Verzerrung des Strömungsfelds in Bezug auf alle Geschwindigkeitskomponenten führt. Ein weiteres besonderes Merkmal der Strömung sind die nahezu Null-Axialgeschwindigkeitskomponenten im Bereich nahe der Saugseite der Schaufel, die bei diesem hohen Strömungskoeffizienten vorhanden sind, selbst wenn noch kein vollständiger Strömungsabriss erreicht wurde. Infolgedessen wird die Strömung durch einen schmalen Umfangsbereich gezwungen, erkennbar an den höheren Werten von** Wz. **Das Vorhandensein einer Wirbelstruktur bei höheren Radien ist leichter erkennbar, wenn man sich auf die radiale**

Machine Translated by Google



**Werte in der Nähe der Vorderkante, wahrscheinlich aufgrund der Verstopfungswirkung des Blattes. Auf dem Weg zur Hinterkante bildet sich der Spitzenwirbel und löst sich vom Blatt, was an den positiven Radialgeschwindigkeitswerten in einer Zone nahe der Spitze zu erkennen ist. In der Nähe der Hinterkante wird der Wirbel verstärkt und wirkt sich auf einen größeren Bereich aus, etwa 30 % der Blatthöhe.**

**In Nabennähe wird der auf der Druckseite gebildete Durchgangswirbel gezwungen, in der verengten Umfangszone mit höherer Axialgeschwindigkeit vorbeizuströmen. Dies lässt sich an den in diesem Bereich zu beobachtenden schnellen Radialgeschwindigkeitsänderungen von stark positiven zu stark negativen Werten** erkennen . **Dieser Wirbel beeinflusst auch das Strömungsfeld in der Nähe der Saugseite der Schaufel, da die Auswirkungen des Gegenwirbels nicht deut**

**In einer quantitativeren Darstellung zeigt Abbildung 6 die relativen Geschwindigkeitskomponenten, d. h. in axialer** (Wz), **radialer** (Wr) **und tangentialer Richtung** (Wÿ ), **an verschiedenen Umfangspositionen , dimensionslos in Bezug auf die Blattneigung t und für drei verschiedene radiale Positionen. Die Positionen TE und Vorderkante LE wurden ebenfalls angegeben, um das Lesen der Diagramme zu erleichtern, sov**

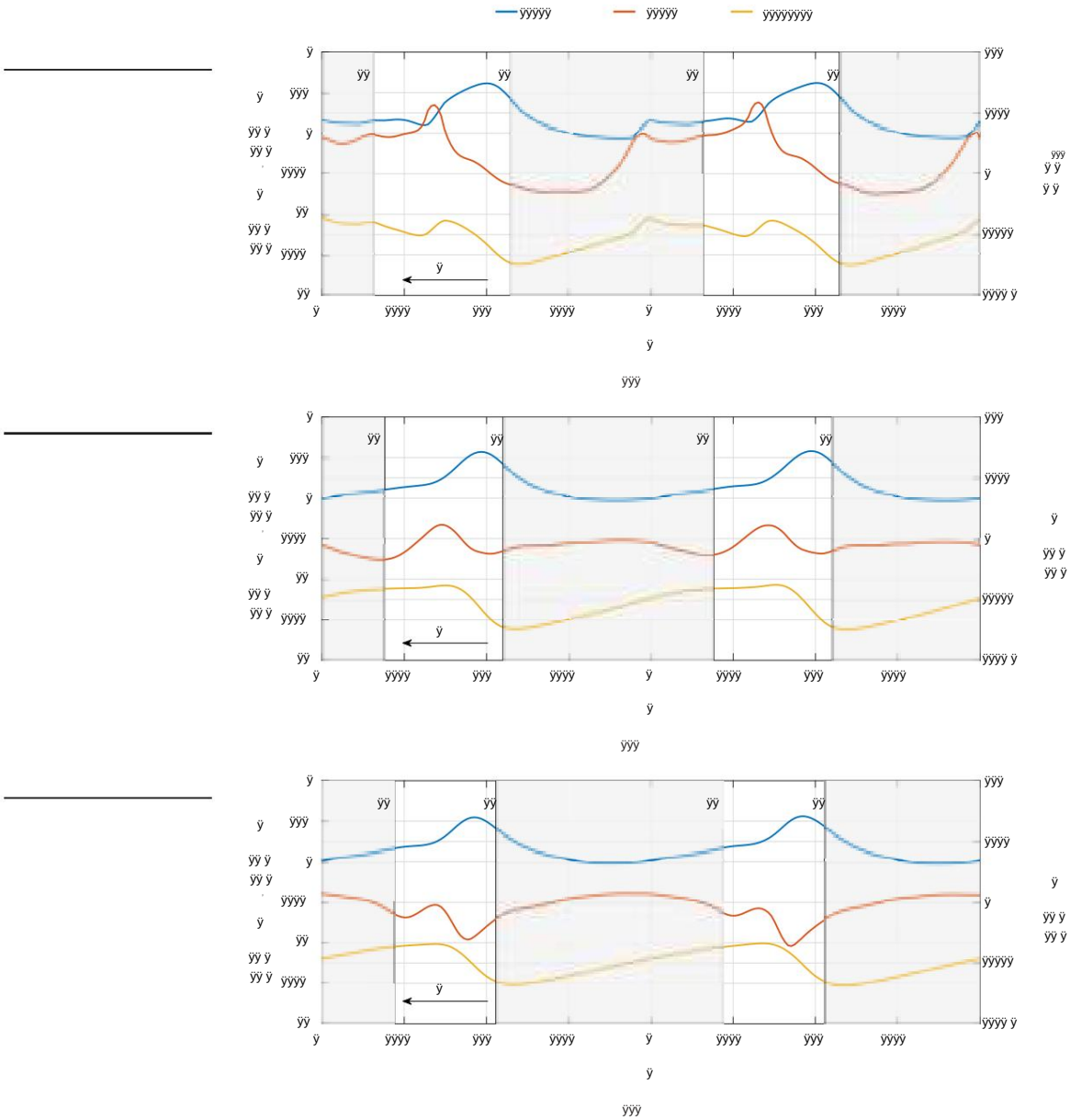


**Abbildung 6. Umfangsverteilung der relativen Geschwindigkeitskomponenten hinter dem Rotor bei (a) 80ÿ% der Spanne, (b) 50ÿ% der Spanne und (c) 20ÿ% der Spanne.**

Machine Translated by Google



**Die Axialgeschwindigkeit weist im Bereich zwischen zwei benachbarten Blättern höhere Werte auf, mit einem Spitzenwert in der Nähe der unteren Kante, entlang der gesamten Blattspanne, wie auch in Abbildung 6a hervorgehoben. Dieser Trend, der für typische Axialturbinenkonfigurationen nicht üblich ist, ist auf die 90-Grad-Versetzung der Blätter zurückzuführen: Der Massenstrom wird gezwungen, durch den Raum zwischen zwei benachbarten Blättern zu strömen, wodurch ein Strahl in der Nähe der unteren Kante erzeugt wird, der den Nachlauf aktiviert, der sich von der unteren Kante des vorherigen Blattes löst. Wenn man sich von der Nabe zur Spitzenregion bewegt, d. h. von den Abbildungen 6a–c, werden im Strahlbereich höhere** Wz -Werte **festgestellt, während letzterer dazu neigt, einen größeren Teil des freien Raums zwischen zwei Blättern einzunehmen. Dies ist auf die verringerte Festigkeit des Rotors zurückzuführen, die einen viel größeren Massenstrom passieren lässt. Der größte Teil der axialen Geschwindigkeitsverteilung in Steigungsrichtung wird durch die Strömung entlang der Blattsaugseite beeinflusst, wo niedrige Werte nahe Null beobachtet werden können. In der Nähe der Spitzenregion werden aufgrund des Leckagewirbels, der einen großen Teil der Schaufel einnimmt, Werte negativer Axialgeschwindigkeit beobachtet.**

**Die radiale Geschwindigkeitskomponente** Wr **zeigt niedrigere Werte und begrenzte Gradienten in den Naben- und Mittelbereichen, mit negativen Werten im Bereich zwischen zwei Blättern, insbesondere bei niedrigen Radien, wie in Abbildung 6c gezeigt. Sowohl Gradienten als auch absolute Werte von** Wr **sind im Spitzenbereich größer, wo das Vorhandensein der Leckströmung das dreidimensionale Verhalten des Strömungsfelds mit einer signifikanten radialen Komponente stark beeinflusst.**

**Die tangentiale Geschwindigkeitskomponente** Wt **ist wie erwartet immer negativ und ihr Modul nimmt von der Vorderkante zur Hinterkante gleichmäßig ab, wobei die Gradienten in der Nähe der Vorderkante stärker sind.**

### 4.3. Radiale Verteilung der tangential gemittelten

Strömung **Eine massengewichtete Mittelung der relativen Geschwindigkeitskomponenten wurde in Umfangsrichtung entlang einer Schaufelteilung durchgeführt, um ihre mittlere radiale Verteilung zu berechnen, wie in Abbildung 7 dargestellt.**

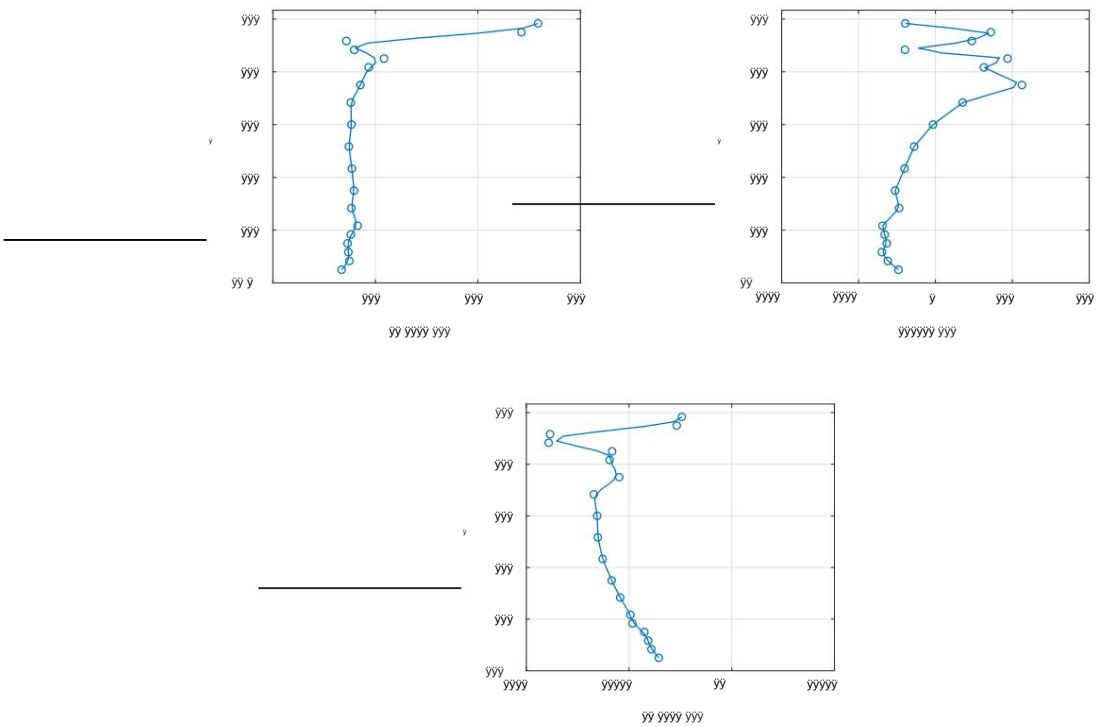


**Abbildung 7. Relative Geschwindigkeitskomponenten am Turbinenauslass, gemittelt über die Blattteilung. (a) Axialkomponente . (b) Radialkomponente. (c) Tangentialkomponente.**

**Die radiale Verteilung der relativen Axialgeschwindigkeit** Wz **ist durch einen nahezu konstanten Wert für** r **= 10–75 % gekennzeichnet. Die Spitzenregion weist größere (positive)** Wz -Werte auf , **da**

Machine Translated by Google



**zur Leckageströmung, die mindestens 20 % der Schaufelspannweite betrifft. In der Nähe des Nabenbereichs sind untere Wandeffekte zu beobachten. Diese Effekte lassen sich besser anhand der radialen Komponente** Wr erkennen , **die von größeren Gradienten im Spitzenbereich als in der Nähe der Nabe beeinflusst wird. Von der Nabe bis zur Mitte ist ein negativer** Wr -Wert **zu beobachten, wo sich die Strömung von höheren zu niedrigeren Radien bewegt , bedingt durch die höheren Verluste im Nabenbereich. Dieser Trend kehrt sich im oberen Teil der Schaufelhöhe um, in de**
**Dieser positive Trend der Radialkomponente lässt sich durch die Leckageströmung an der Spitze rechtfertigen, die die Höhe des Schaufelkanals, durch den die saubere Strömung fließen kann, beträchtlich reduziert und so zu einem stark dreidimensionalen Verhalten des Strömungsfelds führt.**

**Basierend auf den durchschnittlichen Geschwindigkeitsverteilungen der Abbildungen 4 und 7, Ein- und Austrittsgeschwindigkeit** Dreiecke können wie in Abbildung 8 dargestellt **an drei spannweiten Positionen gezeichnet werden .**

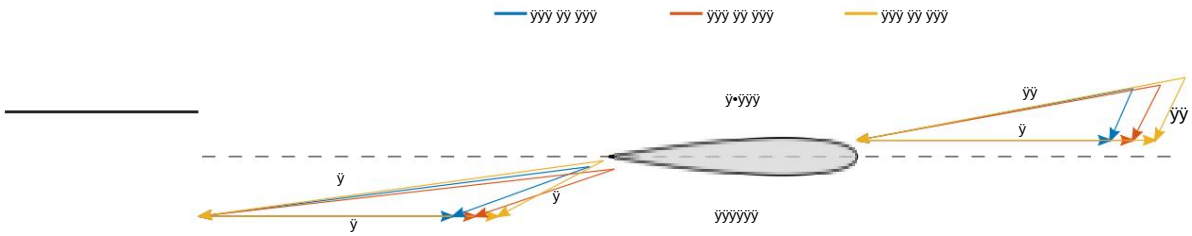



**Abbildung 8. Geschwindigkeitsdreiecke an den Einlass- und Auslassabschnitten des Rotors.**

**Diese Darstellung hilft, einige interessante Eigenschaften hervorzuheben: (a) das Vorhandensein eines Einlasswirbels, (b) eine ungleichmäßige Verteilung des Massenstroms und (c) eine radiale Variation der Euler-Arbeit (im Zusammenhang mit Unterschieden in den tangentialen Geschwindigkeitskomponenten zwischen Rotoreinlass und -auslass).**

4.4. Rotorleistung **Die lokale**

**Leistung wurde auf Grundlage des rekonstruierten Strömungsfelds am Turbinenauslass anhand des dimensionslosen Arbeitskoeffizienten** ÿ bewertet, der als **Verhältnis zwischen der Euler-Arbeit und dem Quadrat der Geschwindigkeit an der Rotorblattspitze berechnet wird :**

$$ÿ = \frac{^{m}}{U2\text{-}_{Tipp}} \quad (1)$$

**Der Arbeitskoeffizient wird in Abbildung 9 in Form einer Konturkarte in zwei benachbarten Schaufelblättern angegeben.**

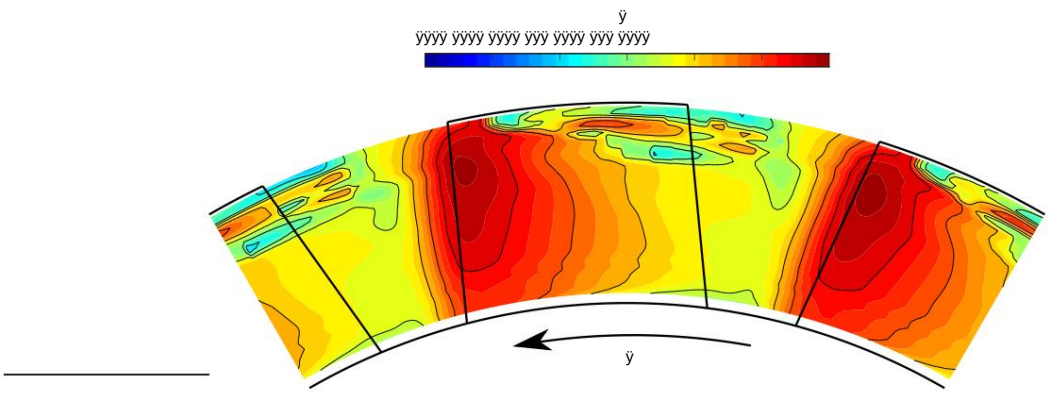



**Abbildung 9. Konturdiagramme des Arbeitskoeffizienten in zwei benachbarten Schaufeldurchgängen.**

**Das Konturdiagramm zeigt, dass der Bereich mit der höchsten ausgetauschten Arbeit nahe der Vorderkante und bei etwa 40–80 % der Schaufelspannweite liegt. Dieser Wert tendiert dazu, von der Vorderkante zur Hinterkante auf sehr niedrige, aber immer noch positive Werte zu sinken . In den Bereichen, die durch das Vorhandensein der Spitzenleckströmung gekennzeichnet sind, d. h. bei großen Radien und nahe der Hinterkante, nimmt der Arbeitskoeffizient dann sehr niedrige W**

Machine Translated by Google



**wodurch das Vorhandensein hoher Verluste hervorgehoben wird. Die resultierende Ausgangsarbeit der Turbine wird durch das Vorhandensein dieses breiten Verlustbereichs reduziert; daher kann diese lokale Charakterisierung dabei helfen, geometrische Änderungen am Rotor zu finden, um dessen Effizienz zu verbessern. Um die Auswirkung des Spitzenleckwirbels auf die Ausgangsarbeit besser quantifizieren zu können, zeigt Abbildung 10 den Arbeitskoeffizienten gemittelt über einen Blattabstand entlang**

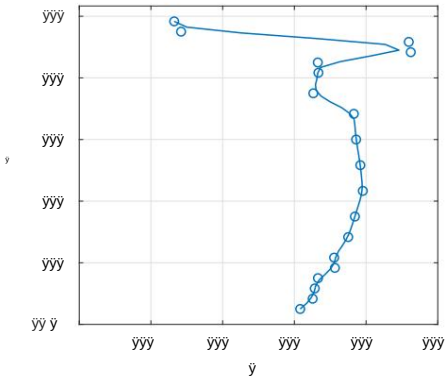



**Abbildung 10. Arbeitskoeffizient gemittelt auf einen Blattwinkel.**

**Diese Darstellung macht deutlicher, dass die nachteilige Wirkung des Leckwirbels auf die Leistung einen erheblichen Teil der Schaufelhöhe einnimmt. Es ist auch klar, dass die Verteilung des Arbeitskoeffizienten dem gleichen Trend folgt wie die Tangentialgeschwindigkeit in Abbildung 7c.**

## 5. Schlussfolgerungen

Hierin **wird eine detaillierte experimentelle Untersuchung des lokalen Strömungsfelds innerhalb eines Wells-Rotors vorgestellt. Die Hochfrequenzreaktion und geringe Aufdringlichkeit der HWA-Sonde ermöglichte eine Strömungsrekonstruktion in einem Blattwinkel und entlang seiner Spannweite, wie es noch nie zuvor bei einer Wells-Turbine gelungen war. Die wichtigsten Ergebnisse dieser Untersuchung lassen sich wie folgt zusammenfassen: • Die Spitzenleckströmung spielt nachweislich eine bedeutende Rolle bei der Modifizierung der sauberen Strömungsverteilung stromabwärts des Rotors; ihre Wechselwirkung mit der Strömung auf der Saugseite erzeugt aufgrund des relativ hohen Naben-zu-Spitzen-Verhältnisses des getesteten Rotors einen Wirbel in der Spitzenregion , der einen relevanten Teil des Blattkanals umfasst. • Die variable Rotorfestigkeit entlang der Blattspannweite trägt zu einer Verzerrung des Strömungsfelds bei höheren Radien bei, da die Strömung sich zu höheren Radien bewegt, wo der Abstand zwischen den Blättern größer ist;**

**• Die von der Anwesenheit des Leckagewirbels betroffenen Bereiche führen zu negativen Werten der ausgetauschten Arbeit, wodurch die Gesamtleistungsarbeit des Rotors spürbar reduziert wird.**

**Die vorliegenden experimentellen Ergebnisse könnten dabei helfen, die Rotorgeometrie-Modifikationen zu definieren , die die Leistung einer Wells-Turbine verbessern können. Darüber hinaus könnten diese Erkenntnisse äußerst nützliche Daten für die Validierung numerischer Simulationen liefern.**

**Beiträge der Autoren: Konzeptualisierung, PP; Methodik, FL und PP; Software, FL und PP; formale Analyse, FL und PP; Untersuchung, FL und PP; Datenkuratierung, FL und PP; Schreiben – Vorbereitung des Originalentwurfs, FL; Schreiben – Überprüfung und Bearbeitung, FL, TG, FC und PP; Visualisierung, FL, TG, FC und PP; Überwachung, PP; Projektverwaltung, PP. Alle Autoren haben die veröffentlichte Version des Manuskripts gelesen und stimmen ihr zu.**

**Finanzierung: Diese Studie wurde im Rahmen des Programms „e.INS – Ökosystem der Innovation für die nächste Generation Sardinien“ durchgeführt, das vom italienischen Ministerium für Universitäten und Forschung im Rahmen des EU- Programms Next-Generation (Nationaler Wiederaufbau- und Resilienzplan – PNRR, M4C2, INVESTMENT 1.5 – DD 1056 vom 23.06.202, ECS00000038) finanziert wird. Dieses Manuskript spiegelt nur die Ansichten und Meinungen der Autoren wider, weder die Europäische Union noch die Europäische Kommission können dafür**

**Erklärung des Institutional Review Board: Nicht zutreffend.**

Machine Translated by Google



**Einverständniserklärung: Nicht zutreffend.**

**Erklärung zur Datenverfügbarkeit: Die in dieser Studie präsentierten Daten sind auf Anfrage erhältlich bei korrespondierender Autor.**

**Interessenkonflikte: Die Autoren erklären, dass keine Interessenkonflikte vorliegen.**

## Nomenklatur

**Akronyme**
**HWA Hitzdraht-Anemometer**

**OWC Oszillierende Wassersäule**

**WEC Wellenenergiekonverter**

**Dimensionseigenschaften**

| | |
|---|---|
| C | **absolute Fließgeschwindigkeit** |
| c | **Klingenakkord** |
| D | **Rotordurchmesser** |
| fl | **Turbinendrehzahl** |
| | = *U(Cÿ,1* ÿ **Cÿ,2) Eulersche Arbeit** |
| ÿ | **Winkelgeschwindigkeit** |
| S | **Umfangsposition** |
| T | **Blattneigung** |
| Tw | **Kolbenperiode** |
| U | **Umfangsgeschwindigkeit des Rotors** |
| Vp | **Kolbengeschwindigkeit** |
| W | **relative Fließgeschwindigkeit** |
| XP | **Kolbenposition** |
| z | **Anzahl der Klingen** |

**Nichtdimensionale Eigenschaften**

| | |
|---|---|
| ÿ | **Arbeitskoeffizient** |
| *ÿ* | **Naben-Spitzen-Verhältnis** |
| *ÿ* | **Durchflusskoeffizient** |
| Pm ÿ | **Druckabfallkoeffizient** |
| Re | **Reynoldszahl** |
| r ÿ | = (r ÿ **rhub)/(rtip** ÿ rhub) **dimensionsloser Turbinenradius** |
| T ÿ | **Drehmomentkoeffizient** |
| Di | **Turbulenzintensität** |

**Tiefgestellte und hochgestellte Zeichen**

| | |
|---|---|
| **1** | **Turbineneinlass** |
| **2** | **Turbinenauslass** |
| Nabe | **Turbinennabe** |
| LE | **Vorderkante** |
| R | **radiale Richtung** |
| Referenz | **Referenzwert** |
| TE | **Hinterkante** |
| *ÿ* | **tangentiale Richtung** |
| Spitze | **Turbinenspitze** |
| z | **axiale Richtung** |

## Verweise


1. **Pelc, R.; Fujita, R. Erneuerbare Energie aus dem Meer.** Mar. Policy **2002,** 26, **471–479.** [CrossRef]
2. **Aderinto, T.; Li, H. Energiekonverter für Meereswellen: Status und Herausforderungen.** Energies **2018,** 11, **1250.** [CrossRef]
3. **Falcão, AFO Wellenenergienutzung: Ein Überblick über die Technologien.** Renew. Sustain. Energy Rev. **2010,** 14, **899–918.** [CrossRef]
4. **Wells, AA, Flüssigkeitsgetriebener Rotationswandler. BR-Patent 1595700, 13. November 1976.**
5. **Raghunathan, S.; Tan, CP; Ombaka, OO Leistung der selbstgleichrichtenden Wells-Luftturbine.** Aeronaut. J. **1985,** 89, **369–379.** [Querverweis]
6. **Curran, R.; Gato, LMC Die Energieumwandlungsleistung verschiedener Wells-Turbinentypen.** Proc. Inst. Mech. Eng. Part A J. Power Energy **1997,** 211, **133–145.** [CrossRef]
7. **Paderi, M.; Puddu, P. Experimentelle Untersuchung einer Wells-Turbine unter bidirektionaler Strömung.** Renew. Energy **2013,** 57, **570–576.** [Querverweis]

Machine Translated by Google




8. **Torresi, M.; Stefanizzi, M.; Gurnari, L.; Filianoti, P.; Camporeale, S. Experimentelle Charakterisierung des instationären Leistungsverhaltens einer Brunnenturbine, die bei hohen Durchflusskoeffizienten betrieben wird. In Proceedings des 75. italienischen Nationalkongresses ATI, Rom, Italien, 15.–16. September 2020; Band 197, S. 08009.** [CrossRef]
9. **Licheri, F.; Ghisu, T.; Cambuli, F.; Puddu, P. Detaillierte Untersuchung des lokalen Strömungsfelds in einer Wells-Turbine, die an einen OWC-Simulator gekoppelt ist.** Renew. Energy **2022,** 197, **583–593.** [CrossRef]
10. **Alves, JS; Gato, LMC; Falcão, AFO; Henriques, JCC Experimentelle Untersuchung zur Leistungssteigerung durch Mittelebenenleitschaufeln in einer Wells-Turbine mit Doppeldeckerrotor zur Umwandlung von Wellenenergie.** Renew. Sustain. Energy Rev. **202**
11. **Licheri, F.; Ghisu, T.; Cambuli, F.; Puddu, P. Experimentelle Analyse der dreidimensionalen Strömung in einem Wells-Turbinenrotor. In Proceedings der 15. European Turbomachinery Conference, Paper Nr. ETC2023-148, Budapest, Ungarn, 24.–28. April 2023. Online verfügbar: https://www.euroturbo.eu/publications/conference-proceedings-repository/ (abgerufen am 21. Mai 2023).**
12. **Puddu, P.; Paderi, M.; Manca, C. Aerodynamische Charakterisierung einer Wells-Turbine unter bidirektionalem Luftstrom. In Proceedings des 68. italienischen Nationalkongresses ATI, Bologna, Italien, 11.–13. September 2013; Band 45, S. 278–287.** [CrossRef]
13. **Fujita, H.; Kovasznay, LSG Messung der Reynoldsspannung mit einem einzelnen rotierenden Hitzdraht-Anemometer.** Rev. Sci. Instrumente **1968,** 39, **1351–1355.** [CrossRef]
14. **He, X.** Messung mit einer rotierenden Schrägsensorsonde; **Dantec Information; Tonsbakken 16–18 DK-2740 Skovlunde Dänemark; DANTEC Elektronik: Kopenhagen, Dänemark, 1988; Seiten 9–12.**
15. **Puddu, P. Leckageströmungseigenschaften an der Spitze hinter einem Axialventilator. In Proceedings of the ASME 1996 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition, Birmingham, Großbritannien, 10.–13. Juni 1996; Band 1. Turbomaschinen.** [CrossRef]
16. **Jørgensen, FE** Richtungsempfindlichkeit von Draht- und Faserfilmsonden; **Techn. Rep. DISA Information, Nr. 11; DISA Elektronik A/S, DK-2740 Skovlunde Dänemark; DANTEC Elektronik: Kopenhagen, Dänemark, 1971; S. 11–31.**
17. **Lòpez Penã, F.; Arts, T. Das rotierende Schrägheck-Hitzdraht-Anemometer in der Praxis. In Proceedings der 2. Internationalen Konferenz über experimentelle Strömungsmechanik (ICEFM '94), Turin, Italien, 4.–8. Juli 1994; S. 388–399.**
18. **King, LV; Barnes, HT XII. Über die Konvektion von Wärme aus kleinen Zylindern in einem Flüssigkeitsstrom: Bestimmung der Konvektionskonstanten kleiner Platindrähte mit Anwendung in der Hitzdraht-Anemometrie.** Philos. Trans. R. Soc. Lond. Ser. A Contain. Pap. Math. Phys. Character **1914,** 214, **373–432.** [CrossRef]
19. **Erriu, N.; Mandas, N.; Puddu, P. Alcune berücksichtigt die Bewertung des Vertrauens in den Wind mit einem Filo-Anemometro caldo. In Proceedings der VII. MIS-MAC-Konferenz, Quartu S. Elena, Italien, 21. April 2001.**
20. **Nurzia, F.; Puddu, P. Experimentelle Untersuchung von Sekundärströmungen in einem Fan mit niedrigem Naben-Spitzen-Verhältnis. In Proceedings of the ASME 1994 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, Den Haag, Niederlande, 13.–16. Juni 1994; Band 1. Turbomaschinen.** [CrossRef]
21. **Licheri, F.; Puddu, P.; Cambuli, F.; Ghisu, T. Experimentelle Untersuchung einer drehzahlgeregelten Brunnenturbine zur Umwandlung von Wellenenergie. In Proceedings der ASME 2022 41. Internationale Konferenz für Meeres-, Offshore- und Arktistechnik, Hamburg, Deutschland, 5.–10. Juni 2022; Band 8. Erneuerbare Meeresenergie.** [CrossRef]
22. **Licheri, F.; Cambuli, F.; Puddu, P.; Ghisu, T. Ein Vergleich verschiedener Ansätze zur Schätzung der Effizienz von Wells-Turbinen.** J. Fluids Eng. **2021,** 143, **051205.** [CrossRef]


**Haftungsausschluss/Anmerkung des Herausgebers: Die in allen Veröffentlichungen enthaltenen Aussagen, Meinungen und Daten sind ausschließlich die der einzelnen Autoren und Mitwirkenden und nicht die von MDPI und/oder den Herausgebern. MDPI und/oder die Herausgeber lehnen jegliche Verantwortung für Personen- oder Sachschäden ab, die aus den im Inhalt erwähnten Ideen, Methoden, Anweisungen oder Produkten resultiere**

Machine Translated by Google

Internationale Zeitschrift für
*Turbomaschinen*
*Antrieb und Leistung*

MDPI

Artikel

# Aerodynamik und Dichtleistung des Downstream Nabenkranzdichtung in einer Hochdruckturbinenstufe

**Filippo Merli [1], Nicolas Krajnc [1], Asim Hafizovic [1], Marios Patinios [2] und Emil Göttlich [1,*]**

[1] Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik, Technische Universität Graz, Inffeldgasse 25A, 8010 Graz,
[2] Österreich GE Aviation, Freisinger Landstraße 50, 85748 Garching bei München, Deutschland * Korrespondenz: emil.goettlich@tugraz.at

**Zusammenfassung: Ziel des Artikels ist es, das aerodynamische Verhalten einer Rotor-Nabenhohlraum-Randdichtung in einer Hochdruckturbinenstufe (HPT) zu charakterisieren. Die experimentellen Daten werden in der Transonic Test Turbine Facility der TU Graz erfasst: Der Testaufbau umfasst zwei für den Motor repräsentative Turbinenstufen (die letzte HPT-Stufe und die erste LPT-Stufe) mit dem dazwischenliegenden Turbinenkanal. Alle Stator-Rotor-Hohlräume werden von einem Sekundärluftsystem mit Spülströmen versorgt , das die Entlüftung der Kompressorstufen des echten Motors simuliert. Der HPT-Nabenhohlraum ist an verschiedenen radialen und umlaufenden Stellen mit Wandanschlüssen und Staurohren ausgestattet, wodurch die Durchführung von Messungen des stationären Drucks und der Saatgaskonzentration für verschiedene Spülmassenströme und Taktpositionen der HPT-Leitschaufeln ermöglicht wird. Darüber hinaus werden miniaturisierte Druckwandler eingesetzt, um die instationäre Druckverteilung zu bewerten, und eine Ölflussvisualisierung wird durchgeführt, um zusätzliche Informationen über die Radzwischenraumstrukturen zu erhalten. Die Druckasymmetrie im Ringraum hängt von der Taktung der HPT-Leitschaufeln ab, aber diese hat nachweislich nur vernachlässigbare Auswirkungen auf den minimalen Spülmassenstrom, der zum Abdichten des Hohlraums erforderlich ist. Das Nabendruckprofil bestimmt jedoch die Verteilung des Hohlraumaustritts im Turbinenkanal. Das instationäre Druckfeld wird von schaufelsynchronen Schwingungen dominiert. Es werden**

**Schlüsselwörter: Hohlraum, Radraum, Spülung, Felgendichtung, Turbine, Aerodynamik, Konzentrationswirksamkeit, Visualisierung des Ölflusses**

check for updates

**Zitat: Merli, F.; Krajnc, N.; Hafizovic, A.; Patinios, M.; Göttlich, E. Aerodynamik und Dichtungsleistung der Downstream-Nabe Randdichtung in einer Hochdruckturbinenstufe.** Int. J. Turbomach. Propuls. Power **2023, 8, 20. https://doi.org/ 10.3390/ ijtpp8030020**

**Wissenschaftliche Herausgeber: Tony Arts und Rodolfo Bontempo**

**Empfangen: 9. Mai 2023**
**Überarbeitet: 11. Juni 2023**
**Akzeptiert: 23. Juni 2023**
**Veröffentlicht: 10. Juli 2023**

**Copyright: © 2023 bei den Autoren. Lizenznehmer MDPI, Basel, Schweiz.**

**Dieser Artikel ist ein Open Access-Artikel, der unter den Bedingungen und Bedingungen der Creative Commons Namensnennungs-Lizenz (CC BY-NC-ND) (https:// creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).**

## 1. Einleitung

**Im Zuge des kontinuierlichen Strebens nach höheren thermischen Wirkungsgraden kam es bei modernen Turbofan-Triebwerken in den letzten Jahrzehnten zu einem deutlichen Anstieg der Turbineneintrittstem Dieser Trend verstärkt die Bedeutung von Kühlströmungen sowohl in Hochdruck- (HPT) als auch in Niederdruck- (LPT) Turbinen. In modernen Turbofans leitet ein internes Sekundärluftsystem Flüssigkeit aus dem Hauptstrom verschiedener Kompressorstufen in die Stator- Rotor-Hohlräume der Turbine um. Ein Teil der Sekundärluft, oft als Dichtungs- oder Spülströmung bezeichnet, wird verwendet, um das Eindringen von heißem Hauptgas durch die Randdichtungen zu verhindern, die normalerweise zwischen den Rotorscheiben und den Statorplattformen angebracht sind. Dies hilft, die internen Metalltemperaturen innerhalb eines Grenzwertes zu halten, der die Integrität und Lebensdauer der Komponenten sichert. Die Wechselwirkung zwischen Dichtung und Hauptströmung führt bekanntermaßen zu einem Rückgang der Turbinene Daher ist es für Motorenkonstrukteure von Interesse, die minimale Spülmassenstromrate zu verwenden, um die Hohlräume abzudichten. Gleichzeitig ist es wichtig, das aerothermische Verhalten in den Stator-Rotor-Hohlräumen zu untersuchen, um den Ein- und Austrittsmechanismus zu verstehen und den Effizienzverlust weiter zu reduzieren. Diese Studie zielt darauf ab, die genannten Konstrukteursanforderungen dur**

- **Bewertung der Dichtungsleistung der Randdichtung im Rotor-Downstream-Nabenhohlraum (DHC) einer Hochdruckturbinenstufe; • Charakterisierung der Aerodynamik innerhalb desselben HPT-Hohlrau**

Machine Translated by Google



Die HPT-Stufe ist in eine für das Triebwerk repräsentative zweistufige Turbine integriert, einschließlich eines Turbinenzwischenkanals mit Drehstreben, um realistische Bedingungen, insbesondere in Bezug auf die Ring-Mach-Zahl, zu gewährleisten. Wandanschlüsse sind innerhalb des DHC und auf der entsprechenden Statornabenplattform verteilt, um Daten zur Druck- und Konzentrationswirksamkeit abzurufen. Darüber hinaus werden instationäre Drucksensoren und eine Ölflussvisualisierung eingesetzt, um einen tieferen Einblick in das Hohlraumströmungsfeld zu erhalten. Mehrere Spülflussraten sowie mehrere HPT-Schaufel- und Federbeintakteinstellungen werden analysiert. Nach Kenntnisstand der Autoren ist die Kombination der beschriebenen Messtechniken mit dem breiten Spektrum an Betriebsbedingungen, die in einem derart relevanten Testfahrzeug angewendet werden, ein Unikat in der Literatur zu offenen Turbomaschinen und wird voraussichtlich den Motorherstellern Originalinformat

## 2. Kurzer Literaturüberblick

Nach Owen [1] kann das Eindringen von Hauptluft in den Radraum auf drei Arten erfolgen:

- Extern induziert, wenn es durch Annulus (externe) Strömungsasymmetrien verursacht wird, zB, die durch das Vorhandensein einer Schaufelreihe in einer Turbinenstufe verursacht werden;
- Rotationsinduziert, wenn das rotierende Fluid in der Kavität einen Druckgradienten erzeugt , so dass ein radialer Ausfluss in der Nähe des Rotors entsteht (Scheibenpumpen) und der Eintritt in der Nähe der Statorwand stattfindet;
- Kombinierter Eintritt, wenn extern und rotationsinduziert, ist von gleicher Größenordnung.

Der von außen angetriebene Eintritt ist im Allgemeinen die vorherrschende Art bei herkömmlichen Turbinen, insbesondere bei Einranddichtungen (bei Doppelranddichtungen kann es bei der inneren Dichtung zu einem rotationsbedingten Eintritt kommen).

Angesichts der nachteiligen Wirkung der Sperrströmung auf den Turbinenwirkungsgrad (Regina et al. [2] schätzten einen Rückgang von 0,8 % pro Prozent Einspritzrate) konzentrierten sich viele Forscher auf die Vorhersage der minimalen Sperrströmungsrate, die erforderlich ist, um ein von außen verursachtes Eindringen zu verhindern. Phadke und Owen [3] fanden heraus, dass für eine nicht-achsensymmetrische externe Strömung die minimale dimensionslose Sperrströmung $C_{0,min} = \dot{m}_{0,min}/\mu b$ unabhängig von der Rotations- Reynoldszahl $Re_{\ddot{y}}$ ist und mit der Ringraum-Reynoldszal Sie erhielten außerdem eine Korrelation zwischen $C_{0,min}$, $Re_W$ und der maximalen dimensionslosen Druckasymmetrie $\ddot{y}_{CP,max}$:

$$C_{0,min} = 2\ddot{y}KG_cRe_W(0{,}5\ddot{y}_{CP,max})^{0{,}5}, \quad (1)$$

wobei der Parameter $K = 0{,}6$ eine gute Anpassung für verschiedene Dichtungsgeometrien in einem schaufellosen und schaufellosen Fall ergab. Bohn und Wolff [4] haben die gleiche Korrelation in einem Turbinenaufbau mit Schaufeln und Schaufelblättern übernommen. Sie fanden eine höhere Abhängigkeit von $K$ von den getesteten Dichtungskonfigurationen. Hamabe und Ishiba [5] lieferten eines der ersten Beispiele für die Modellierung von Ein- und Austritt durch separate Öffnungen, wobei die zugehörigen Durchflusskoeffizienten empirisch bestimmt wurden. Viele Forschungsgruppen entwickelten und optimierten daraufhin Öffnungsmodelle, um die Dichtungsleistung zu bewerten ( u.a. [1,6] ).

Kürzlich untersuchten Scobie et al. [7] die Wechselwirkung zwischen Austritt und Hauptströmung im nachgeschalteten Nabenhohlraum einer Turbinenstufe. Sie maßen eine asymmetrische Austrittsverteilung im Ringraum am Rand des Dichtungsspalts, die durch das Ringraumdruckprofil bedingt war . Scobie et al. [8] quantifizierten die Wiederaufnahme der Spülung des vorgeschalteten Nabenhohlraums in den nachgeschalteten Hohlraum anhand von Messungen der Impfgaskonzentration. Sie kamen zu dem Schluss, dass sich die vorgeschaltete Einspritzung teilweise mit dem Ringraumluftstrom in der Nähe der nachgeschalteten Dichtung vermischt, wodurch die nachteiligen Auswirkungen des Eindringens verringert werden. In jedem Fall werden viele der experimentellen Arbeiten zu diesem Thema in Anlagen durchgeführt, die mit niedriger Geschwindigkeit betrieben werden, wobei die Ringraum-Mach-Zahl ungefähr im Bereich von $M = 0{,}2$ bis 0,4 stromaufwärts des Rotorblatts [9,10] und $M < 0{,}2$ stromabwärts [7,11]

In Bezug auf das instationäre Strömungsfeld der Kavität haben viele experimentelle und numerische Studien [ 12–15] instationäre rotierende Strukturen in der Randdichtung identifiziert, deren Frequenz nicht mit der Schaufel- oder Scheibenfrequenz zusammenhängt. Obwohl die genaue Natur di

Machine Translated by Google



Diese werden zwar diskutiert, werden aber oft Kelvin-Helmholtz-Instabilitäten [16] oder Trägheitswellen [17] im Bereich der Dichtungen zugeschrieben. In seinem Übersichtsartikel stellte Chew [18] fest, dass einfache Axialdichtungen mit großem Spiel normalerweise niedrigere asynchrone Frequenzen aufweisen, während für komplexere und dichtere Dichtungen das Gegenteil der Fall ist. Allerdings stimmt nicht die gesamte verfügbare Literatur mit diesem Trend überein.

## 3. Versuchsaufbau 3.1.

### Anlage und Testfahrzeug Die

Messkampagne wird vollständig in der Transonic Test Turbine Facility (TTTF) der TU Graz (Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik, ITTM) durchgeführt. Die TTTF ist ein doppelwelliger, kontinuierlicher Prüfstand im offenen Kreislauf, der traditionell der aerothermischen Untersuchung von Turbinenzwischenrahmen gewidmet ist [ 19–21]. Der Hauptstrom wird der Turbine von einer 3- MW- Kompressorstation zugeführt, während ein stromabwärts des Testabschnitts platziertes 560- kW- Sauggebläse es ermöglicht, den Gegendruck bei Schwankungen der Umgebungsbedingungen zu verringern und zu stabilisieren. In der zweistufigen Anordnung wird die Drehzahl der Hochdruckwelle der TTTF von einem Radialbremskompressor geregelt, dessen Abfluss in einer Absetzkammer mit dem Fluss der Kompressorstation gemischt und dann dem Testabschnitt zugeführt wird. Der resultierende maximale Druck und Massenstrom am Einlass der Turbine betragen 4 bar bzw. 22 kg/s . Auf der anderen Seite wird die Drehzahl der Niederdruckturbine mit einer 700 kW-Wasserbremse geregelt.

Ein Sekundärluftsystem, das von einem 1,1 kW- Elektrokompressor versorgt wird, liefert bis zu 2,5 kg/s Spülluft an sechs verschiedene Leitungen mit unabhängiger Massenstrom- und Temperaturregelung . Jede Spülleitung ist über unabhängige Regelventile mit zwei Druckbehältern verbunden , die CO2 bzw. N2O enthalten. Sie werden verwendet, um die Hohlraumströmungen zu impfen und Konzentrationsmessungen durchzuführen, wie im Abschnitt Messtechniken beschrieben . Weitere Einzelheiten zum TTTF finden Sie bei Hubinka et al. [22] und Steiner et al. [23].

Der Testabschnitt, in dem die Messungen durchgeführt werden, ist in Abbildung 1 skizziert. Er besteht aus einer vollständig gespülten zweistufigen Turbine, die aerodynamisch die letzte Hochdruckturbinenstufe (HPT), den Zwischenturbinenkanal und die erste Niederdruckturbinenstufe (LPT) in einem hochmodernen Turbofan-Triebwerk darstellt. Insbesondere sind die Leit- und Laufschaufelzahlen der HPT-Stufe als V bzw. B1 angegeben , während B2 die Laufschaufelzahl der LPT-Stufe ist . Der Zwischenturbinenkanal ist mit S -Strebenverkleidungen bestückt, die die Drehfunktion der Leitschaufelreihe der LPT-Stufe integrieren. Ein derartiger Aufbau wird gemeinhin als Turbinenleitschaufelrahmen (TVF) oder drehender Mittelturbinenrahmen bezeichnet. Die TVF-Streben sind mit Splittern (SP) durchsetzt, zwei für jeden Strebendurchgang, um die Strebenbelastung zu verringern, ohne eine übermäßige Verstopfung am Kanaleinlass zu verursachen. Die HPT-Stufe verfügt über vier Stator-Rotor-Hohlräume: Die vor- und nachgeschalteten Nabenhohlräume (UHC und DHC in der Abbildung) sind Randdichtungen mit radialem Spalt, während die vor- und nachgeschalteten Mantelhohlräume (USC und DSC) durchgehende axiale Schlitze mit 360° sind. Alle können mit unabhängigen Spülströmen versorgt werden, ebenso wie die LPT-Nabenhohlräume. Für den Zweck dieser Studie liegt der Schwerpunkt auf dem

### 3.2. Hohlraumgeometrie und Instrumentierung

Die detaillierte DHC-Geometrie ist in Abbildung 2a dargestellt, die auch die radial-axiale Anordnung der Hohlrauminstrumentierung enthält. Die Tabelle auf der rechten Seite der Abbildung enthält eine Liste geometrischer Parameter, die mithilfe des inneren Radius b der Rotorlippe dimensionslos gemacht wurden . Eine innere axiale Dichtung mit Gc,in > Gc,z homogenisiert das Kühlmittel, bevor es in den äußeren Teil des Hohlraums gelangt. Schließlich zeigt Abbildung 2b das kreisförmige Vorkommen der unten dargestellten Instrumentierung.

Machine Translated by Google



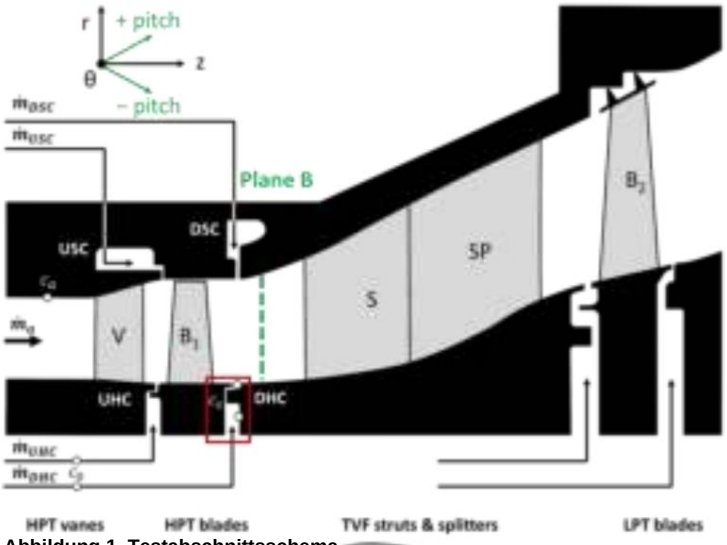



**Abbildung 1. Testabschnittsschema.**

Abbildung 1. Testabschnittsschema.

### *3.2. Hohlraumgeometrie und Instrumentierung*

**Die detaillierte DHC-Geometrie ist in Abbildung 2a dargestellt, die auch die radial-axiale Anordnung der Hohlrauminstrumentierung enthält. Die Tabelle auf der rechten Seite der Abbildung enthält eine Liste geometrischer Parameter, die mithilfe des inneren Radius der Rotorlippe dimensionslos gemacht wurden. Eine innere axiale Dichtung mit homogenisiert das Kühlmittel, bevor es in den äußeren Teil des Hohlraums gelangt. Schließlich zeigt Abbildung 2b das kreisförmige Vorkommen der unten dargestellten Instrumentierung.**

*3.2. Hohlraumgeometrie und Instrumentierung*

Die detaillierte DHC-Geometrie ist in Abbildung 2a dargestellt, die auch die radial-axiale Anordnung der Hohlrauminstrumentierung enthält. Die Tabelle auf der rechten Seite der Abbildung enthält eine Liste geometrischer Parameter, die mithilfe des inneren Radius der Rotorlippe dimensionslos gemacht wurden. Eine innere axiale Dichtung mit homogenisiert das Kühlmittel, bevor es in den äußeren Teil des Hohlraums gelangt. Schließlich zeigt Abbildung 2b das kreisförmige Vorkommen der unten dargestellten Instrumentierung.

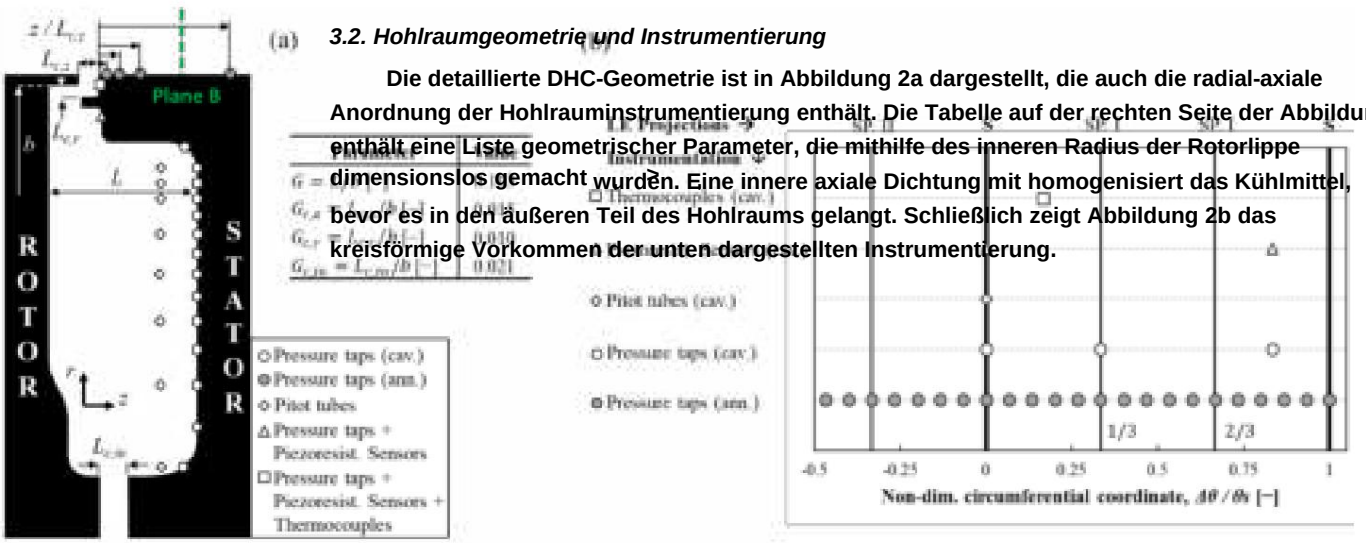



**Abbildung 2. Anordnung der Instrumente im Hohlraum des HPT-Downstream-Hubs: (a) radiale Verteilung (links), mit Liste der relevanten geometrischen Parameter (oben rechts); (b) Umfangsverteilung.**

Abbildung 2. Anordnung der Instrumente im Hohlraum des HPT-Downstream-Hubs: (a) radiale Verteilung (links), mit Liste der relevanten geometrischen Parameter (oben rechts); (b) Umfangsverteilung.

### 3.2.1. Zeitlich gemittelte Druckmessungen

**Die statischen Druckwerte im DHC werden über Wandhähne ermittelt, die sich an der TVF-Statorplattform. Drei radiale Anordnungen von Abgriffen, die in Umfangsrichtung in Übereinstimmung mit der Vorderkante der Strebe (LE), der Splitter I LE und der Mitte der Splitter II-Strebe** angeordnet sind , **sind verfügbar. In Bezug auf dimensionslose Umfangskoordinaten ÿÿS/ÿS** = (ÿ ÿ ÿLE,S)/ÿS = **0, 1/3** bzw. **5/6 , wobei** ÿS = **2ÿ/S der Abstand der Streben ist** Verteilung (links), wobei a und ÿLE,S die Position der LE der Strebe ist. Jedes Tap-Array besteht aus 16 Eleme **Kreise), verteilt zwischen** x = **0,74 und** x = **1, wobei** x = **r/b die dimensionslose radiale Koordinate. Bei ÿÿS/ÿS** = **0 wird eine radiale Anordnung von Staurohren in entsprechender**

Machine Translated by Google



**dence mit einigen der Wanddruckmessstellen, wobei der Durchfluss 10 mm von der Statorwand entfernt abgetastet wird , wie durch die weißen Rauten in Abbildung 2a angezeigt. Auf der TVF-Nabenplattform decken vier kreisförmige Arrays mit jeweils 23 Wanddruckmessstellen (graue Kreise) 1,5** · ÿS **bei den dimensionslosen Axialkoordinaten** z/Lc,z = **0,28, 0,71, 2,12, 6,36 ab. Die zeitgemittelten Drücke werden mit NetScanner 9116-Druckscannern (FS 30 psi, Unsicherheit ±0,05 % FS) erfasst. Für jeden Betriebspunkt und Messort werden 30 Werte bei 5 Hz abgetastet und dann gemittelt, um die gewünschten Druckwerte zu e**

#### 3.2.2. Konzentrationsmessungen

Zur Berechnung der **Konzentrationswirksamkeit** ÿ **werden Konzentrationsmessungen durchgeführt . Nach dem Einspeisen des DHC-Spülstroms können die Wanddruckanschlüsse (weiße und graue Kreise in Abbildung 2a) an einen Gasanalysator angeschlossen werden, um Konzentrationswerte abzurufen. In dieser Versuchskampagne wird ein Siemens Ultramat 6E-Gasanalysator verwendet. Seine Zweikanalkonfiguration ermöglicht die gleichzeitige Konzentrationsmessung zweier Impfgase (CO2 und N2O) aus derselben Luftprobe. Die Kanäle werden mit N2 als Nullgas** kalibriert **und der Analysator wird in einem klimatisierten Schrank aufbewahrt, um den Einfluss von Schwankungen der Umgebungstemperatur auszuschließen. Die Konzentration an jedem Messpunkt ist der Durchschnitt von 5 Werten, die bei 1 Hz erfasst wurden. Die fortgeleitete Unsicherheit hinsichtlich der Wirksamkeit kann wie folgt angenommen werden: sie beträgt ungefähr 0,003 für** *ÿ* < **0,1 und variiert linear von 0,003 bis 0,013 für 0,1** ÿ *ÿ* ÿ **1. Weit**

#### 3.2.3. Zeitaufgelöste Druckmessungen

**Das instationäre Druckfeld im DHC wird durch zwei radiale Sätze miniaturisierter piezoresistiver Kulite XCQ-062-25D-Wandler (FS 25 psi) ausgewertet. Ein Satz wird vor der Strebe LE** (ÿÿS/ÿS = **0) platziert, während sich der andere bei ÿÿS/ÿS** = **1/3 vor der Vorderkante des Splitters I** befindet . **Jedes Array enthält drei Sensoren bei** x = **0,92, 0,98, 1, dargestellt durch die weißen Dreiecke in Abbildung 2a. Die instationären Signale werden mit einem Endevco Model 136 verstärkt und dann zusammen mit den Wellengebern mit einem NI PCI-6123 I/O-Gerät erfasst. Die Abtastfrequenz und -dauer betragen 500 kHz und 2 s. Schließlich wird die erweiterte Unsicherheit im Zusammenhang mit den zeitaufgelösten Druckmessungen auf ±0,2 % FS geschätzt.**

#### 3.2.4. Visualisierung des Ölflusses

**Um die Oberflächenströmung an den Hohlraumwänden und an der TVF-Nabenplattform zu veranschaulichen, wird nach den Aerodynamik- und Konzentrationstests eine Ölströmungsvisualisierung durchgeführt. Sobald der gewünschte Betriebszustand eingestellt ist, wird eine viskose Mischung aus Motoröl und Titandioxid (TiO2)** gleichzeitig durch 10 der in **Abbildung** 2a **dargestellten Wandhähne in den DHC eingespritzt . Die Mischung muss flüssig genug sein, um von der Oberflächenströmung über die Statorwand transportiert zu werden und die Scherspannungstrajektorien abzubilden. Gleichzeitig sollte die Mischung viskos genug sein, um nicht sofort von der Strömung weggeblasen zu werden, sobald sie in den Testabschnitt eintritt. Nach etwa 20 Minuten, wenn das Öl getrocknet und das Pigment fixiert ist, wird d**

### 3.3. Betriebsbedingungen **Um**

**das nominale und Off-Design-Verhalten des DHC vollständig zu charakterisieren, wird ein breites Spektrum an Betriebsbedingungen berücksichtigt. Genauer gesagt der Ringraumdurchflusskoeffizient und die Rotations-Reynoldszahl**

$$CF = \frac{ReW}{Re\ddot{y}} = \frac{B}{\mu} \quad \textbf{und} \quad Re\ddot{y} = \ddot{y}b\,\frac{\ddot{y}\ddot{y}b^{2}}{} \qquad \textbf{(2)}$$

**konstant gehalten werden, während 15 verschiedene Dichtströmungsraten untersucht werden, von** PFR = **0 bis** PFR = **2, wobei**

$$PFR = \frac{\dot{m}_0}{\dot{m}_{0,nominal}} \qquad \textbf{(3)}$$

Machine Translated by Google



**und der Index 0 bezieht sich auf die in den betreffenden Hohlraum eingespritzte Spülmassenstromrate.**
**Der Massenstrom am Ringraumeintritt wird mit zwei Venturi-Durchflussmessern gemessen (Unsicherheit ±2%),**
**Quantifizierung der Hauptkompressorstation und des HPT-Bremskompressorflusses zur Turbine**
**Einlass. Die Hohlraum-Einspritzraten werden mit McCrometers V-Cone-Durchflussmessern bestimmt**
**(±0,5%), eine für jede Spülleitung. In Bezug auf nicht-dimensionale Dichtungsparameter**
**und turbulente Strömungsparameter,**

$$\ddot{y}0 = \frac{C0}{2\ddot{y}GcRe\ddot{y}} = \frac{.\ m0/(\mu b)}{2\ddot{y}GcRe\ddot{y}} \text{ und } \ddot{y}T = C0Re\ddot{y}0,8 \quad (4)$$

**Das oben genannte** PFR- **Intervall entspricht ÿ0 = 0 bis 0,135 und** ÿT = **0 bis 0,249.**

**Tabelle 1 fasst die Betriebsbedingungen für fünf der betrachteten Betriebsarten zusammen.**
**Punkte** (PFR = **0, 0,5, 1, 1,5, 2). Die nominalen** (PFR = **1) ÿ0- und** ÿT- **Werte entsprechen**
**die** C0,min- **Vorhersage aus der einfachen Beziehung**

$$C0,min = \mathbf{0,61Gc,rRe\ddot{y}}, \quad (5)$$

**ursprünglich von Bayley und Owen [25] für axiale Spaltringdichtungen und keinen Ringraum** entwickelt
**Nach Daily und Nece [26] sind das getestete Spaltverhältnis** G **und die Rotations-Reynolds-**
**Die Dichte der beiden ÿ-Zahlen** Reÿ und ÿ-Werte **gewährleisten eine turbulente Strömung im Radraum mit abgelösten Grenzschichten.**
**Das Temperaturverhältnis zwischen Hohlraum und Ringraum liegt zwischen 0,9 und 1,1, abhängig von der**
Darüber hinaus **ist es bemerkenswert, dass, während die DHC-Parameter variiert werden, ÿ0 und** ÿT
**für die anderen gespülten HPT- und LPT-Hohlräume auf dem Nennwert gehalten.**
**alle betrachteten Testfälle. Die Gesamttemperatur am Einlass, der Gesamtdruck zwischen Einlass und Auslass**
**Verhältnis, und die Drehzahlen der beiden Rotoren werden auch für alle Tests konstant gehalten,**
**mit einer Unsicherheit von ±0,3 °C, ±0,5 % bzw. ±0,1 %. In Bezug auf den Mainstream**
**Die Ring-Mach-Zahl beträgt ungefähr** M ÿ **0,5 und ist damit viel höher als die**
**Werte werden in [7,11] berichtet.**

**Tabelle 1. Untersuchte Strömungsbetriebsbedingungen.**

| Fall | PFR = 0 | PFR = 0,5 | PFR = 1 | PFR = 1,5 | PFR = 2 |
|---|---|---|---|---|---|
| CF [-] | | | 0,653 | | |
| Reÿ [ÿ] | | | 3,22 × 106 | | |
| **ÿ0** [ÿ] | 0 | 0,034 | 0,068 | 0,100 | 0,135 |
| ÿT [ÿ] | 0 | 0,062 | 0,125 | 0,185 | 0,249 |

**Zusätzlich zur PFR-Variante werden vier verschiedene Taktpositionen der HPT-Schaufeln**
**untersucht . Die HPT-Schaufeln sind nämlich auf einem drehbaren Gehäuse montiert, das es den Bedienern er**
**die relative Verschiebung zwischen Streben und Schaufeln zu verändern und ihre Auswirkung auf das**
**Hohlraumströmungsfeld zu untersuchen. Die analysierten Taktungsfälle, skizziert in Abbildung 3, sind ÿÿV/ÿV** = *(ÿ* ÿ ydes,V)/ÿV
**wobei** ÿV = **2ÿ/V der HPT-Leitschaufelabstand und** ydes,V **die Konstruktionsreferenzposition ist.**
**Vergleich der Ergebnisse verschiedener radialer Arrays im DHC (mit fester und HPT gleichzeitiger Zeit)**
**werden Strut-Clocking-Untersuchungen durchgeführt, indem die Ergebnisse verschiedener**
**Flügeltaktpositionen).**
**Radialanordnungen im DHC (mit fester** PFR- **und HPT-Flügeltaktposition).**

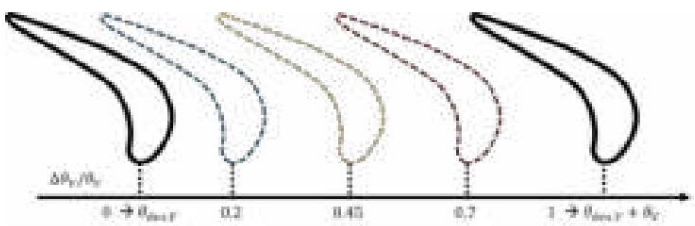


**Abbildung 3. Schema der untersuchten HPT-Schaufel-Taktpositionen.**

## 4. Methodik

**Die aus den im vorherigen Abschnitt aufgeführten Hähnen erhaltenen statischen**
**Druckwerte werden anhand des Druckkoeffizienten ausgedrückt:**

$$= \quad (6)$$
$$0,5\ \ddot{y}2\ 2\ ,$$

**Wo** **ist ein Referenzdruckwert, der von den Autoren willkürlich gewählt wurde und**

Machine Translated by Google



**4. Methodik Die aus**

**den im vorherigen Abschnitt aufgeführten Hähnen erhaltenen statischen Druckwerte werden anhand des Druckkoeffizienten ausgedrückt:**

$$CP = \frac{P \ddot{y} Vor f}{0{,}5 \ddot{y} \ddot{y}2 \; b \; \mathbf{2}}, \tag{6}$$

**wobei** Pre f **ein Referenzdruckwert ist, der von den Autoren willkürlich gewählt und unter allen Betriebsbedingungen konstant gehalten wird. Die ausgewählten** Pre f **-Messungen innerhalb („cav.“ in ist unterschiedlich zwischen den Abbildung 2b) und außerhalb („ann.“) des DHC. Die Tangentialgeschwindigkeit innerhalb der reibungsfreien Kernströmung im Hohlraum wird berechnet mit**

$$V\ddot{y} = \sqrt{\frac{2(PT \ddot{y} P)}{\ddot{y}}}, \tag{7}$$

**unter Verwendung der Messwerte aus den Staurohren und den entsprechenden Wanddruckmessstellen. Das Drallverhältnis wird dann wie folgt berechnet:**

$$\ddot{y} = \frac{V\ddot{y}}{\ddot{y}r} \tag{8}$$

**Nach der ISRE-Theorie (Isentropic Simple Radial Equilibrium) [27] ergibt sich für den rotierenden Kern die Gleichung des Radialimpulses**

$$\frac{\mathbf{1}}{\ddot{y}} \frac{dP}{dr} = \frac{V_{\ddot{y}}^{\mathbf{2}}}{R}, \tag{9}$$

**Dies kann über die untersuchte radiale Ausdehnung** (x = **0,74** ÿ **1) integriert werden, um einen anderen Ausdruck für das Wirbelverhältnis zu erhalten, der in diesem Fall nur auf der Verteilung des statischen Wanddrucks**

$$CP,x=1 \; \ddot{y} \; CP,x=0{,}74 = \mathbf{2} \int_{\mathbf{x=0,74}}^{x=1} x\ddot{y}^{\,\mathbf{2}} \, dx \tag{10}$$

## Die mit den Wandanschlusssätzen am TVF gemessenen Umfangsdruckschwankungen

**Plattform, sind mit einer Kombination aus zwei Quellen verbunden:**

**• der stromabwärts gerichteten Ausbreitung der Druckverteilung der HPT-Leitschaufeln; • der potenziellen stromaufwärts gerichteten Wirkung der TVF-Strebe.**

**Merli et al. [28] zeigen, dass der stromaufwärts gerichtete Effekt der Splitter in Ebene B, in der Nähe der in diesem Artikel untersuchten Stellen, vernachlässigbar ist. Um den Einfluss der HPT-Leitschaufeln von einer der Streben auf die Druckverteilung der TVF-Nabenplattform zu erkennen, wird ein analytisches Modell eingeführt. Das Modell (analog zu dem in [28] gezeigten) interpretiert das Umfangsdruckprofil als Überlagerung zweier sinusförmiger Beiträge, HPT-Leitschaufeln und TVF- Streben, mit unterschiedlicher Amplitude k, Phasenverschiebung ÿ und Periodizität:**

$$CP(\ddot{y}) = \overline{CP} + \mathbf{kVcos[V(\ddot{y}} + \ddot{y}V)] + \mathbf{kScos[S(\ddot{y}} + \ddot{y}S)] \tag{11}$$

**Das Modell wird in MATLAB [29] unter Verwendung eines nichtlinearen Verfahrens der kleinsten Quadrate an die experimentellen Daten angepasst, um die Werte von** kV, kS, ÿV **und** ÿS zu schätzen. **Es sei erwähnt, dass die geometrische Taktung der Schaufel-Streben bekannt ist und daher** ÿV **und** ÿS auf ±ÿV/2 **und** ±ÿS/2 um den jeweiligen geometrischen Wert herum **beschränkt sind : Dies löst die Unsicherheit bezüglich der periodischen Natur der Sinusfunktion, während gleichzeitig eine gewisse Flexibilität bei** ÿV **und** ÿS erhalten bleibt, **um der nicht axialen Ausbreitung der Druckfelder der Schaufeln und Streben Rechnung zu tragen. Erwähnenswert ist auch , dass in den Diagrammen, die die Umfangsschwankungen der Mengen zeigen, die positive Richtung von** *ÿ* **entgegen der Rotorumdrehung verläuft, wie in Abbildung 1 angegeben.**

**Die Konzentrationswirksamkeitsprofile, die im Abschnitt „Ergebnisse und Diskussion“ aufgeführt sind, stammen aus**

$$\ddot{y} = \frac{cs \; \ddot{y} \; ca}{\mathbf{c0} \; \ddot{y} \; ca}, \tag{12}$$

Machine Translated by Google



**wobei** cs **die aus der Probenluft im Testabschnitt gewonnene Saatgaskonzentration ist, c0 die Saatgaskonzentration in der Spülgasversorgungsleitung (vor dem Hohlraum) und** ca **die Saatgaskonzentration im Ringraumstrom (nicht künstlich angesät). Die Messorte von c0 und** ca sind in Abbildung **1 angegeben . ÿ** = **1 bedeutet, dass** cs = **c0, d. h. die Probe unverdünnten Sperrstrom enthält, während ÿ** = **0** (cs = ca) **das Fehlen der angesäten Hohlraumversorgung bedeutet . Werte im Bereich 0** < *ÿ* < **1 weisen auf das Vorhandensein von Spülstrom in der Probenluft hin , verdünnt mit dem Hauptstrom.**

**Abschließend werden die instationären Druckwerte der piezoresistiven Sensoren wie folgt angegeben: dimensionslose Druckschwankungen:**

$$C_P^{\ddot{y}}(t) = \frac{P(t) \ddot{y} \overline{P}}{\text{Präfix f}} \quad \textbf{(13)}$$

**und sie werden im Frequenzbereich nach Anwendung einer diskreten Fourier-Transformation (DFT) dargestellt.**

**5. Ergebnisse und Diskussion**

**Der Abschnitt „Ergebnisse und Diskussion“ ist in drei Unterabschnitte unterteilt: Der erste beschreibt das zeitlich gemittelte Feld innerhalb des DHC; der zweite die zeitlich gemittelten Messungen auf der Statorplattform hinter dem DHC; der dritte das instationäre Druckfeld, das den DHC charakterisiert.**

5.1. Zeitlich gemittelter Durchfluss im
DHC **5.1.1. Einfluss der Sperrdurchflussrate**

**Abbildung 4a beschreibt die Auswirkung des** PFR **auf das radiale Druckkoeffizientenprofil bei ÿÿS/ÿS** = **0. Der durchschnittliche Druckpegel in der Kavität steigt mit höheren Spülmassenströmen , während die Steigung der Profile bei höherer Kühlmitteleinspritzung abnimmt. Beide Effekte verringern das Eindringen der Ringströmung in den Radraum und verbessern so die Dichtleistung . Konzentriert man sich auf die Anzapfungen bei** x = **0,98 und** x = **1, jeweils innerhalb und außerhalb** der Dichtlippe, ist für PFR = **0 ein großer Druckunterschied** CP,x=1 ÿ CP,x=0,98 > **0 sichtbar , was eine erhebliche Aufnahme des Hauptstroms bedeutet. Der Druckgradient nimmt in Richtung** PFR = **2 progressiv ab, wo der Unterschied negativ wird, was darauf hindeutet,** dass das Eindringen lokal unterdrückt wird. Zwischen den beiden Extremen sollte es möglich sein , **die minimale Spülstromrate zu finden ,** die

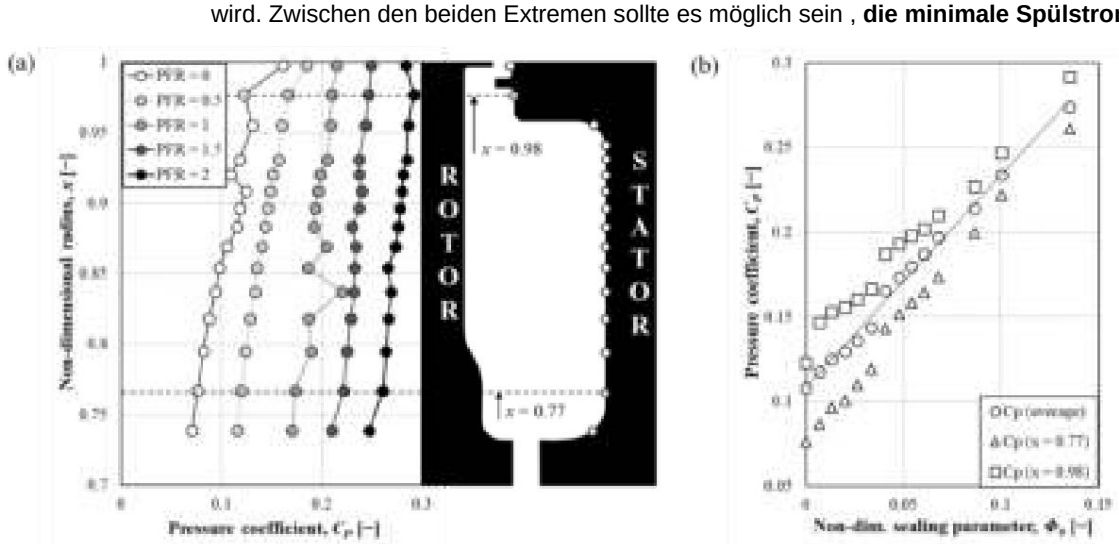



**Abbildung 4. Druckkoeffizient innerhalb des DHC: (a) Radialprofile mit variierendem Einfluss der Spülparameter (radiale Durchschnitte); (b) Druckkoeffizient als Funktion des Spülparameters (radialer Durchschnitt und**

**PFR-Daten werden bei ÿÿS/ÿS = 0 und ÿÿW/ÿW = 0 erfasst; (b) Druckkoeffizient als Funktion der Spülparameter (radialer Durchschnitt und ÿÿ = 0; (b) Druckkoeffizient als Funktion lokale Werte bei x = 0,77, 0,92).**

**Die radiale Entwicklung des DHC-Drallverhältnisses ist in Abbildung 5a dargestellt. Die Maximalwerte werden bei = 0 erreicht (weiße Kreise), wobei das Drallverhältnis bei höheren s insgesamt abnimmt. Dieser Trend wurde unter anderem von Sangan et al. [30] und Patinios et al. [31] für verschiedene Dichtungskonfigurationen berichtet. Für den Fall ohne Einspritzung beträgt der Durchschnitt zwischen = 0,79 und = 0,89 0,41 und nähert sich damit de**

Machine Translated by Google



**Abbildung 4b zeigt die Variation des radial gemittelten Druckkoeffizienten mit dem dimensionslosen Dichtungsparameter (weiße Kreise). In Übereinstimmung mit Beard et al. [15] sind d**

**Abbildung 4. Druckkoeffizient im DHC: (a) Radialprofile mit variierendem PFR. Die erfassten Daten** bei $\ddot{y}/\ddot{y}_S = 0$ und $\ddot{y}/\ddot{y}_V = 0$, (b) Druckkoeffizient als Funktion des Sperrdurchflussparameters $2\,R$

**lassen sich gut durch eine gerade Linie darstellen (der Determinationskoeffizient der linearen Regression beträgt**

**eter (radialer Durchschnitt und lokale Werte bei = 0,77, 0,92).**

$= 0.9931$). Eine solche Linie ist ein guter Schätzer des Trends über die gesamte radiale Ausdehnung, insbesondere

**bei hohen Injektionsraten. Tatsächlich sind die Markierungen von** CP,x=0,77 **(weiße Dreiecke) und** CP,x=0,98 **(weiße**

**Quadrate) liegen in relativ engen Intervallen um die Durchschnittswerte herum.**

**Die radiale Entwicklung des DHC-Drallverhältnisses ist in Abbildung 5a dargestellt. Der max. Die**

**Maximalwerte werden für PFR = 0 erreicht (weiße Kreise), mit einer allgemeinen Abnahme des Wirbels**

**Verhältnis über x bei höheren s. Dieser Trend wurde unter anderem von Sangan et al. berichtet. Das**

**Wirbelverhältnis über x bei höheren** PFRs. **Dieser Trend wurde unter anderem von**

**al. [30] und Patinios et al. [31] für verschiedene Dichtungskonfigurationen. Für den Fall ohne**

**der Durchschnitt zwischen x = 0,79 und x = 0,89 beträgt 0,41 und nähert sich damit dem theoretischen Wert**

**(0,44). Injektion, der Durchschnitt ÿ zwischen x = 0,79 und x = 0,89 beträgt 0,41 und nähert sich damit dem theoretischen**

**und experimentelle (0,43) Werte, die von Daily und Nece [26] in einer geschlossenen rotierenden Scheibe**

**mit ähnlichen und At = 0,74 und = 0,93 weicht das Profil vom theoretischen ab . Scheibe mit ähnlichen**

**gefunden wurden (0,44) und experimentelle (0,43) Werte, die von Daily und Nece [26] in einer geschlossenen rotierer**

G und Reÿ. **Bei** x = 0,74 und x = 0,93 weicht das Profil vom theoretischen ab.

**ical Schwelle aufgrund der Nähe zu den inneren bzw. äußeren Dichtungen. Die swirl theoretische**

**Schwelle aufgrund der Nähe zu den inneren bzw. äußeren Dichtungen.**

**Die Verhältnisdaten in Abbildung 5a basieren auf der Pitot-Methode, d. h. sie stammen sowohl aus**

**statischen Die Wirbelverhältnisdaten in Abbildung 5a basieren auf der Pitot-Methode, d. h. sie stammen sowohl aus**

**und Totaldruckmessungen gemäß den Gleichungen (7) und (8).**

**statische und Totaldruckmessungen gemäß den Gleichungen (7) und (8).**

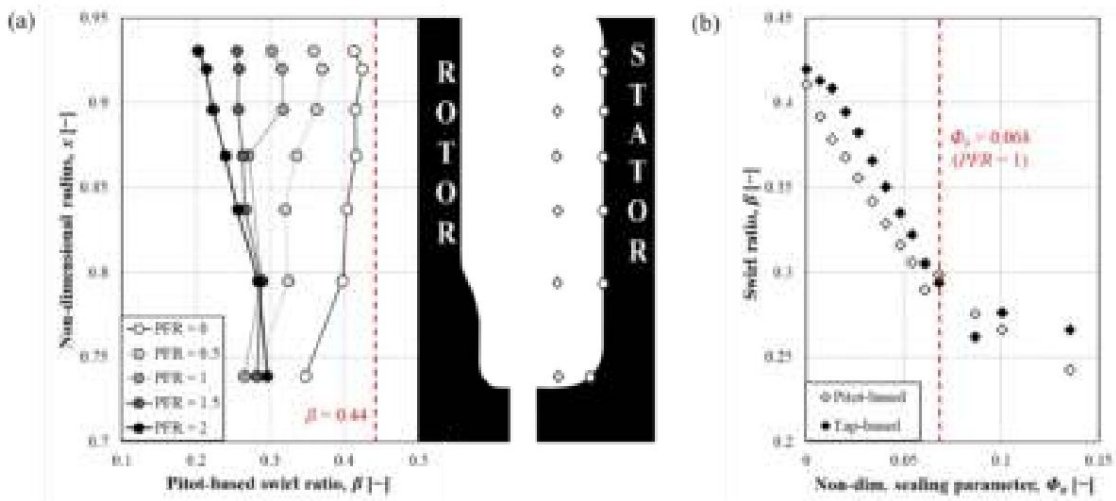



**Abbildung 5. Wirbelverhältnis im DHC: (a) Radialprofile mit variierendem PFR. Daten werden bei ÿÿS/ÿS**

**ÿ 0 und ÿÿV/ÿV = 0 (b) radial gemittelte Drallverhältnisse als Funktion des Sperrdurchflussparameters**

**(Parameter (Berechnung auf Pitot- und Hahnbasis).**

**Abbildung 5b zeigt den Vergleich zwischen dem auf der Staudrucksonde basierenden**

**Drallverhältnis (weiße Rauten, radial gemittelt) und dem nach Gleichung (9) geschätzten**

**Modell, radial gemittelt) und das Drallverhältnis, das nach Gleichung (9) geschätzt wurde, d. h. rein basierend**

**basierend auf den Messwerten der Wandabgriffe (schwarze Rauten). Die Ergebnisse auf Pitot-**

**und Hahnbasis stimmen gut überein und zeigen die gleiche Reaktion auf die** PFR-**Variation. Wenn die Abd**

**stimmen gut überein und zeigen die gleiche Reaktion auf die Variation. Wenn der Durchfluss zunimmt,**

**erfährt das Drallverhältnis einen steilen Abfall bis zu ÿ0 ÿ 0,068** (PFR = **1), wobei**

**beide Kurven flachten ab.**

#### 5.1.2. Auswirkung der Taktung von Schaufeln und Streben

**Abbildung 6a enthält die Druckkoeffizientenprofile im DHC für den getesteten HPT**

**Flügeltaktanordnungen bei** PFR = **0 und** PFR = 1. Die Daten werden bei **ÿÿS/ÿS** = **0 erfasst ,**

**d. h. mit den Abgriffen auf die LE-Strebe ausgerichtet. Der Flügeltakteffekt kann in den DHC eindringen**

**bis** x ÿ **0,96 ohne Injektion, während für** x < **0,96 alle Taktfälle zusammenfallen auf**

**das gleiche Profil. Bei** PFR = **1 ist die Penetration geringer (bis** x ÿ **0,98) und die maximale**

Die durch die Taktung erzeugte CP- **Variation ist geringer. Obwohl der Einfluss der einzelnen**

**Die Position der Taktgeber bleibt unklar, der Fall ÿÿV/ÿV** = **0,7 (quadratische Markierungen) weist die**

**höchster Druck bei** x = **1, für beide Spülbedingungen.**

Machine Translated by Google



0, d. h. mit den Abgriffen auf die LE der Strebe ausgerichtet. Der Flügeltakteffekt kann den DHC ohne Injektion bis zu ÿ 0,96 durchdringen, während bei < 0,96 alle Taktfälle auf dasselbe Profil zusammenfallen. Bei = 1 ist die Durchdringung geringer (bis zu ÿ 0,98) und die durch den Takt erzeugte maximale Variation ist kleiner. Obwohl die Auswirkung der einzelnen Taktpositionen unklar bleibt, weist der Fall ÿ / = 0,7 (quadratische Markierungen) für beide Spülbedingungen den höchsten Druck bei = 1 auf.

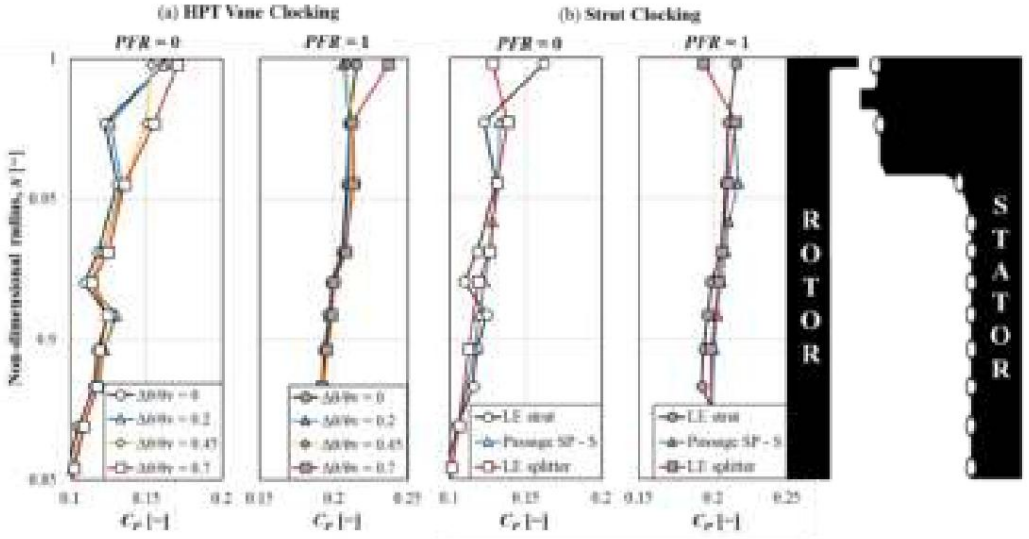



Abbildung 6. Radiale Druckkoeffizientenprofile im DHC: (a) mit unterschiedlicher HPT-Schaufeltaktung (ÿV/ÿV); (b) mit unterschiedlicher Strebentaktung (ÿS/ÿS). Daten bei PFR = 0 (links) und PFR = 1 (rechts) sind für beide Fälle angezeigt.

Abbildung 6. Radiale Druckkoeffizientenprofile im DHC: (a) mit unterschiedlicher HPT-Schaufeltaktung (ÿV/ÿV); (b) mit unterschiedlicher Strebentaktung (ÿS/ÿS). Daten bei PFR = 0 (links) und PFR = 1 (rechts) sind für beide Fälle angezeigt.

Der Strut-Clocking-Effekt wird in Abbildung 6b bei PFR = 0 und PFR = 1 ausgewertet. In diesem Fall wird die Position der HPT-Leitschaufel nominal gehalten (ÿV/ÿV = 0). Die Penetration scheint bei der Strebentaktung höher zu sein als bei der Flügeltaktung, wobei Störungen bis zu ÿ ÿ 0,91 bei PFR = 0. Auch hier neigt die Sperrluft dazu, den Einfluss von der Hohlraum, wodurch die maximale Variation und deren Eindringen in den Hohlraum verringert werden, wie durch die radialen Linien von PFR = 1 belegt wird. Der vor der Strebe gemessene D (quadratische Markierungen) liegt immer über dem Wert in der Mitte des Splitter-ll-Strebendurchgangs (kreisförmige Markierungen ) für x = 1, aufgrund des Strebenpotentialeffekts (der Splitter-LE-Abgriff ist nicht verfüg Vergleich). Obwohl dies in der Arbeit nicht gezeigt wird, werden auch Daten bei = 2 erfasst und analysiert, was die qualitativen Trends bestätigt, die zwischen der No-Purge- und der Endbedingungen, sowohl hinsichtlich der HPT-Leitschaufel als auch der Strebentaktung.

Der Strut-Clocking-Effekt wird in Abbildung 6b bei PFR = 0 und PFR = 1 ausgewertet. In diesem Fall wird die Position der HPT-Leitschaufel nominal gehalten (ÿV/ÿV = 0). Die Penetration scheint bei der Strebentaktung höher zu sein als bei der Flügeltaktung, wobei Störungen bis zu ÿ ÿ 0,91 bei PFR = 0. Auch hier neigt die Sperrluft dazu, den Einfluss von der Hohlraum, wodurch die maximale Variation und deren Eindringen in den Hohlraum verringert werden, wie durch die radialen Linien von PFR = 1 belegt wird. Der vor der Strebe gemessene D (quadratische Markierungen) liegt immer über dem Wert in der Mitte des Splitter-ll-Strebendurchgangs (kreisförmige Markierungen ) für x = 1, aufgrund des Strebenpotentialeffekts (der Splitter-LE-Abgriff ist nicht verfügbar). Obwohl im Papier nicht gezeigt, werden auch Daten bei PFR = 2 erfasst und analysiert, was die qualitativen Trends bestätigt, die zwischen der No-Purge- und der Endbedingungen, sowohl hinsichtlich der HPT-Leitschaufel als auch der Strebentaktung.

### 5.1.3. Dichtungsleistung

5.1.3. Dichtungsleistung

Die Dichtwirkung, berechnet durch Entnahme der DHC-Flüssigkeit aus den Statorbohrungen bei x = 1 (weiße Markierungen) und x = 0,93 (schwarze Markierungen), ist in Abbildung 7a als Funktion der Sperrflussparameters für alle getesteten Spülmassenströme dargestellt. Wie erwartet ist die Wirksamkeit der Dichtstromparameter für alle getesteten Spülmassenströme. Wie erwartet steigt der effektive Durchfluss im Allgemeinen mit ÿ0, und die außerhalb der Randdichtung erhaltenen Werte sind im Allgemeinen niedriger als die innerhalb des Hohlraums, gemessen bei gleichem PFR. Alle dargestellten Daten im Allgemeinen niedriger als die Werte innerhalb des Hohlraums, gemessen am gleichen . Alle dargestellten Werte, die verschiedenen HPT-Schaufeltaktkonfigurationen entsprechen, zeigen ein Plateau für ÿ0 > 0 Datensätze, die verschiedenen HPT-Flügeltaktkonfigurationen entsprechen, zeigen ein Plateau für (PFR = 1). Dieser Wert kann somit mit der minimalen Dichtungsdurchflussrate in Verbindung gebracht werden ÿ0 > 0,068 ( = 1). Dieser Wert kann somit mit dem Mindestsperrfluss in Verbindung gebracht werden, der das Eindringen verhindert (ÿ0 = ÿ0,min ÿ 0,068). Die maximale Wirksamkeit bei x = 1 beträgt ÿ ÿ **zeigt, dass die Ringströmung außerhalb der Statorlippe den Rotor-Stator durchdringt**

Die Dichtwirkung, berechnet durch Entnahme der DHC-Flüssigkeit aus den Statoranschlüssen bei = 1 (weiße Markierungen) und = 0,93 (schwarze Markierungen) ist in Abbildung 7a als Funktion des der Dichtstromparameter für alle getesteten Spülmassenströme. Wie erwartet steigt der effektive ness steigt im Allgemeinen mit ÿ0 , und die außerhalb der Randdichtung erhaltenen Werte sind im Allgemeinen niedriger als die innerhalb des Hohlraums, gemessen bei gleichem PFR. Alle dargestellten Daten dargestellten Werte, die verschiedenen HPT-Schaufeltaktkonfigurationen entsprechen, zeigen ein Plateau für ÿ0 > 0 (PFR = 1). Dieser Wert kann somit mit der minimalen Dichtungsdurchflussrate in Verbindung gebracht werden ÿ0 > 0,068 ( = 1). Dieser Wert kann somit mit dem Mindestsperrfluss in Verbindung gebracht werden, der das Eindringen verhindert (ÿ0 = ÿ0,min ÿ 0,068). Die maximale Wirksamkeit bei x = 1 beträgt ÿ ÿ **zeigt, dass die Ringströmung außerhalb der Statorlippe den Rotor-Stator durchdringt**

**Spalt auch bei hohen Spülmassenströmen. Andererseits ist die maximale Effektivität bei** x = **0,93 ist** ÿ = **0,99** ÿ **1 (innerhalb der Unsicherheit des Analysators). Daher ist die Randdichtung ist in der Lage, mit einer geeigneten Spülluftversorgung einen vollständig abgedichteten Betrieb im Radabstand. Die Tatsache, dass** ÿ0,min **in der Nähe des nominalen Falles liegt, bedeutet, dass die DHC ist so ausgelegt, dass es die Aufnahme von heißem Ringraumstrom im Normalbetrieb verhindert. Bedingungen, ohne dass zu viel Kühlmittel eingespritzt wird, was den Wirkungsgrad der Turbine verringern würde.**

Der in dieser Arbeit ermittelte Wert ÿ0,min **ist viel höher als der von Scobie et al.** [7] ermittelte Wert **für ein ähnlicher DHC (ÿ0,min** ÿ **0,033): der Unterschied in der Ringraum-Mach-Zahl** (M < **0,2 für [7]) wird als Hauptursache für die Diskrepanz identifiziert, die zu höheren** ReW- **und** C0,min- **Werten** führt. **Gegenbeweis: Der minimale Sperrvolumenstrom liegt näher am Ergebnis von** [10] **(ÿ0,min** ÿ **0,09), erhalten für eine stromaufwärts angeordnete Radialspaltdichtung, jedoch mit** M ÿ **0,4.**

Machine Translated by Google



**Turbineneffizienz.** Der in dieser Arbeit ermittelte **Wert ÿ0 ist viel höher als der von Scobie et al. [7] für einen ähnlichen DHC ermittelte Wert (ÿ0, ÿ 0,033): Der Unterschied in der Ringraum-Machzahl ( < 0,2 für [7]) wird als Hauptursache für die Diskrepanz identifiziert, Und** 0, **was zu höheren führt. Als Gegenbeweis liegt die minimale Sperrdurchflussrate nä kommen von [10] (ÿ0, ÿ 0,09), erhalten für eine stromaufwärts angebrachte Radialspaltdichtung, jedoch mit ÿ 0,4.**

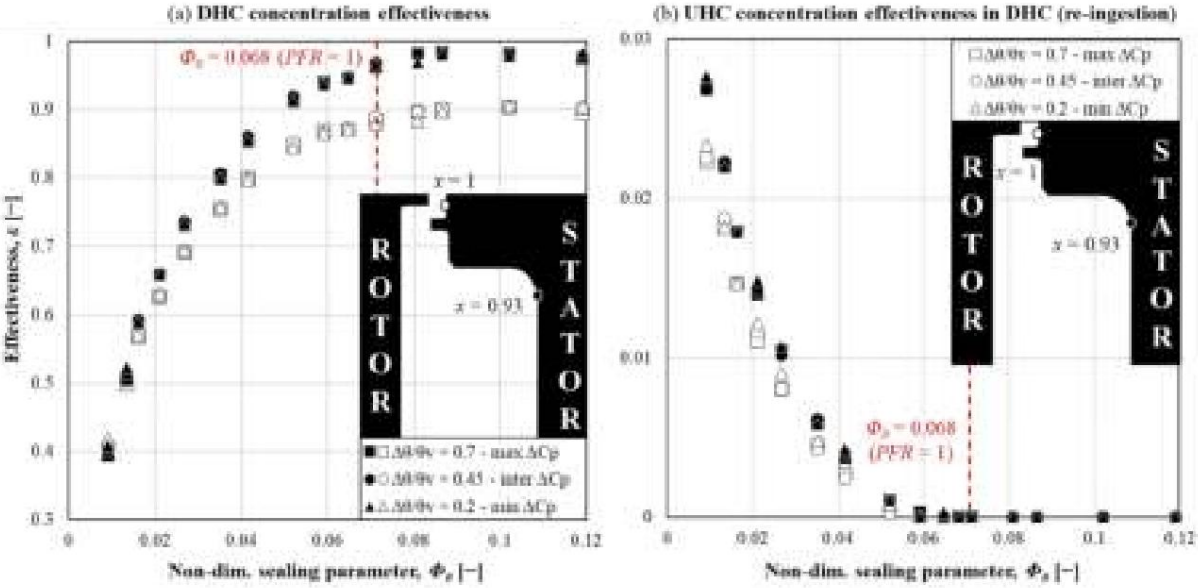



**Abbildung 7. Konzentrationswirksamkeit als Funktion des DHC-Dichtungsströmungsparameters: (a) in der DHC; (b) im UHC. Die Daten werden im DHC bei x = 0,93, für beide Fälle erfasst.**

**Die Markierungsformen in Abbildung 7a symbolisieren unterschiedliche Schaufeltaktpositionen, die praktisch alle auf den gleichen Kurven zusammenfallen, eine für jeden Messort. Wie die Legende des Diagramms zeigt, entsprechen die Taktpositionen unterschiedlichen ÿCP,max = max[CP(ÿ)] ÿ min[CP(ÿ)] , angegeben, wobei CP(ÿ) die Druckkoeffizienten sind, die aus der ersten Reihe von Wand- max[ ( )] ÿ min[ ( )] , wobei ( ) die Druckkoeffizienten sind, die aus den Abgriffen an der Wand der TVF-Nabe gewonnen wurden (z/Lc,z = 0,28). Im folgenden Abschnitt wird gezeigt, dass erste Reihe von Wandabgriffen an der TVF-Nabenwand ( = 0,28). Im folgenden Abschnitt wird bei PFR = 1, ÿÿV/ÿV = 0,2 das Minimum ÿCP,max, ÿÿV/ÿV = 0,7 das Maximum gezeigt werden, dass bei = 0,2 kehrt das Minimum ÿ ÿ = 0,7 ÿCP,max und ÿÿV/ÿV = 0,45 ein mittleres ÿCP,max. Anders als von der das maximale ÿ . Im Gegensatz zu traditionellen Modellen/Korrelationen (siehe Abschnitt Einführung), erwartet von den traditionellen Modellen/Korrelationen (siehe Abschnitt Einführung), in denen die vorhergesagten ÿ0,min in denen proportional zu ÿ sind, Die Ergebnisse zeigen die Unempfindlichkeit der Dichtungsleistung gegenüber ,max das vorhergesagte ÿ0, ist proportional zu ÿ. Die Ergebnisse zeigen die Unempfindlichkeit der Flügeltaktanordnung, also gegenüber ÿCP,max. Ein solches Ergebnis steht im Einklang mit den Erkenntnissen Dichtungsleistung auf die Schaufeltaktanordnung, also auf ÿ . Ein solches Ergebnis von Hualca et al. [9], die ÿCP,max durch axiales Verschieben der vorgelagerten Schaufelreihe variierten. Dies steht im Einklang mit den Ergebnissen von Hualca et al. [9], die ÿ durch axiales Verschieben variierten. Dies legt nahe, dass die genannten Modelle möglicherweise nicht die am besten geeignete Beschreibung der der stromaufwärts gelegenen Schaufelreihe. Dies deutet darauf hin, dass die genannten Modelle das Eindringphänomen für den untersuchten Aufbau möglicherweise nicht beschreiben, bei dem das Vorhandensein von stromauf Die am besten geeignete Beschreibung des Eintrittsphänomens für den untersuchten Aufbau, stromabwärts gelegene Tragflächen erzeugen ein komplexes Nabenströmungsfeld, und der Ringraum Reynold wo die Anwesenheit von vor- und nachgelagerten Tragflächen eine komplexe Nabenströmung erzeugt, sind relativ hoch. In diesem Sinne haben Grafkos et al. [11] kürzlich eine neue Interpretation vorge Feld, und die Ringraum-Reynolds- und Mach-Werte sind relativ hoch. In diesem Sinne haben Grafkos et al. des Eintritts, korreliert mit dem Wirbelverhältnisunterschied zwischen Ringraum und Randdich [11] hat kürzlich eine neue Interpretation des Eintritts vorgeschlagen, die mit dem Drallverhältnis dif- und nicht mit ÿCP,max korreliert. Leider ist das Testfahrzeug nicht für die Messung des Drallverhältnisses im Ringraum ausg Sie beruhen eher auf einem Unterschied zwischen dem Ringraum- und dem Leider Randdichtungsspalt als auf ÿ- Messungen an der axialen Position des DHC-Spalts, die ihre Interpretation stützen könn**

**Die Zweikanalkonfiguration des Gasanalysators wird durch die Einführung des HPT ausgenutzt. Upstream-Hub-Cavity (UHC) mit einem anderen Gas, um die UHC-Spülung im DHC zu bewerten. Die Ergebnisse sind in Abbildung 7b dargestellt, mit unterschiedlichen DHC-Spülungen Massenstrom. Für alle gemessenen Daten wird der UHC** PFR **bei 1 (nominaler Massenstrom) gehalten.**

Die UHC-Wirksamkeit ist bei kleinem **ÿ0 im DHC maximal ,** was auf eine relativ hohe **Wiederaufnahmeniveaus, wenn wenig bis kein DHC-Dichtungsfluss eingespritzt wird. Interessanterweise ist** *ÿ* **bei** x = **0,93 höher erscheint als bei** x = **1: Dies wird auf das Vorhandensein kleiner Lecks zwischen dem UHC zurückgeführt. und der DHC durch die Rotorblattwurzeln bei** x > **0,96, wo die Silikondichtung lokal verschlechtert. Selbst für den Fall ÿ0** = **0,009, bei dem die Leckage den größten Einfluss hat, Im Effektivitätsdiagramm wird sein Massenstrom als marginal eingeschätzt** (< **1 % der DHC-Injektion), daher aerodynamisch vernachlässigbar. Schließlich erzeugt die HPT-Flügeltaktung keine relevanten Änderungen in der Menge der erneuten Aufnahme, wie sie auch bei der Wirksamkeit der DHC-Spülung festgestellt wurden.**

#### 5.1.4. Visualisierung des Ölflusses

**Die mit der Ölflussvisualisierung erhaltenen Pseudostromlinien werden in Abbildung 8. Die Rotor- und Statorbilder sind auf** x < **0,6 bzw. 0,7** < x < **1 beschränkt.**

Machine Translated by Google

o te necton, ence aeroynamcay negge. nay, te vane coc-

ing führt zu keinen relevanten Änderungen in der Menge der erneuten Aufnahme, wie dies auch für die Wirksamkeit der DHC-Spülung festgestellt wurde.

#### 5.1.4. Visualisierung des Ölflusses



Die mit der Ölflussvisualisierung erhaltenen Pseudostromlinien sind in Abbildung 8 dargestellt. Die Rotor- und Statorbilder sind auf < 0,6 bzw. 0,7 < < 1 begrenzt, wodurch vertrauliche mechanische Details verborgen werden. Abbildung 8a zeigt ein Schema der Strömungsstrukturen, das vertrauliche mechanische Details verbirgt. Abbildung 8a zeigt ein Schema der Strömungsstrukturen erwartet in einem Rotor-Stator-Hohlraum mit Sperrströmungseinspritzung, verglichen mit dem Exerwartet in einem Rotor-Stator-Hohlraum mit Sperrströmungseinspritzung, verglichen mit dem experimentelle Ergebnisse. Die Tatsache, dass die Dichtungskonfiguration im Schema von experimentellen Ergebnissen abweicht. Die Tatsache, dass die Dichtungskonfiguration im Schema von experimentellen Ergebnissen ab die getestete Felgendichtung ist für die aktuelle Diskussion irrelevant. Eine Batchelor-ähnliche Strömungsstruktur die getestete Felgendichtung ist für die aktuelle Diskussion irrelevant. Eine Batchelor-ähnliche St wird angenommen, dass sich im Hohlraum [30] bildet: das Fluid bewegt sich radial nach innen an der Statorgrenze- wird angenommen, dass sich im Hohlraum [30] bildet: das Fluid bewegt sich radial nach innen an der S ary Schicht und nach außen auf dem Rotor ein, während der inviskose Kern dreht sich bei einem Bruchteil der Schicht und nach außen auf dem Rotor ein, während der inviskose Kern dreht sich bei einem Bruch Rotordrehzahl und transportiert Fluid von der Statorgrenzschicht zur Rotorgrenzschicht. Entsprechend der Rotordrehzahl und transportiert Fluid von der Statorgrenzschicht zur Rotorgrenzschicht. Nach dem Taylor-Proudman-Theorem sind keine axialen und tangentialen Geschwindigkeitsgradienten im im Kern gesendet, und die Radialgeschwindigkeit ist Null. Kern, und die Radialgeschwindigkeit ist Null.

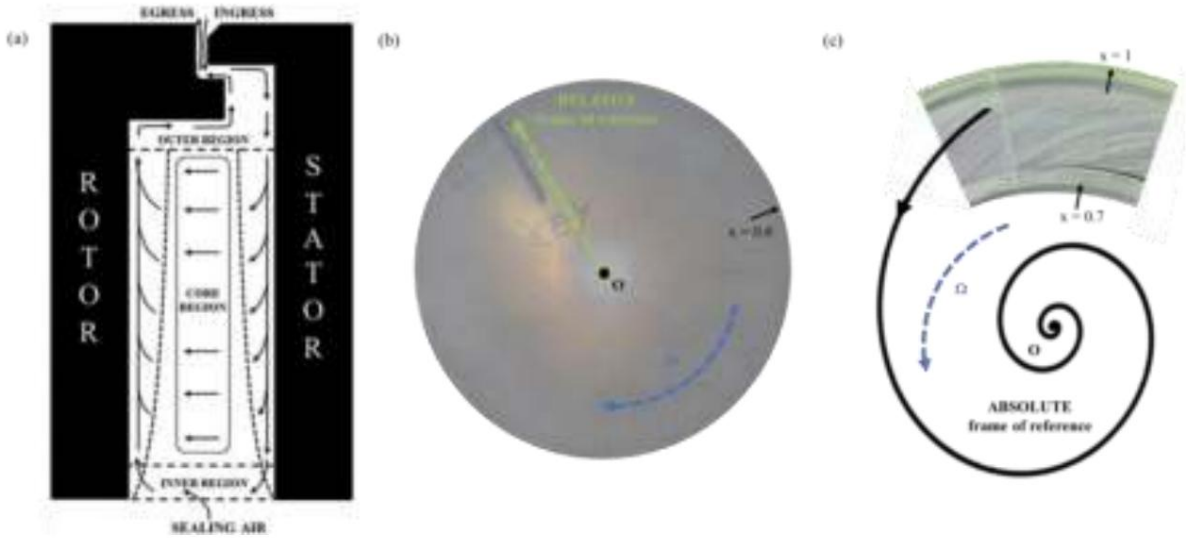



Abbildung 8. Strömungsstrukturen im DHC: (a) theoretisches Schema, adaptiert von Patinios et al. [31]; (b) Ergebnisse der Ölflussvisualisierung (Rotorseite); (c) Ergebnisse der Ölflussvisualisierung (Statorseite). Die Realisierung erfolgt bei ÿ / = 1 und ÿ / , ÿ / = 0. wird bei PFR = 1 und yyV/yV, yyS/yS = 0 durchgeführt .

Die Wandschubspannungsverläufe an der Rotorwand (Abbildung 8b) erscheinen als gerade Linien. Die Wandschubspannungsverläufe auf der Rotorwand (Abbildung 8b) erscheinen als gerade Lin Pfeil) ausgehend vom Zentrum des Rotors und radial nach außen gerichtet aufgrund (grüner Pfeil) ausgehend vom Zentrum des Rotors und radial nach außen gerichtet aufgrund Pump-Effekt auf die Grenzschichtströmung. Wie in Abschnitt 3.2.4 erläutert, ist der Rotor auf den Disk-Pump-Effekt auf die Grenzschichtströmung. Wie in Abschnitt 3.2.4 erläutert, ist der Rotor Die Rotorscheibe wurde ursprünglich nicht mit Öl bestrichen, was bedeutet, dass das Muster durch die Scheibe erzeugt wurde, wurde ursprünglich nicht mit Öl bestrichen, was bedeutet, dass das Muster durch den Stator er Statorgrenzschichtluft, die die Rotorgrenzschicht speist. Auf der Rotorscheibe befindet sich die Grenzschichtluft, die die Rotorgrenzschicht speist. Auf der Rotorscheibe befinden sich die geraden Linien stellen die Strömungsbewegung im relativen Bezugssystem dar: nach Einbeziehung des Beitrags der Rotordrehzahl (blauer Pfeil) würden die Spannungsverläufe im absoluten Referenzrahmen erscheinen als Spiralen. Das Pigmentmuster auf der Statorwand (Abbildung 8c) nimmt ebenfalls die Form an von Spiralen, erzeugt durch die Kombination der absoluten Tangentialgeschwindigkeit der Strömung im gleichen Richtung der Rotorgeschwindigkeit und der absoluten Radialgeschwindigkeit, nach innen gerichtet, um die Kontinuität im DHC. Die Pseudostromlinien stimmen mit dem theoretischen Modell überein, und nach Kenntnis der Autoren stellen sie das erste in der Literatur veröffentlichte Beispiel für einen Ölfluss dar. Visualisierung im Inneren einer für den Motor repräsentativen Kavität.

### 5.2. Zeitlich gemittelter Durchfluss auf der Statorplattform

#### 5.2.1. Druckmessungen – Einfluss des Sperrvolumenstroms

Die Profile des Umfangsdruckkoeffizienten, die bei z/Lc,z = 0,28 ermittelt wurden, sind in Abbildung 9a für PFR = 0, 0,5, 1, 1,5, 2 dargestellt . Obwohl das Gesamtdruckverhältnis der Stufe wird während der Versuche konstant gehalten, die Sekundärlufteinblasung verursacht lokale Grenzschicht Aktivierung der TVF-Hub-Plattform, was zu einem statischen Druckabfall führt, wenn die PFR steigt. Das analytische Modell, beschrieben durch Gleichung (11), wurde an alle untersuchten Fällen, wird hier aber nur für die Extreme PFR = 0 (gepunktete Linie) und PFR = 2 (gestrichelte Linie). Die Übereinstimmung mit experimentellen Daten ist sehr gut, und die Der angepasste Determinationskoeffizient, gemittelt über die getesteten PFRs, beträgt $R^2_{Adjektiv}$ ÿ 0,9. Die

Machine Translated by Google



Wenn die Druckverhältnisse während der Tests konstant gehalten werden, verursacht die Sekundärlufteinblasung eine lokale Grenzschichtaktivierung auf der TVF-Nabenplattform, was zu einem statischen Druckabfall führt, wenn der Druck ansteigt. Das analytische Modell, beschrieben durch Gleichung (11), wurde an alle untersuchten Fälle angepasst, wird hier jedoch nur für die Extreme = 0 (gepunktete Linie) und 2 (gestrichelte Linie) angegeben. Die Übereinstimmung mit experimentellen Daten ist sehr gut, und der angepasste Determinationskoeffizient, gemittelt über die getesteten Werte, beträgt ÿ 0,9. Das Modell ist in der Lage, die niederfrequenten Schwingungen im Zusammenhang mit den TVF-Streben zu erfassen, da das Modell in der Lage ist, die niederfrequenten Schwingungen im Zusammenhang mit den TVF-Streben zu erfassen.

sowie die hochfrequenten Spitzen, die von den HPT-Flügeln abgeleitet werden. Durch das Aufzeichnen der Streben sowie die hochfrequenten Spitzen, die von den HPT-Flügeln abgeleitet werden. Durch das Aufzeichn

Amplitudenverhältnis / gegen ÿ0 , wie in Abbildung 9b, der relative Beitrag der Fahne und das Amplitudenverhältnis kV/kS gegen ÿ0, wie in Abbildung 9b, der relative Beitrag der

Die Federbeindruckfelder auf der Umfangsverteilung der Nabe werden bewertet. Die Amplitudenfahne und die Federbeindruckfelder auf der Umfangsverteilung der Nabe werden bewertet. Die

der schaufelbezogenen Druckschwingungen (die sich stromabwärts ausbreiten) beträgt konstant etwa 30 % der strebenbezogenen Schwingungen (die sich stromaufwärts ausbreiten) für ÿ0 <. 0,054 ( = 0,8). Die Amplitude der schaufelbezogenen Druckschwingungen (die sich stromabwärts ausbreiten) beträgt konstant etwa 30 % der strebenbezogenen Schwingungen (die sich stromaufwärts aus

Das /-Verhältnis erfährt dann einen plötzlichen Abfall, wobei das Minimum bei ÿ0 = (PFR = 0,8). Das kV/kS -Verhältnis fällt dann plötzlich ab, wobei das Minimum

bei ÿ0 = 0,068 ( = 1), wo die schaufelbezogene Amplitude nur 20% der strebe-re-0,068 ÿ ÿ0 beträgt, ÿ ÿ0,min (PFR = 1), wo die schaufelbezogene Amplitude nur 20% der

, die strebenbezogene Amplitude. Schließlich erfährt das Amplitudenverhältnis einen steilen Anstieg für ÿ0 > ÿ0 , die strebenbezogene Amplitude. Schließlich erfährt das Amplitudenverhältnis einen steilen Ansti

und erreicht ungefähr 45 % bei ÿ0 = 0,135 ( = 2). **ÿ0** > ÿ0,min, **und erreicht ungefähr 45 % bei ÿ0 = 0,135** (PFR = **2).**

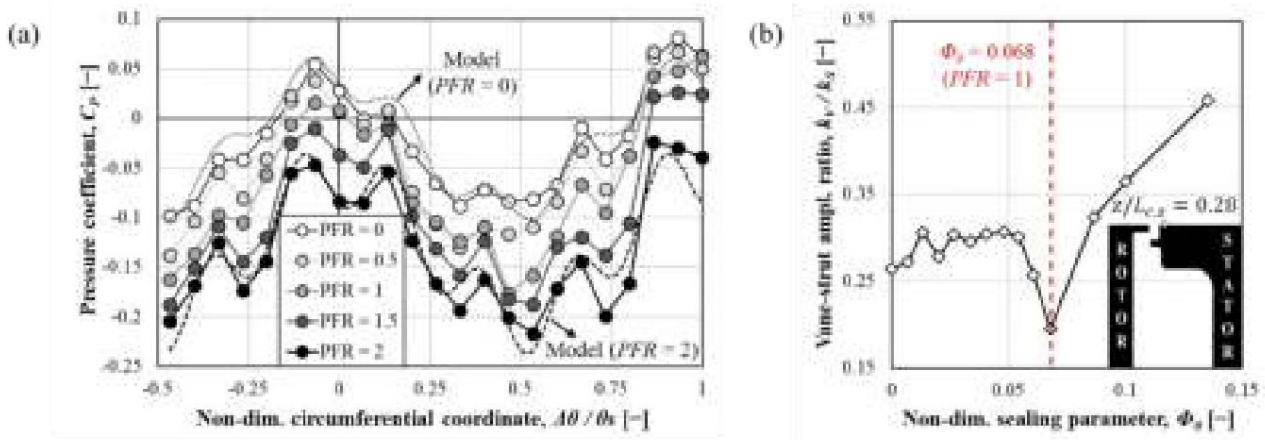



Abbildung 9. Druckkoeffizient auf der TVF-Nabenplattform: (a) Umfangsprofile mit unterschiedlichem PFR: Streben-Amplitudenverhältnis, geschätzt aus dem analytischen Modell in Gleichung (11), als Funktion von ÿ0 für die Spezialfälle PFR = 0 und 2. Experimentelle und modellbasierte Ergebnisse gelten für z/Lc,z = 0,28 und ÿ / = 0.

Abbildung 9. Druckkoeffizient auf der TVF-Nabenplattform: (a) Umfangsprofile mit variierendem (b) Flügel-

PFR; (b) Flügel-Streben-Amplitudenverhältnis, geschätzt aus dem analytischen Modell in Gleichung (11),

als Funktion des Sperrströmungsparameters. Experimentelle und modellbasierte Ergebnisse gelten für z/Lc,z = 0,28 und

ÿ / = 0.

Ein nicht-monotones Verhalten wird auch bei der Variation von ÿCP,max über ÿ0 beobachtet, **dargestellt durch die weißen Rauten in Abbildung 10a. Der Spitzen-Durchgangsdruckkoeffizient**

Ein ähnliches Verhalten wird auch bei Variationen von ÿ0 beobachtet, dargestellt durch die weißen Rauten in Abbildung 10a. Der Spitzen-Durchflusskoeffizient **var-** minimale

Deviation erreicht ein Maximum bei ÿ0 = 0,068 ÿ ÿ0,min (PFR = 1). Mit anderen Worten, die

lation erreicht ein Maximum bei ÿ0 = 0,068 ÿ ÿ0,( = 1). Mit anderen Worten, die Mini- zeigt eine enge

Dichtungsdurchflussrate zur Verhinderung des Eindringens ist diejenige, die dem größten ÿCP,max gegenübersteht

Verbindung zwischen ÿ0,min und ÿCP,max an , obwohl Abbildung 7

Der maximale Dichtungsdurchfluss zur Verhinderung des Eindringens ist derjenige, der dem größten ÿ gegenübersteht. Dies widerlegt ÿCP,max als Hauptursache für das Eindringen. Der durchschnittliche CP (schwarze Raute

stattdessen ein monoton abnehmender Trend, der bereits in Abbildung 9a zu sehen ist und mit

**die Statorplattform-Grenzschichterregung. Genauer gesagt, für die geringe Spüleinspritzung**

**Die Wechselwirkung zwischen Ein- und Austrittsströmen bildet vermutlich eine Rezirkulation.**

**Zone [32] im Außenbereich, die zu einer verstärkten Verstopfung vor der Statornabenoberfläche führt**

**und damit höherer statischer Druck. Bei hohen** PFRs **verschwindet die Rezirkulation, die Spülung**

**Die Strömung bewegt sich radial nach oben zur Rotordichtlippe und wird dann auf die Statorplattform umgelenkt.**

**Anheben der Ringraumflüssigkeit und lokale Geschwindigkeitserhöhung in der Grenzschicht, mit einer**

**entsprechender Druckabfall.**

**Der Trend von ÿCP,max und durchschnittlichem** CP, **der sich axial stromabwärts der Kavität auf der**

**Statorplattform ist in Abbildung 10b für fünf** PFRs dargestellt. **Die Peak-to-Through-Differenz**

**(quadratische Markierung) ist in der Nähe des Hohlraums maximal, erreicht ein Minimum zwischen**

z/Lc,z = **0,71 und** z/Lc,z = **2,12, steigt dann wieder bei höheren** z/Lc,z. **Diese Entwicklung**

**hängt mit dem Beitrag der Schaufel-Strebe zum Umfangsdruckprofil der Nabe zusammen:**

**Der Abfall der Schaufelamplituden ist unmittelbar hinter der**

**DHC, das lokale Minimum; bei Annäherung an die LEs der Streben die strebenbezogenen Schwingungen**

**den zuvor beschriebenen Effekt verstärken und überkompensieren, was zu einem höheren** ÿCP,max führt.

**Der** PFR- **Einfluss nimmt mit zunehmender Entfernung vom Stator-Rotor-Spalt ab und wird**

**vernachlässigbar bei** z/Lc,z = **6,36. Der durchschnittliche** CP **(Diamantmarkierungen) steigt schnell auf der TVF**

**Nabenplattform, im Einklang mit der Ringgeometrie: Tatsächlich ist die erste Biegung der S-förmigen**

Es ist bekannt, dass der Kanal einen **Druckgradienten von der Nabe (+) zur Hülle** (ÿ) erzeugt **[33]. Interessanterweise**

**Der durchschnittliche Druckabfall beim Spülen, der in Abbildung 10a zu sehen ist, kehrt sich vollständig um in**

Machine Translated by Google



latierte Schwingungen verstärken und überkompensieren den zuvor beschriebenen Effekt, was zu höheren ÿ führt. Der Einfluss verliert an Stärke, je weiter man sich vom Stator-Rotor-Spalt entfernt, und wird bei / = 6,36 vernachlässigbar. Der Durchschnitt (Raute), steigt auf der TVF-Nabenplattform schnell an, was mit der Ringgeometrie übereinstimmt: Tatsächlich ist bekannt, dass die erste Biegung des S-förmigen Kanals einen Druckgradienten von der Nabe (+) zur Ummantelung (ÿ) erzeugt [33]. Interessanterweise ist der durchschnittliche Druckabfall mit Spülung, der in Abbildung 10a beobachtet wird, im Intervall / vollständig umgekehrt, nach dem CP mit = 0,71 ÿ 2,12 höheren s wächst. Das Verhalten wird, der Einfluss der Spülinjektion auf den durchschnittlichen z/Lc,z = **0,71** ÿ **2,12 zugeschrieben, nach dem** CP mit höheren PFRs **wächst . Das Verhalten ist** gentiale Geschwindigkeit in der nahen Wandregion, die das radiale Gleichgewicht in der auf die Ringraum.

Spüleinspritzung zurückzuführenden Auswirkung auf die durchschnittliche tangentiale Geschwindigkeit in der nahen Wa
Wandbereich, der das radiale Gleichgewicht im Ringraum beeinflusst.

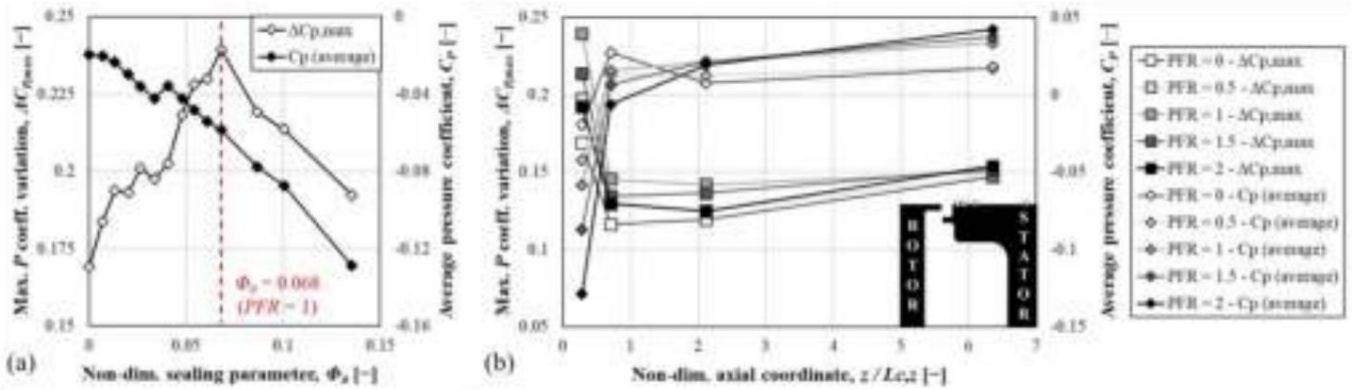



**Abbildung 10. Ringraumdruckkoeffizient, Spitzen-zu-Tal-Variation und Durchschnittswert (a) bei** z/Lc,z = **0,28,** (a) bei 0,28 als Funktion des Sperrströmungsparameters, (b) als Funktion des axialen Abstands der Kavi Hohlraum, für eine Auswahl von PFRs. Die Daten werden bei ÿ / = 0 erfasst.

### 5.2.2. Druck- und Wirksamkeitsmessungen – Auswirkung der Flügelradtaktung

Abbildung 11 enthält einen Vergleich des Druckkoeffizienten, gemessen auf der TVF-Hub-Plattform bei z/Lc,z = 0,28, und der entsprechenden DHC-Konzentration, berechnet aus denselben Wandanschlüssen. Die Diagramme ermöglichen es uns, sowohl die Wirkung der Sperrströmungsrate (PFR = 0, 1, 2) als auch die Wirkung der HPT-Flügeltaktung zu b (ÿÿV/ÿV = 0, 0,2, 0,7). Da es nicht möglich ist, Konzentrationsmessungen ohne Seedgas, also ohne Spülung, durchzuführen, wird in Abbildung 11d der PFR = 0,2 anstelle von PFR = 0 dargestellt. Wie in Abschnitt 5.1.3 erwähnt , zeigt Abbildung 11b , dass bei PFR = 1 ÿCP,max für ÿ / = 0,7 ist etwa 10 % größer als der gleiche Wert für ÿ / = 0 und 25 % größer als der Wert für ÿÿV/ÿV = 0,2 (der hier nicht berichtete Fall von ÿÿV/ÿV = 0,45 ist analog zum Fall ÿÿV/ÿV = 0 in Bezug auf ÿCP,max). Der Punkt-zu-Punkt-Druckunterschied ist hoch bei an einigen Stellen (z. B. um ÿÿ/ÿS = 0,5 in Abbildung 11a). Tatsächlich ist die Messauflösung ist durch die Größe der Statorplattform und der Ableitungspfade der Abgriffe begrenzt, die passen müssen innerhalb der Hohlstreben. Dennoch stimmen die Kurven gut mit den analytischen Modell in Gleichung (11), mit geeigneten Werten der Anpassungsparameter. Die Spülung erhöht ist für die Reduzierung des durchschnittlichen CP in Abbildung 11a–c (von links nach rechts) verantwortlich , bereits beschrieben . Gleichzeitig steigt der mittlere ÿ -Wert (Abbildung 11d–f, von links nach rechts). Interessanterweise ist der Fall des insgesamt maximalen ÿCP,max, also PFR = 1 und ÿÿV/ÿV = 0,7 (rote Linie in Abbildung 11b), stimmen mit dem maximalen ÿÿmax überein (rote Linie in Abbildung 11e), wobei ÿÿmax = *max[ÿ(ÿ)]* ÿ min[ÿ(ÿ)]. Darüber hinaus wurde das kV/kS -Verhältnis maximal für PFR = 2 (siehe Abschnitt 5.2.1): Dies erklärt, warum in den Profilen von Abbildung 11c zeigt, dass die Periodizität der Schaufeln ausgeprägter ist als die der Streben. Der kV/kS- Trend beeinflusst auch die Effektivitätskurven in Abbildung 11f, wo die ÿS-periodische Die Schwingung ist kaum erkennbar.

Bei der Betrachtung der tangentialen CP- und ÿ- Asymmetrien ist der beobachtete Gesamttrend, dass niedriger Druck entspricht hoher Effektivität und umgekehrt. Ein solcher Trend kann besser Abbildung 12 zeigt die CP- (quadratische Markierungen) und ÿ- Daten (kreisförmige Markierungen) für PFR = 1 und ÿÿV/ÿV = 0 werden herausgegriffen. Die beiden Profile sind fast gegensätzlich Phase, mit nur einer geringen Umfangsverschiebung. Alle obigen Überlegungen deuten darauf hin, dass Schlussfolgerung, dass, obwohl das Drucknabenprofil ÿ0,min nicht zu beeinflussen scheint, es immer noch die Haupttreiber für die Verteilung des Hohlraumaustritts innerhalb des Ringraums. Die gleiche Schlussfolgerung wird von Scobie et al. [7] erreicht , obwohl in ihren Experimenten die Spitzenwerte für hohe Wirksamkeit sind auf die Hochdruckspitzen ausgerichtet.

Machine Translated by Google



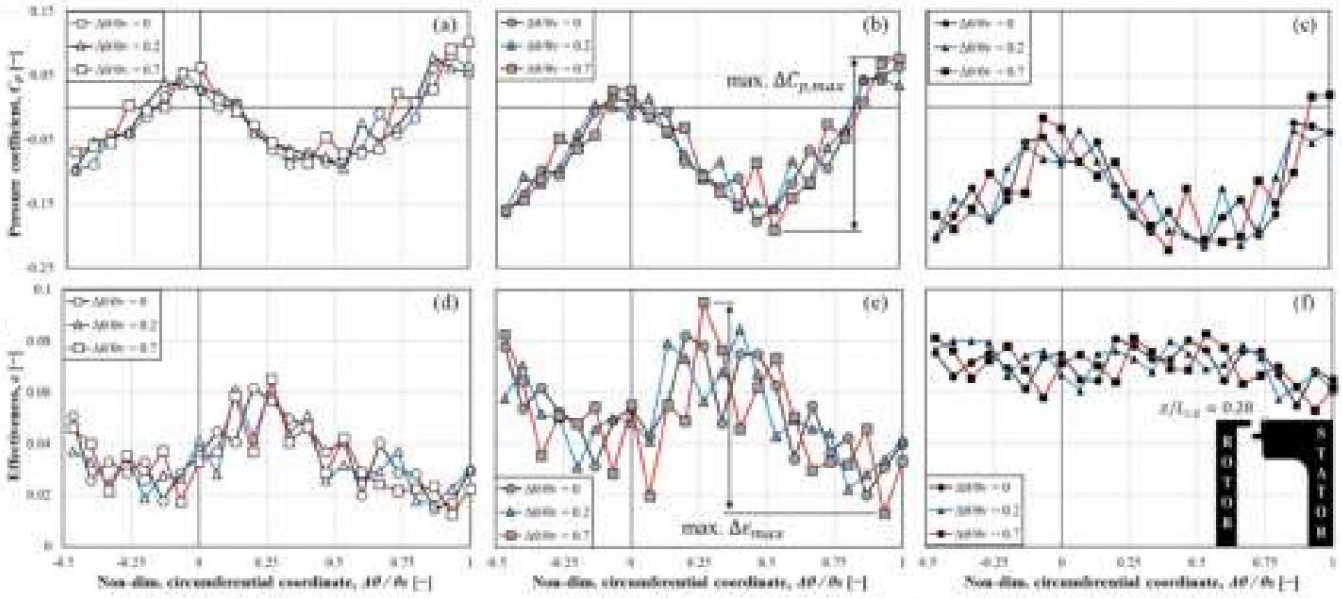



**Abbildung 11. Umfangsprofile des Ringraumdruckkoeffizienten für = 0 (a), = 1 (b) und = 2 (c) sowie der Umfangseffektivität für = 0 (d), = 1 (e) und = 2 (f). Daten werden bei = 0,28 und = 0, 0,2, 0,7, 0,85, 0,97 erfasst.**

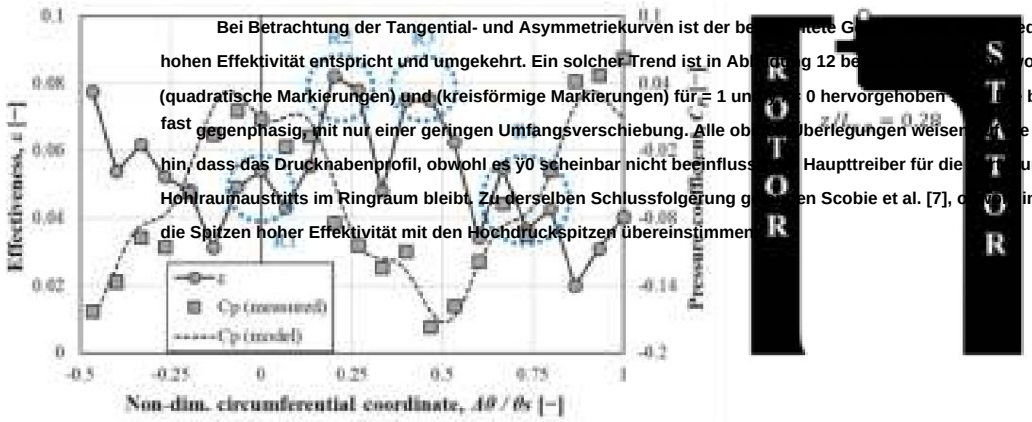



**Abbildung 12. Der Ringraumdruckkoeffizient und die Umfangseffektivitätsprofile für = 1. Daten werden bei = 0,28 und = 0, 0,2, 0,7, 0,85, 0,97 erfasst. Sowohl gemessene (graue Quadrate) als auch modellierte (graue Linie) Druckkoeffizienten werden aufgetragen. Spitzen mit hoher Effektivität werden durch die Bezeichnungen R1–R4 angezeigt.**

Bei Betrachtung der Tangential- und Asymmetriekurven ist der bemerkenswerte Trend zu erkennen, dass niedriger Druck einer hohen Effektivität entspricht und umgekehrt. Ein solcher Trend ist in Abbildung 12 besonders deutlich, wo die Daten (quadratische Markierungen) und (kreisförmige Markierungen) für = 1 und = 0 hervorgehoben sind. Die beiden Profile sind fast gegenphasig, mit nur einer geringen Umfangsverschiebung. Alle obigen Überlegungen weisen auf die Schlussfolgerung hin, dass das Drucknabenprofil, obwohl es ÿ0 scheinbar nicht beeinflusst, der Haupttreiber für die Positionierung des Hohlraumaustritts im Ringraum bleibt. Zu derselben Schlussfolgerung gelangten Scobie et al. [7], die in ihren Experimenten die Spitzen hoher Effektivität mit den Hochdruckspitzen übereinstimmen

5.2.3. Visualisierung des Ölflusses

Ein Bild der Ölflussspuren an der Wand der TVF-Nabe ist in Abbildung 13 dargestellt. Da das Öl-Pigment-Gemisch durch die DHC-Statorwandanschlüsse eingespritzt wird (siehe Abschnitt „Experimenteller Aufbau“), das farbige Muster stellt die Verteilung des Dichtungsflusses auf der stromabwärts gelegenen Nabenoberfläche über eine volle TVF-Strebenteilung dar (ÿS/ ÿS = 0 ÿ 1, wie durch die rote Text und gestrichelte Linien). Diese Verteilung kann daher mit dem Konzentrationseffektivitäts-Umfangsprofil in Abbildung 12 verglichen werden. Die Abbildungen zeigen eine gute Übereinstimmung in Bezug auf die Übereinstimmung zwischen Pigmentstreifen und Wirksamkeitsspitzen. Genauer gesagt , vier Bereiche mit starken Pigmentrückständen, durchsetzt mit ebenso vielen ungefärbten Bereichen, sind in Abbildung 13 durch die blau gepunkteten Kreise hervorgehoben und als R1 ÿ R4 bezeichnet. Die Umfangsposition von R1 ÿ R4 entspricht der Position der lokalen ÿ- Maxima in Abbildung 12, was darauf hindeutet, dass die verwendete Visualisierungstechnik für die qualitative Untersuchung von Austrittsphänomenen geeignet ist.

Dies legt nahe, dass die verwendete Visualisierungstechnik geeignet ist, um die das Egress-Phänomen.

Machine Translated by Google



Die Wirksamkeitskurve zeigt eine gute Übereinstimmung zwischen den Pigmentstreifen und den Wirksamkeitsspitzen. Genauer gesagt sind in Abbildung 13 vier Bereiche mit starken Pigmentrückständen, die von ebenso vielen ungefärbten Bereichen durchsetzt sind, durch die blau gepunkteten Kreise hervorgehoben und mit 1 ÿ 4 bezeichnet. Die Umfangsposition von 1 ÿ 4 entspricht der Position der lokalen Maxima in Abbildung 12, was darauf hindeutet, dass die verwendete Visualisierungstechnik für die qualitative Untersuchung des Austrittsphänomens geeignet ist.

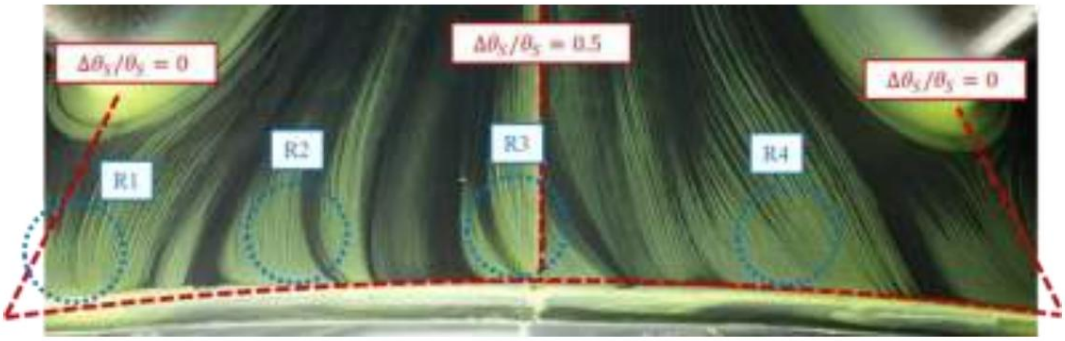



Abbildung 13. Visualisierung des Ölflusses im Ringraum (Stator-Nabenplattform) für = 1 und ÿ / = 0.
Abbildung 13. Visualisierung des Ölflusses im Ringraum (Statornabenplattform) für PFR = 1 und yyV/yV = 0.
Regionen mit hoher Pigmentansammlung werden durch die Bezeichnungen R1–R4 gekennzeichnet.
Regionen mit hoher Pigmentansammlung werden durch die Bezeichnungen R1–R4 gekennzeichnet.

### 5.3. Zeitaufgelöste Druckmessungen im DHC

Die instationären Druckschwankungen, gemessen bei PFR = 1 und ÿ / = 0, sind in Abbildung 14 sind die radialen Positionen (x = 0,92, 0,98, 1) dargestellt. Alle Spektren sind dominiert durch die HPT-Blattdurchgangsfrequenzkomponente (f = 1 · BPF), die bis zu 2,6 % des Referenzdrucks, abhängig von der radialen Sensorposition. Zu Sekundärspitzen sind bei den BPF-untersuchten radialen Positionen zeigen vergleichbare Amplituden an den BPF, der äußersten Sensor (x = 1, außerhalb der Statorbohrung) misst immer die höchste Amplitude bei den BPF-Vielfachen. Ein kleiner Peak ist bei f ÿ 0,63 BPF zu sehen, was einer linearen Kombination der HPT- und LPT-Schaufeldurchgangsfrequenzen entspricht; Merli et al. [34] fanden auch Druckschwankungen mit der genannten Periodizität im Ringraum, vor der TVF Streben. Keine nicht synchronen Komponenten, die mit rotierenden Strömungen in Verbindung gebracht werden könnten Streben. Keine nicht synchronen Komponenten, die mit rotierenden Strömungen in Verbindung gebracht werden k Modi [18] werden mit dem aktuellen Messaufbau erkannt, zumindest nicht in der gleichen Reihenfolge . Modi [18] werden mit dem aktuellen Messaufbau erkannt, zumindest nicht in der gleichen Größenordnung wie die -bezogenen Komponenten. von der Größenordnung der BPF-bezogenen Komponenten.

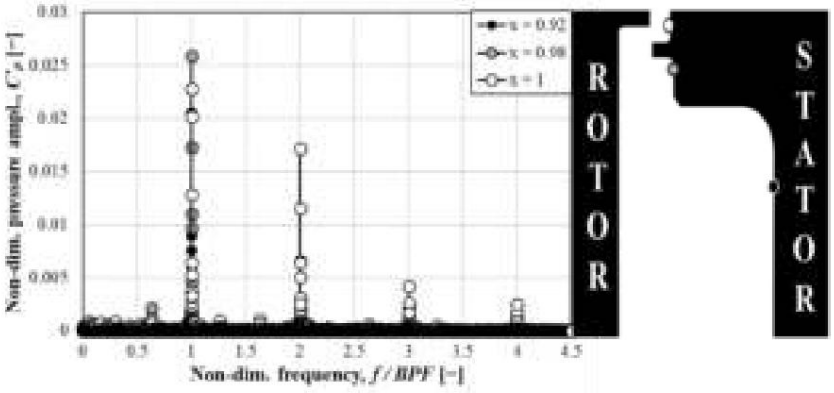



Abbildung 14. Nichtdimensionale Druckspektren an verschiedenen radialen Positionen im DHC. Die Daten sind
Abbildung 14. Dimensionslose Druckspektren an verschiedenen radialen Positionen im DHC. Daten werden bei PFR = 1,
erforderlich bei = 1, = 0,92, 0,98, 1 und ÿ / , ÿ / = 0. x = 0,92, 0,98, 1 und yyV/yV, yyS/yS = 0 erfasst.

Die Auswirkungen der Dichtungsdurchflussrate und der Strebentaktung auf den dimensionslosen BPF- Druck Die Auswirkungen der Dichtungsdurchflussrate und der Strebentaktung auf die Komponenten werden in Abbildung 15 ausgewertet. Insbesondere vergleicht die Abbildung 15a Druck sichere Komponente ( ) werden in Abbildung 15 ausgewertet. Insbesondere vergleicht die ( bei yyS/yS = 0 (Strebe LE, schwarze Linie) und yyS/yS = 1/3 (Splitter LE, rote Linie) über die Abbildung bei ÿ / = 0 (Strebe LE, schwarze Linie) und ÿ / = 1/3 (Splitter LE, rote Linie) über untersuchten ÿ0 Bereich. Abbildung 15a zeigt die Ergebnisse für x = 0,92: zwei lokale Maxima sind den untersuchten ÿ0. Bereich. Abbildung 15a zeigt die Ergebnisse für = 0,92: Es wurden zwei lokale gefunden, bei etwa ÿ0 = 0,02 und ÿ0 = 0,068. Der Strut-Clocking-Effekt scheint nicht Maxima gefunden, bei ungefähr ÿ0 = 0,02 und ÿ0 = 0,068. Der Strebentakteffekt scheint den analysierten Ort innerhalb des DHC durchdringen, da sich die beiden Kurven nahezu überlappen. nicht in den analysierten Bereich innerhalb des DHC einzudringen, da die beiden Kurven fast übereinander liegen. Abbildung 15b illustriert die Ergebnisse für x = 1: Die Schwankungen bei f = BPF sind im A Abbildung 15b veranschaulicht die Ergebnisse für = 1: Die Schwankungen bei = sind im Vergleich zum vorherigen Fall höher und in Bezug auf die Strebentaktung sind die Schwankungen bei im Vergleich zum vorherigen Fall im Allgemeinen höher und in Bezug auf die Taktung der Streben sind die Schwankungen yyS/yS = 1/3 (rote Linie) intensiver. Der Trend bei PFR ist diametral entge tionen bei ÿ / = 1/3 (rote Linie) sind intensiver. Der Trend ist diametral zu dem, was in Abbildung 15a berichtet wird : niedrige C Werte werden für ÿ0 ÿ 0,02 gemessen, dann P,BPF ÿ im Gegensatz zu dem, was in Abbildung 15a berichtet wird: Für ÿ0 ÿ 0,02 werden niedrige Werte gemessen, die Schwingungen steigen bis zu einem Maximum vor ÿ0 = 0,068, wo ein plötzlicher Abfall zu bemerken ist. dann steigen die Schwingungen bis zu einem Maximum vor ÿ0 = 0,068, wo ein plötzlicher Abfall zu verzeichnen ist. Interessanterweise ist dieses Verhalten analog zur /-Kurve in Abbildung 9b, was nahelegt, dass die periodische Unstetigkeit durch die Wechselwirkung des stationären Druckfelds zwischen Leitschaufel und Leitstreben mit dem zeitabhängigen Beitrag der Schaufelblätter verursacht wird.

Machine Translated by Google



werden bei ungefähr ÿ0 = 0,02 und ÿ0 = 0,068 gefunden . Der Strebentakteffekt scheint den analysierten Ort innerhalb des DHC nicht zu durchdringen, da sich die beiden Kurven fast überlappen. Abbildung 15b veranschaulicht die Ergebnisse für = 1: Die Schwankungen bei = sind im Allgemeinen höher als im vorherigen Fall, und in Bezug auf die Strebentaktung sind die Schwankungen bei ÿ / = 1/3 (rote Linie) intensiver. Der Trend ist entgegengesetzt zu dem, was in Abbildung ist diametral 15a berichtet wird: Niedrige Werte werden für ÿ0 ÿ 0,02 gemessen, dann steigen die Schwingungen bis zu einem Maximum vor ÿ0 = 0,068, wo ein plötzlicher Abfall zu verzeichnen ist. Interessanterweise ist dieses Verhalten analog zur /-Kurve in Abbildung 9b, was darauf hindeutet , dass

unter der Annahme, dass die periodische Unstetigkeit durch die Wechselwirkung des Schaufel-Streben-Druckfeldes verursacht wird. Die periodische Unstetigkeit wird durch die Wechselwirkung des Schaufel-Streben-Druckfeld mit dem zeitabhängigen Schaufelbeitrag.

Druckfeld mit dem zeitabhängigen Rotorblattbeitrag.

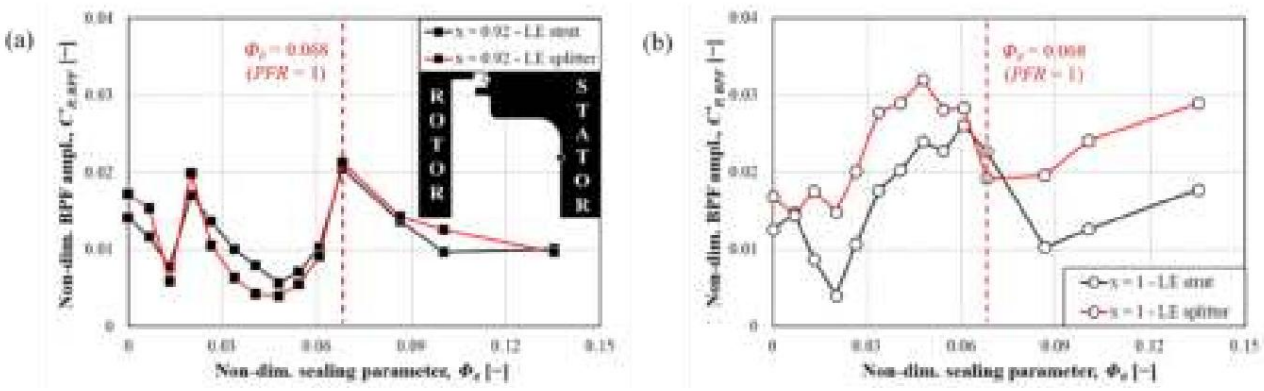



Bild 15. Dimensionslose Druckamplitude bei f = 1. BPF als Funktion der Sperrströmung

**Abbildung 15. Dimensionslose Druckamplitude bei = 1 ÿ als Funktion des Parameter für zwei Strebentaktpositionen (ÿ = 0, 2/3). (a) Ergebnisse bei ÿ0,92. (b) Ergebnisse bei = 1. Die Daten wurden für beide Fälle bei ÿ = 0 erfasst.**

Parameter für zwei Strebentaktpositionen (ÿ = 0, 2/3). (a) Ergebnisse bei x = 0,92. (b) Ergebnisse bei x = 1. Die Daten wurden in beiden Fällen bei ÿÿV/ÿV = 0 erfasst.

Schließlich das $\dot{C}^{p_y}$-Spektren mit verschiedenen HPT-Flügeltaktgeberanordnungen (ÿÿV/ÿV = 0,2, 0,45, 0,7) sind in Abbildung 16 dargestellt. Wie aus der Analyse der pneumatischen Messungen zu erwarten, scheint dieser nicht durchzudringen. Umgekehrt ist bei x = 1 (Abbildung 16b) keine signifikante Änderung erkennbar, wo der Flügeltakteffekt

Schließlich sind in Abbildung 16 die dargestellt. Wie aus der Analyse des pneumatischen Messungen zu erwarten, scheint dieser nicht durchzudringen. Umgekehrt ist bei x = 1 (Abbildung 16b) keine 0,45, ist in den Rautenmarkierungen gekennzeichnet ist und einem entspricht, nicht zu durchdringen scheint.

Das mittlere ÿ weist eine 1 ÿ-Komponente auf, die etwa 75 % größer ist als die beiden anderen mit den Rauten markierten Komponenten und einem mittleren ÿCP,max entspricht. Es weist eine Fälle.

1 · BPF- Komponente etwa 75 % größer als in den beiden anderen Fällen.

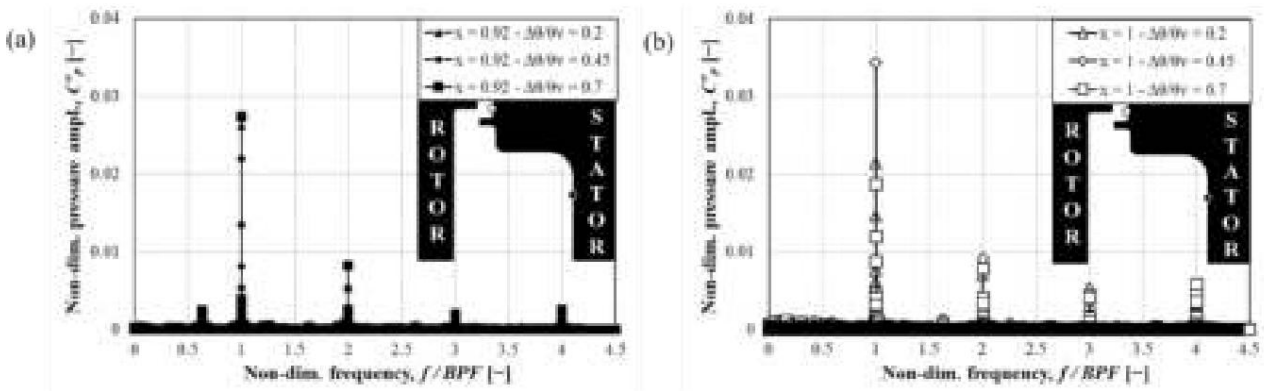



**Abbildung 16. Nichtdimensionale Druckspektren bei verschiedenen HPT-Flügeltaktpositionen (ÿ = 0,2, 0,45, 0,7). (a) Ergebnisse bei = 0,92 . (b) Ergebnisse bei = 1. Daten wurden bei = 1 und ÿ / = 0 erfasst .**

Abbildung 16. Nichtdimensionale Druckspektren bei verschiedenen HPT-Flügeltaktpositionen (ÿ = 0,2, 0,45, 0,7). (a) Ergebnisse bei x = 0,92. (b) Ergebnisse bei x = 1. Daten wurden bei x = 1 und ÿÿS/ÿS = 0 erfasst.

## 6. Schlussfolgerungen

6. Schlussfolgerungen

Der Beitrag präsentiert die Ergebnisse stationärer und instationärer Messungen im stromabwärts gelegene Nabenhohlraum einer Hochdruckturbinenstufe, die in eine zweistufige Turbine integriert ist.

Der Beitrag präsentiert die Ergebnisse stationärer und instationärer Messungen im motorrelevanten Testfahrzeug und die in der Studie angenommenen realistischen Ringströmungsbedingung stromabwärts gelegene Nabenhohlraum einer HPT-Stufe, die in eine zweistufige Turbinenanordnung integriert ist. Dies stellt eine wichtige Neuheit im Vergleich zur verfügbaren Literatur zu diesem Thema dar. I motorrelevanten Testfahrzeug und den realistischen Ringströmungsbedingungen, die in der Studie angenommen wurden, bestehen stationäre Messungen sowohl aus aerodynamischen (Druck-) Messungen im Inn stellen eine wichtige Neuheit im Vergleich zur verfügbaren Literatur zu diesem Thema dar. Der Radraum und die Statorplattform sowie Konzentrationswirksamkeitsmessungen.

Stationäre Messungen umfassen sowohl aerodynamische (Druck-) Messungen im Inneren des Zusätzlich werden instationäre Druckmessungen und Ölflussvisualisierungen durchgeführt Radraum und auf der Statorplattform und Konzentrationswirksamkeitsmessungen. um die Hohlraumströmungsmerkmale weiter zu charakterisieren. Eine große Anzahl von Dichtungsströmungsraten

Zusätzlich werden instationäre Druckmessungen und Ölflussvisualisierungen durchgeführt, die sich von PFR = 0 bis PFR = 2 erstrecken. Die Auswirkungen der HPT-Schaufel und der TVF um die Hohlraumströmungsmerkmale weiter zu charakterisieren. Eine große Anzahl von Dichtungsströmungsraten und Strebentaktungen werden ebenfalls bewertet.

untersucht, die sich von = 0 bis = 2 erstrecken. Die Auswirkungen der HPT-Leitschaufel und des TVF Der statische Druck auf die DHC-Statorwand steigt linear mit PFR, also mit

Außerdem wird die Taktung der Federbeine beurteilt.

ÿ0. Das Drallverhältnis im Hohlraum ist bei PFR = 0 maximal und nimmt steil ab mit der

Der statische Druck auf die DHC-Statorwand steigt daher mit zunehmender Sperrdurchflussrate linear an, bis ÿ0 ÿ 0,068 (PFR = 1) erreicht ist und die Empfindlichkeit gegenüber der Einspritzung abnimmt.

ÿ0 . Das Drallverhältnis in der Kavität ist bei ÿ0 = 0 maximal und nimmt mit zunehmender Sperrströmungsrate steil ab, bis ÿ0 ÿ 0,068 ( = 1), wo die Empfindlichkeit gegenüber der Einspritzung abnim

Im Fall ohne Spülung dringt die Druckschwankung aufgrund der Taktung der Leitschaufeln und Streben bis zu = 0,95 bzw. = 0,9 in den DHC ein. Die Spülung reduziert sowohl die radiale Eindringtiefe als auch die Stärke der Druckschwankung.

Machine Translated by Google



**Im Fall ohne Spülung dringt die Druckschwankung aufgrund der Taktung der Leitschaufeln und Streben bis zu** x = **0,95 bzw.** x = **0,9 in den DHC ein. Die Spülung reduziert sowohl die radiale Durchdringung als auch die Stärke der Druckschw**

**Die Konzentrationswirksamkeitsdaten zeigen, dass bei ÿ0** ÿ **0,068** = ÿ0,min (PFR ÿ 1) **das Eindringen hauptsächlich auf den Randdichtungsbereich** (x > **0,93) beschränkt ist, der in realen Motoranwendungen** mit hitzebeständigen Legierungen geschützt werden kann. Darüber hinaus **wird bei niedrigen DHC-Einspritzraten eine Wiederaufnahme des vorgelagerten** Nabenhohlraum-Dichtungsflusses festgestellt.

**Der Druck auf der TVF-Nabenplattform wird an ein analytisches Modell angepasst, das es ermöglicht, die Beiträge der Leitschaufeln und Streben zum gemessenen Umfangsprofil zu isolieren. Der Durchschnittsdruck im Ringraum sinkt mit höheren** PFRs, **während die Variation von Spitze zu Tal bei ÿ0,min maximiert wird . Zusätzlich** variiert **ÿCP,max mit der Taktung der HPT-Leitschaufeln, aber dies hat nachweislich nur einen vernachlässigbaren Einfluss auf den Wert von** ÿ0,min. **Dies steht im Widerspruch zu den herkömmlichen Eintrittsmodellen, die in weniger motorrepräsentativen Testumgebungen entwickelt wurden. Es wären weitere Analysen erforderlich, um die Grenzen der genannten Modelle in Prüfständen ähnlicher Komplexität zu konsolidieren. Dennoch bestimmt das Nabendruckprofil** in erster Linie die Verteilung des DHC-Austritts im Ringraum, wie **die Wirksamkeit der Umfangsprofile und**

**Schließlich werden die instationären Druckspektren für jede getestete Spül- und Taktbedingung** von der BPF- **Komponente und ihren** Harmonischen dominiert. **Es werden keine nicht synchronen Schwingungen mit der gleichen Größenordnung identifiziert. Höhere Harmonische des** BPF **sind** bei x = 1 **besonders stark und werden im Hohlraum teilweise unterdrückt. Gleichzeitig** zeigt **die 1** · BPF -Komponente bei x = **0,92 geringfügige Streben- und Flügeltakteffekte ,** was mit den pneumatischen Messungen übereinstimmt. Solche Effekte sind dagegen bei x = **1 beträchtlich ,** wo **der Sensor bei ÿÿS/ÿS** = **2/3 und die Flügeltaktposition ÿÿV/ÿV** = **0,45 die höchsten BPF-periodischen Schwankungen aufweisen.**

**Beiträge der Autoren: Konzeptualisierung, MP und EG; Methodik, FM und MP; Software, FM und MP ; Validierung, FM, NK und AH; formale Analyse, FM und MP; Untersuchung, FM, NK, AH und MP; Ressourcen, NK und AH; Datenkuratierung, FM; Schreiben – Vorbereitung des Originalentwurfs, FM; Schreiben – Überprüfung und Bearbeitung, MP und EG; Visualisierung, FM; Überwachung, EG; Projektverwaltung, EG; Mittelbeschaffung, EG. Alle Autoren haben die veröffentlichte Version des Manuskripts gelesen und stimmen ihr zu.**

**Finanzierung: Das Projekt, das zu diesem Antrag führte, wurde vom Clean Sky 2 Joint Undertaking im Rahmen des Forschungs- und Innovationsprogramms Horizont 2020 der Europäischen Union gefördert (Finanzhilfevereinbarung Nr. 785313).**

**Erklärung des Institutional Review Board: Nicht zutreffend.**

**Einverständniserklärung: Nicht zutreffend.**

**Erklärung zur Datenverfügbarkeit: Hinsichtlich der Verfügbarkeit der in dieser Studie präsentierten Daten gelten Einschränkungen. Die Daten sind auf Anfrage beim entsprechenden Autor erhältlich, nach vorheriger Genehmigung von GE Aviation.**

**Danksagungen: Die Autoren möchten F. Mangini für seinen Beitrag zum Betrieb der Testanlage und GE Aviation für die Erlaubnis zur Veröffentlichung dieses Artikels danken.**

**Interessenkonflikte: Die Autoren erklären, dass kein Interessenkonflikt besteht. Die Geldgeber hatten keinen Einfluss auf die Gestaltung der Studie, auf die Erhebung, Analyse oder Interpretation der Daten, auf das Schreiben des Manuskripts oder auf die Entscheidung, die Ergebnisse zu veröffentlichen.**

## Nomenklatur

**Abkürzungen**

| | |
|---|---|
| **BPF** | **Diskrete Fourier-** |
| **DFT** | **Transformation der Schaufeldurchgangsfrequenz** |
| **HPT, LPT** | **Hochdruck-, Niederdruckturbine** |
| **ITD** | **Zwischenturbinenkanal** |
| **LE** | **Vorderkante** |

Machine Translated by Google



| | |
|---|---|
| **PFR** | **Spülstromverhältnis** |
| **TVF** | **Turbinenschaufelrahmen** |
| **UHC, USC** | **vorgelagerter Naben-/Gehäusehohlraum** |
| **DHC, DSC** | **nachgeschalteter Naben-/Gehäusehohlraum** |
| **Symbole** | |
| z, r, *ÿ* | **axiale, radiale, tangentiale Koordinaten** |
| V, S, SP | **HPT-Flügel, TVF-Strebe, TVF-Splitter** |
| b | **Rotorlippe Innenradius** |
| c | **Konzentration** |
| C | **dimensionsloser Koeffizient** |
| f, t | **Frequenz, Zeit** |
| G | **Lückenverhältnis** |
| k, *ÿ* | **Druckmodell Amplitude, Phase** |
| M | **Länge** |
| Ṁ | **Massenstrom** |
| P | **Druck** |
| Re | **Reynoldszahl** |
| V | **absolute Kerngeschwindigkeit** |
| W, M | **Ringraum-Absolutgeschwindigkeit** |
| X | **dimensionsloser Radius** |
| *ÿ* | **Drallverhältnis** |
| *ÿ* | **Konzentrationswirksamkeit** |
| ÿT | **turbulenter Strömungsparameter** |
| ÿ,μ | **Dichte, dynamische Viskosität** |
| ÿ | **dimensionsloser Dichtungsparameter** |
| ÿ | **Plattendrehzahl** |
| **Indizes Und** | |
| **Hochgestellte Zeichen** | |
| **0, ein,** s | **Hohlraum, Ringraum, Probe** |
| c | **Spielraum** |
| des | **Design-Flügelposition** |
| F | **fließen** |
| In | **innere Dichtung** |
| Min | **minimaler Sperrfluss** |
| max | **Peak-to-Trough-Differenz** |
| P | **Druck** |
| T | **gesamt** |
| B | **Ring** |
| ÿ | **Drehbar** |
| ¯ | **Durchschnittskomponente** |
| ' | **zeitabhängige Komponente** |

## Verweise


1. **Owen, JM Vorhersage der Ansaugung durch Turbinenranddichtungen – Teil II: Extern induzierter und kombinierter Eintritt.** J. Turbomach **2010,** 133, **11.** [CrossRef]
2. **Regina, K.; Kalfas, AI; Abhari, RS Experimentelle Untersuchung der Auswirkungen des Spülstroms auf eine Hochdruckturbinenstufe.** J Turbomach. **2014,** 137, **41006.** [CrossRef]
3. **Phadke, UP; Owen, JM Aerodynamische Aspekte der Abdichtung von Rotor-Stator-Systemen in Gasturbinen: Teil 3: Der Effekt der nichtaxialen metrischer Außenfluss auf die Dichtungsleistung.** Int. J. Heat Fluid Flow **1988, 9, 113–117.** [CrossRef]
4. **Bohn, D.; Wolff, M. Verbesserte Formel zur Bestimmung des minimalen Dichtungsflusses (Cw, min) für verschiedene Dichtungskonfigurationen. In Proceedings der ASME Turbo Expo 2003, die parallel zur International Joint Power Generation Conference 2003 in Atlanta stattfand, GA, USA, 16.–19. Juni 2003; Band 5.**
5. **Hamabe, K.; Ishida, K. Randdichtungsexperimente und Analyse eines Rotor-Stator-Systems mit nichtaxialsymmetrischer Hauptströmung. Proceedings des ASME 1992 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, Köln, Deutschland, 1.–4. Juni 1992; Band 1: Turbomaschinen.**

Machine Translated by Google




6. **Chew, JW; Green, T.; Turner, AB Randabdichtung von Rotor-Stator-Radzwischenräumen bei externer Strömung. In Proceedings of the ASME 1994 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, Den Haag, Niederlande, 13.–16. Juni 1994; Band 1: Turbomaschinen.**
7. **Scobie, JA; Hualca, FP; Sangan, CM; Lock, GD Wechselwirkung zwischen Turbinenaustritt und Turbinenranddichtungen.** J. Eng. Gas Turbines Power **2018,** 140, **4.** [CrossRef]
8. **Scobie, JA; Hualca, FP; Patinios, M.; Sangan, CM; Owen, JM; Lock, GD Wiedereinspeisung von Upstream-Egress in einer 1,5-stufigen Gasturbinenanlage.** J. Eng. Gas Turbines Power **2018,** 140, **4.** [CrossRef]
9. **Hualca, FP; Horwood, JTM; Sangan, CM; Lock, GD; Scobie, JA Die Auswirkung von Leitschaufeln und Laufschaufeln auf das Eindringen in Gasturbinen.** J. Eng. Gas Turbines Power **2020,** 142, **1.** [CrossRef]
10. **Sangan, CM; Pountney, OJ; Zhou, K.; Wilson, M.; Owen, JM; Lock, GD Experimentelle Messungen der Ansaugung durch Turbinenranddichtungen – Teil I: Extern induzierter Eintritt.** J. Turbomach. **2012,** 135, **11.**
11. **Graikos, D.; Tang, H.; Sangan, CM; Lock, GD; Scobie, JA Eine neue Interpretation des Eindringens heißer Gase durch Turbinenfelgendichtungen Beeinflusst durch Mainstream Annulus Swirl.** J. Eng. Gas Turbines Power **2022,** 144, **9.** [CrossRef]
12. **Cao, C.; Chew, JW; Millington, PR; Hogg, SI Wechselwirkung von Randdichtung und Ringströmung in einer Axialturbine.** J. Eng. Gas Turbines Power **2004,** 126, **786–793.** [CrossRef]
13. **Jakoby, R.; Zierer, T.; Lindblad, K.; Larsson, J.; Bohn, LDE; Funcke, J.; Decker, A. Numerische Simulation des instationären Strömungsfelds in einer axialen Gasturbinen-Rim-Dichtungskonfiguration. In Proceedings of the ASME Turbo Expo 2004: Power for Land, Sea, and Air, Wien, Österreich, 14.–17. Juni 2004; Band 4: Turbo Expo 2004.**
14. **Roy, RP; Feng, J.; Narzary, D.; Paolillo, RE Experiment zur Gasaufnahme durch Axialturbinen-Randdichtungen.** J. Eng. Gas Turbines Power **2005,** 127, **573–582.** [CrossRef]
15. **Beard, PF; Gao, F.; Chana, KS; Chew, J. Unstationäre Strömungsphänomene in Turbinenranddichtungen.** J. Eng. Gas Turbines Power **2016,** 139, **9.**
16. **Savov, SS; Atkins, NR; Uchida, S. Ein Vergleich von Einzel- und Doppellippen-Rim-Dichtungsgeometrien.** J. Eng. Gasturbinenleistung **2017,** 139, **7.** [CrossRef]
17. **Gao, F.; Chew, JW; Marxen, O. Trägheitswellen in Turbinenranddichtungsströmungen.** Phys. Rev. Fluids **2020, 5, 2.** [CrossRef]
18. **Chew, JW; Gao, F.; Palermo, DM Strömungsmechanismen bei der axialen Turbinenrandabdichtung.** Proc. Inst. Mech. Eng. Teil C J. Mech. Eng. Sci. **2018,** 233, **7637–7657.** [CrossRef]
19. **Marn, A.; Göttlich, E.; Cadrecha, D.; Pirker, HP Verkürzung der Turbinenzwischenkanallänge durch Einsatz eines integrierten Konzept.** J. Turbomach. **2009,** 131, **7.** [CrossRef]
20. **Zerobin, S.; Aldrian, C.; Peters, A.; Heitmeir, F.; Göttlich, E. Einfluss einzelner Hochdruck-Spülströmungen von Turbinenrotoren auf die Aerodynamik des Turbinenmittelrahmens. In Proceedings der ASME Turbo Expo 2017: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, Charlotte, NC, USA, 26.–30. Juni 2017.**
21. **Sterzinger, PZ; Merli, F.; Peters, A.; Behre, S.; Heitmeir, F.; Göttlich, E. Einfluss der Turbinen-Strut-Taktung auf die Leistung eines Turbinenmittelrahmen.** J. Turbomach. **2021,** 143, **51011.** [CrossRef]
22. **Hubinka, J.; Santner, C.; Paradiso, B.; Malzacher, F.; Göttlich, E.; Heitmeir, F. Entwurf und Konstruktion einer Zweiwellen-Testturbine zur Untersuchung von Strömungen in der Mitte von Turbinenrahmen. In Proceedings of the ISABE, Montreal, QC, Kanada, 7.–11. September 2009; S. 7–11.**
23. **Steiner, M.; Zerobin, S.; Bauinger, S.; Heitmeir, F.; Göttlich, E. Entwicklung und Inbetriebnahme eines Spülstromsystems in einer Zweispulen-Testanlage. In Proceedings der 2. Europäischen Konferenz für Turbomaschinen-Fluiddynamik und Thermodynamik, Stockholm, Schweden, 3.–7. April 2017.**
24. **Patinios, M.; Merli, F.; Hafizovic, A.; Göttlich, E. Die Interaktion von Spülströmungen mit sekundären Strömungsmerkmalen in Turbinenmittelrahmen . In Proceedings der ASME Turbo Expo 2021: Technische Konferenz und Ausstellung für Turbomaschinen, virtuell, 7.–11. Juni 2021; Band 2C: Turbomaschinen – Konstruktionsmethoden und CFD-Modellierung für Turbomaschinen; Kanäle, Lärm und Komponenteninteraktionen.**
25. **Bayley, FJ; Owen, JM Die Fluiddynamik eines ummantelten Scheibensystems mit radialem Kühlmittelausfluss.** J. Eng. Power **1970,** 92, **335–341.** [CrossRef]
26. **Daily, JW; Nece, RE Auswirkungen der Kammerabmessung auf induzierten Fluss und Reibungswiderstand von geschlossenen rotierenden Scheiben.** J. Basic Ing. **1960,** 82, **217–230.** [CrossRef]
27. **Childs, P.** Rotating Flow; **Elsevier Science: Amsterdam, Niederlande, 2010.**
28. **Merli, F.; Hafizovic, A.; Krajnc, N.; Schien, M.; Peters, A.; Heitmeir, F.; Göttlich, E. Die Wechselwirkung von Hauptstrom und Hohlraumströmungen in Turbinenmittelrahmen und Turbinenleitschaufelrahmen.** J. Eng. Gas Turbines Power **2022,** 145, **12.**
29. MATLAB, **Version 9.7.0 (R2019b); The MathWorks Inc.: Natick, MA, USA, 2019.**
30. **Sangan, CM; Lalwani, Y.; Owen, JM; Lock, GD Experimentelle Messungen der Ansaugung durch Turbinenfelgendichtungen: Teil 5 – Strömungsdynamik des Radraums. In Proceedings of the ASME Turbo Expo 2013: Turbine Technical Conference and Exposition, San Antonio, TX, USA, 3.–7. Juni 2013; Band 3A: Wärmeübertragung.**
31. **Patinios, M.; Scobie, JA; Sangan, CM; Owen, JM; Lock, GD Messungen und Modellierung des Ingress in einem neuen 1,5-stufigen Turbinenforschungseinrichtung.** J. Eng. Gas Turbines Power **2016,** 139, **8.** [CrossRef]
32. **Savov, SS; Atkins, NR Ein auf turbulentem Transport basierendes Modell für den Eintritt von Randdichtungen. In Proceedings of the ASME Turbo Expo 2017: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, Charlotte, NC, USA, 26.–30. Juni 2017; Band 5B: Wärmeübertragung.**

Machine Translated by Google



**33. Göttlich, E. Untersuchungen zur Aerodynamik von Zwischendiffusoren in Turbinen.** Prog. Aerosp. Sci. **2011,** 47, **249–279. [CrossRef]**
**34. Merli, F.; Krajnc, N.; Hafizovic, A.; Patinios, M.; Göttlich, E. Instationäre Untersuchung von Turbinenzwischenkanälen unter dem Einfluss von Spülströmungen. In Proceedings der ASME Turbo Expo 2023, Boston, MA, USA, 26.–30. Juni 2023.**

**Haftungsausschluss/Anmerkung des Herausgebers: Die in allen Veröffentlichungen enthaltenen Aussagen, Meinungen und Daten sind ausschließlich die der einzelnen Autoren und Mitwirkenden und nicht die von MDPI und/oder den Herausgebern. MDPI und/oder die Herausgeber lehnen jegliche Verantwortung für Personen- oder Sachschäden ab, die aus den im Inhalt erwähnten Ideen, Methoden, Anweisungen oder Produkten resultiere**

Machine Translated by Google

Internationale Zeitschrift für
*Turbomaschinen*
*Antrieb und Leistung*

MDPI

**Artikel**

# Entwicklung von Abwasserpumpen mit numerischer und Experimentelle Unterstützung

**David Beck * und Paul Uwe Thamsen**

**Lehrstuhl für Fluidsystemdynamik, Fakultät Maschinenbau und Transportsysteme, Technische Universität Berlin, 10623 Berlin, Deutschland * Korrespondenz: david.beck@tu-berlin.de; Tel.: +49-30-314-70941**

**Zusammenfassung: Gerade im Bereich der Abwasserpumpen steht bei der Konstruktion von Radiallaufrädern neben der maximalen Effizienz auch die Funktionalität hinsichtlich der Anfälligkeit gegenüber Verstopfungen durch faserhaltige Medien im Vord Im Allgemeinen ist der Wirkungsgrad von Abwasserlaufrädern deutlich geringer als der von Klarwasserlaufrädern. Diese Abwasserlaufräder sind mit einer geringen Anzahl von Schaufelblättern ausgelegt, um sicherzustellen, dass faserhaltige Medien gepumpt werden können. In diesem Artikel wird die Methodik einer Optimierung für ein Abwasserlaufrad be Die Optimierung wird exemplarisch an einem halboffenen Zweikanallaufrad durchgeführt. Dabei wird für ein vorgegebenes Spiralgehäuse ein neues Laufrad entworfen. Ausgehend von einem Grundentwurf für vorgegebene Randbedingungen wird das Laufrad mittels numerischer Simulation verifiziert. Das gefertigte Laufrad wird anschließend auf dem Prüfstand getestet, um die Simulation zu verifizieren. Bei den optischen Untersuchungen wird das Verstopfungsverhalten des Laufrades über drei verschiedene Modifikationen gezielt verbessert, um schließlich ein Laufrad mit gutem Wirkungsgrad und geringer Verstopfungsneigung darzustellen.**

**Schlüsselwörter: Abwasserlaufrad; CFD; optische Messung**

## 1. Einleitung

**Abwasserpumpen haben aufgrund der zunehmenden Verschmutzung des Abwassers mit Feststoffen zunehmend mit Betriebsproblemen zu kämpfen, beispielsweise Verstopfungen im Laufrad oder im Spiralgehäuse. Dies stellt den Hauptgrund für Ausfallzeiten, Verschleiß und Handarbeit in Abwasseranlagen dar [1,2]. Bei diesen Feststoffen, die hauptsächlich für die Pumpenverstopfung verantwortlich sind , handelt es sich häufig um reißfeste Faserstoffe, beispielsweise Feuchttücher. Abbildung 1 zeigt die Komponenten einer Pumpenverstopfung, wobei reißfeste Faserstoffe die Hauptkomponente für die Pumpenverstopfung sind, die in [3] gefunden wurden.**

**Abbildung 1. Ursachen einer Pumpenverstopfung [3].**

**Im Gegensatz zu Frischwasserpumpen werden bei Abwasserpumpen bewusst Laufräder mit geringer Schaufelzahl oder spezielle Laufradformen eingesetzt, um Feststoffe im Abwasser möglichst effizient zu fördern. Typische Laufräder für die Abwasserförderung sind geschlossene und**

check for updates

**Zitat: Beck, D.; Thamsen, PU Entwicklung von Abwasserpumpen mit numerischer und experimenteller Unterstützung. Int. J. Turbomach. Propuls. Power 2023, 8, 18. https://doi.org/10.3390/ijtpp8020018**

**Wissenschaftliche Herausgeber: János Gábor Vad, Csaba Horváth und Tamás Benedek**

**Empfangen: 13. Februar 2023**
**Überarbeitet: 3. Mai 2023**
**Akzeptiert: 21. Mai 2023**
**Veröffentlicht: 2. Juni 2023**

**Copyright: © 2023 bei den Autoren. Lizenznehmer MDPI, Basel, Schweiz. Dieser Artikel ist ein Open Access-Artikel, der unter den Bedingungen und Bedingungen der Creative Commons Namensnennungs-Lizenz (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/ ).**

Machine Translated by Google



Zur Auswahl stehen Mehrkanalräder, geschlossene und halboffene Einkanalräder sowie Sonderformen wie das Freistromrad [4].

Bisher wurden Pumpen nach DIN EN ISO 9906 nur hinsichtlich ihrer Klarwasserwerte bewertet. Ein allgemeingültiges Kriterium über die Verstopfungsneigung bei der Förderung von mit Feststoffen versetztem Abwasser existiert nicht [5].

Gegenüber der beschriebenen klassischen Vorgehensweise wurde bereits in [6] der funktionale Leistungstest eingeführt , der sowohl den Wirkungsgrad ÿ als auch die Verstopfungsanfälligkeit von Pumpen prüft.

In diesem Artikel wird die Methodik einer Optimierung für ein Abwasserlaufrad beschrieben. Als Beispiel wird ein halboffenes Zweikanalrad ausgelegt. Mittels Simulation und Funktionsprüfungen am Prüfstand soll ein hydraulisches System entwickelt werden, welches neben einem guten Wirkungsgrad eine geringe Verstopfungsanfälligkeit aufweisen soll. Eine Klassifizierung der Verstopfungsanfälligkeit für das halboffene Zweikanalrad erfolgt anhand der Bewertungskriterien der Langzeitfunktionsprüfung.

## 2. Materialien und Methoden

### 2.1.

Grundkonstruktion Das neue Laufrad ist als halboffenes Zweikanalrad ausgeführt. Im Gegensatz zu geschlossenen Laufrädern, die sowohl eine Nabe als auch eine Deckscheibe besitzen, besitzen halboffene Laufräder keine rotierende Deckscheibe. Bei diesem Laufrad ist die Deckscheibe stationär im Gehäuse eingebaut, wodurch ein kleiner Spalt zwischen Laufrad und Spiralgehäuse entsteht. Dieser Spalt soll den Austrag von beigemischten Faserstoffen begünstigen.

Das Laufrad sollte als Radialrad ausgeführt sein und in einem für radiale Abwasserlaufräder typischen Bereich für die spezifische Drehzahl von nq = 30 . . . 50 liegen [7]. Die spezifische Drehzahl nq berechnet sich nach [8] wie folgt aus der Drehzahl n (1/min), dem Volumenstrom Q (m3/s) und der Förderhöhe H (m):

$$nq = n \frac{\ddot{y}\sqrt{Q}}{H3/4} \quad (1)$$

Der Auslegungspunkt für dieses Laufrad wird in normierter Form angegeben, da in dieser Arbeit der Schwerpunkt auf der Optimierungsmethodik liegt. Der Auslegungspunkt wird für den Durchfluss kontinuierlich mit Qdesign = 1,0 angegeben; analog ergibt sich die Förderhöhe mit Hdesign = 1,

Eine Anforderung an das Laufrad ist die maximale Variabilität zur Veränderung der Vorderkantengeometrie der Schaufeln. Bisherige Untersuchungen haben gezeigt, dass Laufräder mit klassischen Vorderkanten bei Zweikanal-Laufrädern häufig zu vermehrter Verstopfung neigen. Ziel dieses Laufrads ist es, eine 3D-gedruckte Geometrie zur Verbindung der Vorderkanten des Laufrads, sogenannte verbundene Vorderkanten (CLE), mit maximaler Variabilität für das Basislaufrad einbauen zu können. Das klassische Laufrad mit zwei Vorderkanten und eine mögliche Ausführung von CLE sind in Abbildung 2 schematisch dargestellt.

Der obere Teil von Abbildung 2 zeigt einen klassischen Ansatz für ein halboffenes Zweikanallaufrad . Der untere Teil der Abbildung zeigt zwei Varianten einer möglichen Meridionalkontur für CLE: (A) zeigt eine konvexe Form, die dem Verlauf der Schaufelbreiten der ursprünglichen Schaufeln folgen soll. (B) zeigt eine Meridionalkontur für CLE, die flach und parallel zur Saugseite der Pumpe verläuft.

Für die Grundauslegung des Laufrades wird die Form mit zwei Eintrittskanten gemäß dem oberen Teil von Bild 2 gewählt. Das Laufrad wird für die maximale spezifische Drehzahl gemäß dem genannten Bereich mit einer spezifischen Drehzahl von nq,Auslegung = 50 ausgelegt, da eine Verschiebung des Bestpunkts (BEP) aufgrund der CLE in Richtung kleinerer Förderströme zu erwarten ist. Diese Verschiebung des Bestpunkts in Richtung kleinerer Förderströme wird unter anderem dadurch verursacht, dass die wirksame Fläche der Laufradsaugseite aufgrund eines abnehmenden Eintrittsdurchmessers sowie der Schaufeleintrittswinkel ÿ1 reduziert werden. Dementsprechend ist für das Laufrad mit CLE im Vergleich z

Machine Translated by Google



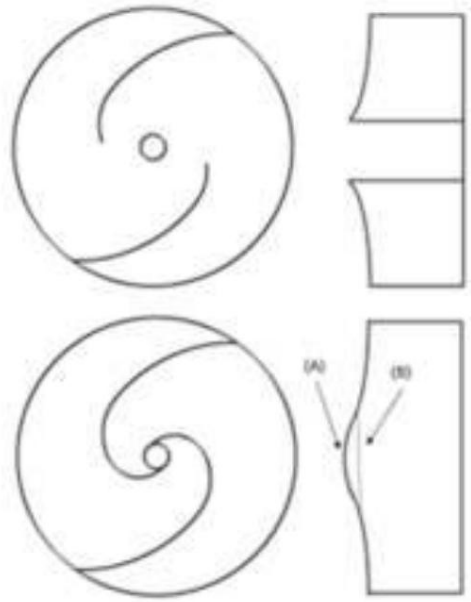



**Abbildung 2. Meridionalschnitt und Draufsicht für das halboffene Zweikanalrad mit zwei Eintrittskanten (oben) und für das CLE (unten), mit konvexer Form (A) sowie flacher Form (B).**

**Das Laufrad wird für eine bestimmte Abwasserspirale ausgelegt. Frühere Untersuchungen dieses Spiralgehäuses haben gezeigt, dass es besonders resistent gegen Verstopfungen ist. Dies ist notwendig, um das Laufrad hinsichtlich der Verstopfungsanfälligkeit bewerten zu können. Verstopfungen im Spiralgehäuse haben einen negativen Einfluss auf die allgemeine Anfälligkeit der Hydraulik und damit auf** das Messergebnis, da erst **nach Versuchsende die Gesamtmenge der Feuchttücher innerhalb der Pumpe gemessen werden kann .**

**Die Spiralkontur des Spiralgehäuses ist kreisförmig. Die eingebaute feststehende Abdeckung wird für alle Messungen verwendet.**

**Die theoretische Drosselkurve wird für das Laufrad nach [8] berechnet. Diese stellt jedoch nur eine Referenz dar und wird durch die nachfolgende Simulation und die Messergebnisse der Versuche verifiziert.**

## 2.2. Numerische

**Unterstützung Das Laufrad mit zwei Vorderkanten wird vor der Herstellung simuliert, um das Design zu bewerten.**

**Für die numerische Simulation wird die Software ANSYS CFX verwendet. Für das Laufrad wird ein strukturiertes Netz verwendet. Die Spirale wird als unstrukturiertes Netz vernetzt. Der Aufbau inklusive Netz ist in Abbildung 3 dargestellt. Details zu den Netzqualitäten sind i**

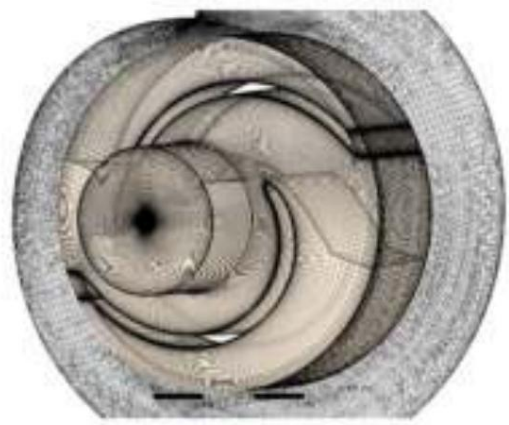


**Abbildung 3. Für die Simulation verwendetes Netz.**

Machine Translated by Google



Tabelle 1. Mesh-Statistiken.

| Teil | Elemente |
|---|---|
| Laufrad | 827.772 |
| Spirale | 864.356 |

Die Simulation wird stationär gerechnet, um die Rechenzeit zu verkürzen . Als Turbulenzmodell wird das Schubspannungstransportmodell (SST) gewählt, um sowohl im wandnahen Bereich als auch bei freier Anströmung eine gute Auflösung und Konvergenz zu erzeugen [9].

Für die Simulation werden einige Vereinfachungen angewendet: Das Laufrad, das als halboffenes Zweikanallaufrad ausgelegt ist, wird ohne Seitenwandspalt simuliert, da die Simulation in erster Linie zur Abschätzung der allgemeinen Konstruktion verwendet wird. Gleiches gilt für den Spalt zwischen Laufrad und stationärer Abdeckung, da die Größe des Spalts einen Einfluss auf den Ausstoß der Feuchttücher hat, der experimentell bestimmt werden muss. Ebenso werden Radreibungsverluste durch den Aufbau nicht in ihrer Gesamtheit dargestellt.

Der Fokus der Simulation liegt dementsprechend auf der Verifizierung der Grundgeometrie des Laufrades. Es kann davon ausgegangen werden, dass die simulierten Ergebnisse aufgrund der vernachlässigten Verluste besser sind als das gefertigte Laufrad. Dies gilt insbesondere für die Wirkungsgrade bei höheren Volumenströmen, da die hydraulischen Verluste bei höheren Volumenströmen gr

Es werden zehn Betriebspunkte simuliert. Davon werden der Auslegungspunkt sowie drei Betriebspunkte mit kleineren Durchflüssen im Vergleich zum Auslegungspunkt und sechs Punkte mit höheren Durchflüssen im Vergleich zum Auslegungspunkt simuliert.

Da es sich bei dem Laufrad um ein halboffenes, ohne Spalt simuliertes Zweikanallaufrad handelt, wird die Ummantelung als gegenläufige Wand angenommen. Zudem wird die Wellen-Naben-Verbindung der Nabe als frei gleitende Wand angenommen, da diese im Prototyp nicht vorhanden ist, sodass die beschriebene CLE eingebaut werden kann.

### 2.3. Impeller-Prototyping

Das Grundimpellerrad mit zwei Vorderkanten besteht aus Gusseisen, die einzige Konstruktionsänderung gegenüber der Simulation ist die Wellen-Naben-Verbindung. Das Impeller wird so hergestellt, dass ein 3D-gedruckter Aufsatz auf die zentrale Wellenschraube gesetzt werden kann, um die Vorderkanten zu verbinden.

Das aus Gusseisen gefertigte Laufrad ist in Abbildung 4 dargestellt.

Abbildung 4. Modifikation 0 – hergestelltes Laufrad.

Die Aufsätze werden aus dem Kunststoff Polymilchsäure (PLA) im 3D-Drucker hergestellt, da diese Herstellung vergleichsweise kostengünstig und bei Designänderungen schnell ist. Zudem haben bisherige Tests gezeigt, dass PLA bei der Verwendung mit künstlichem Abwasser eine ausreichende Festigkeit aufweist.

Machine Translated by Google



### 2.4. Testverfahren

Der Funktionsprüfungsstand des Lehrstuhls für Fluidsystemdynamik der Technischen Universität Berlin verfügt über zwei Tanks, den Abwassertank (WWT) und den Frischwassertank (FWT), mit jeweils einem Volumen von 4 m3. Mit reißfesten Feuchttüchern ·

können auf dem Prüfstand zwei unterschiedliche Verstopfungstests durchgeführt werden – der Funktionsprüfung und der Langzeitfunktionsprüfung. Der Prüfstand verfügt über Quetschventile, die es ermöglichen, zwischen den verschiedenen Tests umzuschalten und die Pumpe abzuschalten. Zusätzlich ist im FWT ein Filter eingebaut, der vom System entkoppelt ist und sämtliche Restfasern im Prüfstand entfernt. Die Ergebnisse dieser Arbeit werden mit der Langzeitfunktionsprüfung generiert. Für die Tests werden reißfeste Feuchttücher entsprechend der Verschmutzungsklassen in Tabelle 2 verwendet.

Tabelle 2. Kontaminationsklassen.

| Kontaminationsklasse | Tücher/m3 |
|---|---|
| Klares Wasser (CW) | 0 |
| Geringe Kontamination (L25) | 25 |
| Mittlere Verschmutzung (L50) | 50 |
| Hohe Verschmutzung (L100) | 100 |

Abbildung 5 zeigt die für das Experiment verwendeten Feuchttücher. Diese haben die Abmessungen von 22 × 30 cm und ein Flächengewicht von 60 g/m2 .

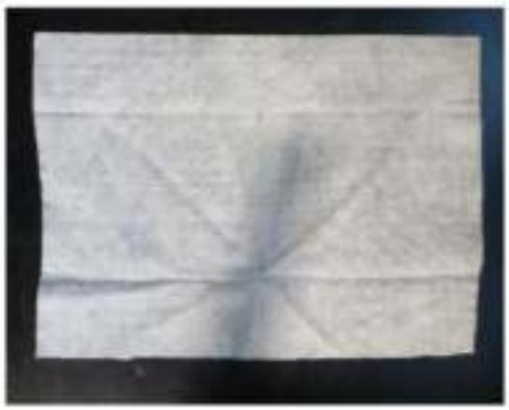


Abbildung 5. Für die Tests verwendete Feuchttücher.

Bei beiden Tests werden die Pumpen grundsätzlich im Bestpunkt sowie bei 80 % des Bestpunkts in Teillast und bei 120 % des Bestpunkts in Überlast getestet. Insgesamt werden also neun Messungen pro Laufrad auf dem Prüfstand durchgeführt.

Langzeit-Funktionstest:

Der Langzeitfunktionstest beschreibt das 60-minütige Pumpen des künstlichen Abwassers in einer Schleife von Kläranlage zu Kläranlage, dargestellt in Abbildung 6. Dabei werden sekündlich die Messwerte der Förderhöhe, des Durchflusses und der elektrischen Leistung aufgezeichnet . Anhand dieser Daten wird der Wirkungsgrad *ÿ* ermittelt. Nach dem Test wird die Pumpe abgeschaltet und geöffnet sowie die restlichen Feuchttücher dokumentiert und entfernt. Daraus wird der Langzeitfunktionstest (DLTF) nach Gleichung (2) ermittelt:

$$DLTF = \frac{1}{2} \frac{ÿtest,0–60min[ÿ]}{ÿCW,OP[ÿ]} 1 + \frac{1}{2} \frac{mW,gesamt[g] ÿ mW,Pumpe[g]}{mW,gesamt[g]} \quad (2)$$

Dabei stellt der erste Teil der DLTF das Verhältnis der gemittelten Effizienz über den 60-minütigen Messzeitraum (ÿtest,0–60min) zur Klarwassereffizienz am entsprechenden Betriebspunkt (ÿCW,OP) dar. Der zweite Term der DLTF stellt das Verhältnis der Differenz

Machine Translated by Google



zwischen der Gesamtmenge der zugeführten Tücher (mW,total) und der in der Pumpe verbleibenden Tücher (mW,pump) zur Gesamtmenge der zugeführten Tücher.

Ein DLTF von 0 bedeutet, dass das Laufrad komplett verstopft ist und keine Förderung mehr möglich ist, während ein Wert von 1 einen verstopfungsfreien Betrieb beschreibt. Basierend auf den bereits durchgeführten Tests ist für den Prototyp ein DLTF von mindestens 0,7 erforderlich, da gezeigt wurde, dass Laufräder über einem Wert von 0,7 ein gutes Verstopfungsverhalten aufweisen und mit dem zugegebenen Fasermaterial gut zurechtkommen.

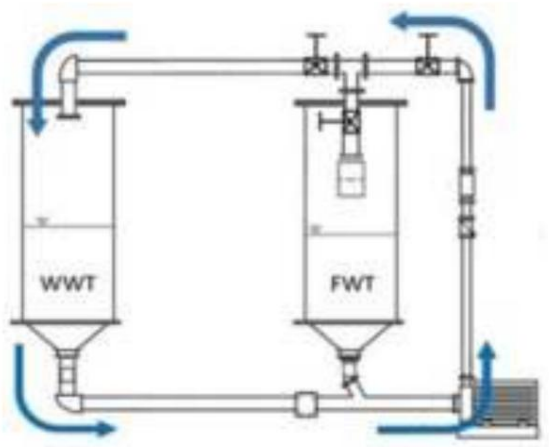



Abbildung 6. Langfristiger Funktionstestzyklus.

### 2.5. Optischer

Zugang Der Prüfstand verfügt über einen optischen Zugang auf der Saugseite, der dem in [10] vorgestellten optischen Zugang ähnelt. Mittels eines Endoskops, eines LED-Lichtrings und einer Hochgeschwindigkeitskamera ist es möglich, im Betrieb genauere Einblicke am Laufradeintritt zu erhalten. Abbildung 7 zeigt den installierten Zugang.

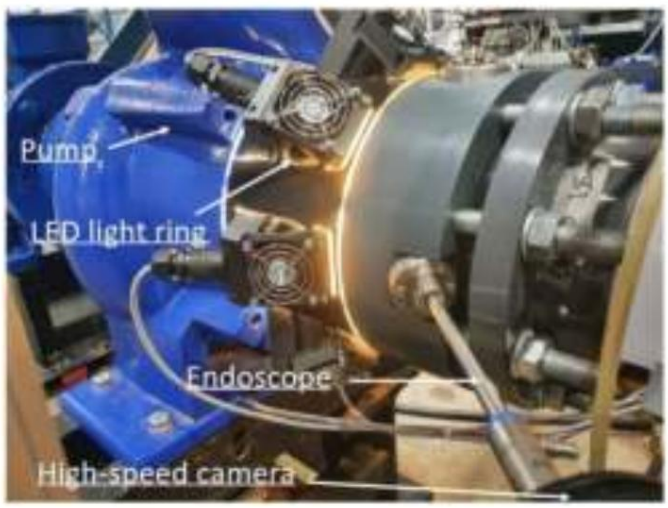



Abbildung 7. Testaufbau für optischen Zugriff.

Als zusätzliche Messmethode bietet dieser Ansatz die Möglichkeit, die Wechselwirkung zwischen Strömung und Feuchttüchern im Betrieb zu beschreiben und aus den Ergebnissen gezielte Änderungen in der Geometrie vorzunehmen. Für diese Tests zeichnet die Kamera mit 1000 Bildern pro Sekunde (fps) über einen Zeitraum von 20 Sekunden mit einer Auflösung von 768 × 768 Pixeln auf. Der Testzyklus ist analog zum Langzeitfunktionstest, die Verschmutzungsklasse ist jedoch unterschiedlich. Für diese Tests werden zehn Feuchttücher pro m3 Wasser verwendet, da sich gezeigt hat, dass bei dieser Menge ein erstes Verstopfungsverhalten leicht erkennbar ist, während nicht zu viele Tücher vorhanden sind, um die optimale Messung zu beeinträchtigen.

Machine Translated by Google



Das Endoskop hat einen Durchmesser von 10 mm und eine Blickrichtung von 45ÿ . Dieser Winkel stellt durch die daraus resultierende Einbaulage sicher, dass sich die Tücher nicht am Endoskop verklemmen und somit eine gleichmäßige Zufuhr der Tücher in den Zulauf der Pumpe möglich ist Das Sichtfeld beträgt 88° . Der LED-Leuchtring besteht aus acht einzelnen LEDs, welche jeweils einen Lichtstrom von 5595 Lumen liefern.

## 3. Ergebnisse und Diskussion

### 3.1. Ergebnisse – Simulation

Die Simulationsergebnisse in Bezug auf die theoretische Entwurfskurve sind in Abbildung 8 dargestellt. Für die Simulationsergebnisse werden lediglich die Drosselkurven miteinander verglichen, da eine Wirkungsgradabschätzung nicht durchgeführt wurde.

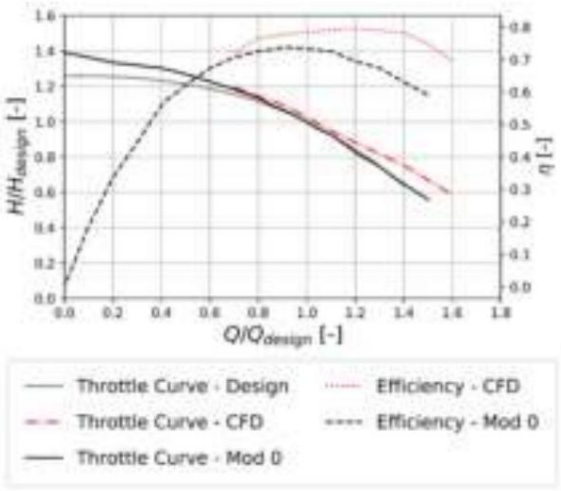



Abbildung 8. Modifikation 0 – charakteristische Kurven.

Die Ergebnisse der Simulation zeigen den gleichen Trend der Auslegungskennlinie. Die simulierte Drosselkurve zeigt ein leicht höheres Niveau und ist allen berechneten Betriebspunkten der Auslegungsdrosselkurve überlegen. Dies ist unter anderem auf die oben beschriebenen Vereinfachungen der Simulation zurückzuführen. Dies lässt sich auch über den Wirkungsgrad sagen, für den in der Simulation ein Wert von ÿBEP,CFD = 79,5 % erreicht wird. Allerdings ist zu erkennen, dass der BEP der Hydraulik mit QBEP,CFD = 1,2 etwas größer ist als der Auslegungspunkt.

Insgesamt zeigt dieser Vergleich, dass die Konstruktion hinsichtlich ihrer Auslegungscharakteristik durch die Simulation gut abgebildet wird. Aufgrund der vereinfachten Annahmen erreicht der Wirkungsgrad in der Simulation einen höheren Wert als in der Messung zu erwarten ist. Insbesondere werden durch die Vereinfachungen nicht alle hydraulischen Verluste berücksichtigt. Da diese bei höheren Volumenströmen ansteigen, ist bei kleineren Volumenströmen mit einer Verschiebung des optimalen Wirkungsgrades zu rechnen . Ebenso ist von einem reduzierten Wirku

### 3.2. Ergebnisse – Modifikation

0 In Abbildung 8 ist zusätzlich die Messung der Kennlinien des Laufrades mit zwei Anströmkanten auf dem Prüfstand in Abhängigkeit von den Simulationsergebnissen sowie der Auslegungs-Drosselkurve dargestellt.

Die gemessenen Kennlinien zeigen um den Auslegungspunkt herum den gleichen Verlauf wie die Simulation. Insbesondere in Richtung kleinerer Durchflüsse vom Auslegungspunkt aus zeigen die simulierten und die gemessenen Drosselkurven einen nahezu identischen Verlauf.

Bei starker Teillast und Überlast weicht die gemessene Drosselkurve von der Auslegungsdrosselkurve ab. Die Auslegungsdrosselkurve stellt jedoch nur einen Trend dar und ist überwiegend für den Bereich des besten Wirkungsgrades anzunehmen.

Der maximale Wirkungsgrad des gemessenen Laufrades liegt etwa 5 % unter dem besten Wirkungsgrad der Simulation. Der Bestpunkt des Laufrades liegt somit bei einem Durchfluss von QBEP,0

Machine Translated by Google



mit einem Wirkungsgrad von ÿBEP,0 = 73,9 %. Diese Abweichung ist wiederum auf die vereinfachten Annahmen der Simulation zurückzuführen. Aus diesem BEP ergibt sich eine spezifische Drehzahl von nq,0 = 48, die unter Berücksichtigung der Randbedingungen für die spezifische Drehzahl eine gute Ausgangsbasis für den weiteren Prozess des Einlegens eines gedruckten Teils für CLE bietet.

Um einen Eindruck von der Verstopfungsanfälligkeit des Basislaufrades zu bekommen, wird für das Laufrad in der Modifikation 0 der Langzeitfunktionstest bei mittlerer Verschmutzung (L50) durchgeführt .

Das Laufrad verstopft mit einem Ergebnis von DLTF,0 = 0,32. Die Menge der aus dem Laufrad entfernten Feuchttücher entspricht am Ende des Tests 72 % der zugeführten Feuchttüchermenge. Die Verstopfung hat sich während des Tests an den Vorderkanten angesammelt und ist von dort aus gewachsen. Die Verstopfung im Inneren des Laufrades nach Ende des Langzeitfunktionstests ist in Abbildung 9 zu sehen.

Abbildung 9. Modifikation 0 – Verstopfung nach Langzeitfunktionstest (BEP, L50).

Diese Laufradgeometrie ist nicht in der Lage, die Feuchttücher auszuwerfen. Aufgrund der hohen Aufgrund der Verstopfungsanfälligkeit werden keine weiteren Prüfungen des Laufrades durchgeführt.

### 3.3. Ergebnisse – Optimierung

Modifikation 1: Für die erste Modifikation wird ein Druckteil für den CLE mit einer stark konvexen Form im Meridionalschnitt wie in Abbildung 2, Beispiel (A) dargestellt, verwendet, das dem Breitenverlauf der beiden Schaufeln folgt. Die Kennlinien der Modifikation 1 im Vergleich zur Modifikation 0 sind in Abbildung 10 dargestellt.

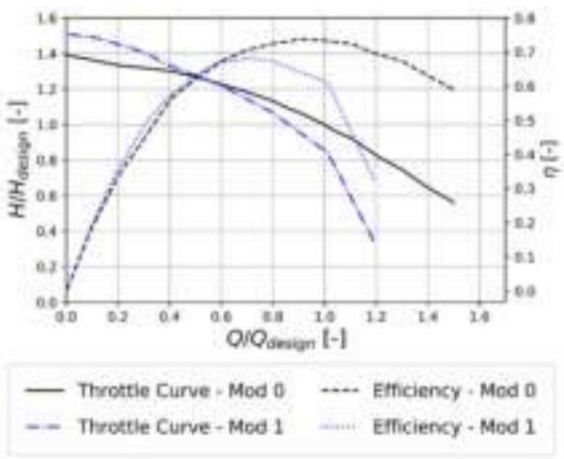



Abbildung 10. Modifikation 1 – charakteristische Kurven.

Die Kennlinien der Modifikation 1 zeigen, dass sich der Bestpunkt in Richtung kleinerer Durchfluss aufgrund der CLE. Der optimale Wirkungsgrad von ÿBEP,1 = 68,1 % wird bei einem Durchfluss von QBEP,1 = 0,7 erreicht. Die resultierende spezifische Drehzahl beträgt nq,1 = 37 und liegt damit innerhalb der angegebenen G

Machine Translated by Google



Der Langzeitfunktionstest mit geringer Verschmutzung (L25) am BEP zeigt ein schlechtes Verstopfungsergebnis mit einem DLTF,1 = 0,19, welches nicht ausreicht. Insgesamt werden 91% von 310 g zugeführter Feuchttücher aufgenommen. Eine Förderung der Tücher erscheint aufgrund dieses Ergebnisses des Langzeitfunktionstests nicht möglich.

Das Ergebnis des Langzeitfunktionstests lässt darauf schließen, dass eine Förderung der Feuchttücher nicht möglich ist, wenn viele Feuchttücher gleichzeitig im Laufrad ankommen und das Laufrad verstopft. Zudem ragt die konvexe Form des CLE so weit nach vorn in den Zulauf, dass die Tücher nicht über den Spalt zwischen Laufrad und Spiralgehäuse ausgetragen werden können, sobald die Verstopfung einen gewissen Grad erreicht hat.

In Abbildung 11 links ist zu sehen, dass sich die Ansammlung der Feuchttücher bis ins Saugrohr erstreckt. Sobald die Tücher auf dem CLE liegen und nicht weitergefördert werden, wächst die Verstopfung in Richtung Saugrohr. Eine Selbstreinigung des Laufrades ist in diesem Fall nicht mehr zu erwarten.

Abbildung 11. Modifikation 1 – Verstopfung nach Langzeitfunktionstest (BEP, L25) (links) und optische Untersuchungen (rechts).

Die optische Messung zeigt, inwieweit die Feuchttücher mit dem Laufrad interagieren. Die Untersuchung hat ergeben, dass einzelne Feuchttücher lose auf dem bedruckten Teil für den CLE liegen, aber innerhalb weniger Umdrehungen gefördert werden. Ein Screenshot aus der optischen Untersuchung ist in Abbildung 11 rechts zu sehen .

Für den Zulauf einzelner Feuchttücher weist das Laufrad, wie die Untersuchung gezeigt hat, ein geeignetes Freispülverhalten auf . Dennoch ist festzustellen, dass bei höheren Zulaufkonzentrationen an Feuchttüchern das Laufrad nicht mehr in der Lage ist, die Feuchttücher abz

Modifikation 2: Die zweite Modifikation verfügt über einen gedruckten Teil für die CLE, der eben und parallel zum Einlass der Pumpe ist, gemäß Form (B) in Abbildung 2. Dies soll verhindern, dass der Durchfluss aufgrund einer Drosselung auf der Saugseite im Einlassrohr aufgrund von Feuchttüchern abnimmt, wie dies bei Modifikation 1 zu sehen ist.

Betrachtet man die Kennlinien in Abbildung 12, so wird der maximale Wirkungsgrad von ÿBEP,2 = 69,1 % bei einem Volumenstrom von QBEP,2 = 0,7 erreicht. Das Laufrad erreicht damit eine spezifische Drehzahl von nq,2 = 35. Die Drosselkurve der Modifikation 2 zeigt ein ähnliches zur Modifikation 1.

Der Langzeitfunktionstest für die Modifikation 2 ergibt einen DLTF,2 = 0,43 für den BEP bei geringer Kontamination (L25). Insgesamt werden 64 % von 309 g gelieferter Feuchttücher aufgenommen, was eine deutliche Verbesserung der Verstopfung im Vergleich zur M

In Abbildung 13 sind auf der linken Seite die Verstopfungen im Laufradinneren nach Beendigung des Langzeitfunktionstests zu erkennen .

Im Gegensatz zur Modifikation 1 wachsen die Tücher nicht in das Saugrohr hinein und drosseln den Zulauf nicht. Das Laufrad scheint einen Sättigungsgrad zu haben, der, wenn er erreicht ist, keine weiteren Tücher mehr aufnehmen kann. Dies wird insbesondere dadurch deutlich, dass im Vergleich zur Modifikation 1 ein deutlich geringerer Anteil an feuchten Tüchern aufgenommen wird.

Machine Translated by Google



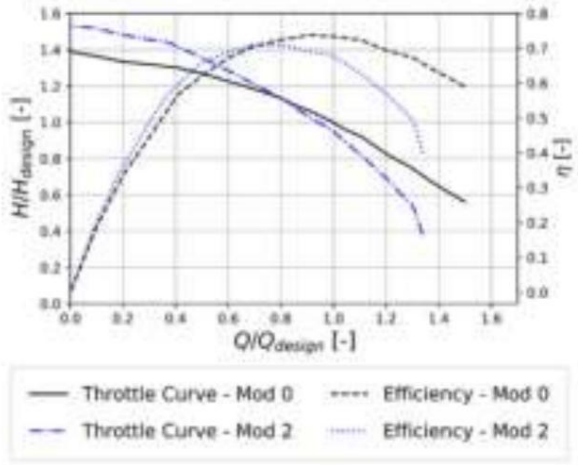



**Abbildung 12. Modifikation 2 – charakteristische Kurven.**

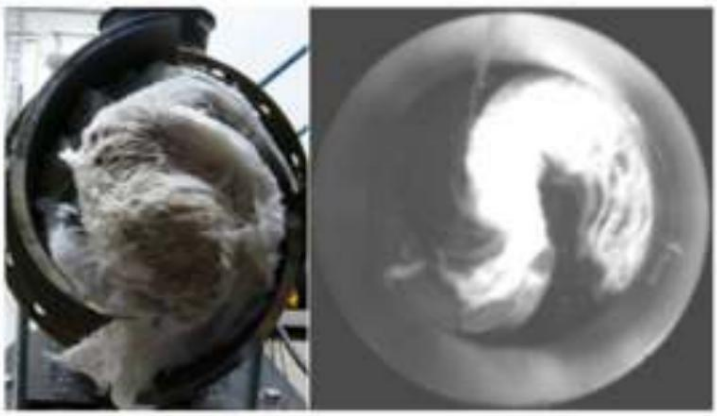


**Abbildung 13. Modifikation 2 – Verstopfung nach Langzeitfunktionstest (BEP, L25) (links) und optische Untersuchungen (rechts).**

**Mittels optischer Untersuchungen ist in Abbildung 13 auf der rechten Seite zu erkennen, dass die zentral angesaugten Feuchttücher analog zur Modifikation 1 auch auf die Mitte der CLE treffen und sich dort ansammeln. Zudem verstärkt sich die Verstopfung der CLE zwischen Versuchsbeginn und Versuchsende, was durch die optischen Untersuchungen festgestellt werden konnte. Die Geometrie des Laufrades ist nicht in der Lage die Feuchttücher auszuschleusen . Ebenso können die Feuchttücher nicht durch den Aufprall weiterer einlaufender Feuchttücher gelöst werden . Demnach ist auch diese flache Kontur nicht optimal zur Förderung von Feuchttüchern und neigt zum Verstopfen, auch wenn das Verstopfu**

**Insgesamt ist die Modifikation nicht in der Lage, Feuchttücher auch in geringen Konzentrationen zu fördern, auch wenn diese Modifikation eine geringere Sättigung der Feuchttücher zeigt und somit einen höheren DLTF besitzt.**

**Modifikation 3: Für die dritte Modifikation wird ein weiteres Druckteil gefertigt, welches die guten Fördereigenschaften der Modifikation 1 mit den Vorteilen der axialen Länge der Modifikation 2 hinsichtlich der maximal aufgenommenen Menge an Feuchtt**

**Die dritte Modifikation weist im Vergleich zur Modifikation 1 eine deutlich kleinere konvexe Form auf, um die axiale Länge zu reduzieren und die Fördereigenschaften beizubehalten. Analog zu den ersten beiden Modifikationen zeigt Abbildung 14 die Kennlinien der Modifikation 3.**

**Bei Modifikation 3 liegt der BEP wie bei den beiden anderen Modifikationen bei QBEP,3 = 0,7. Der beste Wirkungsgrad für diese Modifikation beträgt ÿBEP,3 = 64,5 %. Diese Modifikation führt zu einer spezifischen Drehzahl von nq,3 = 37.**

Machine Translated by Google



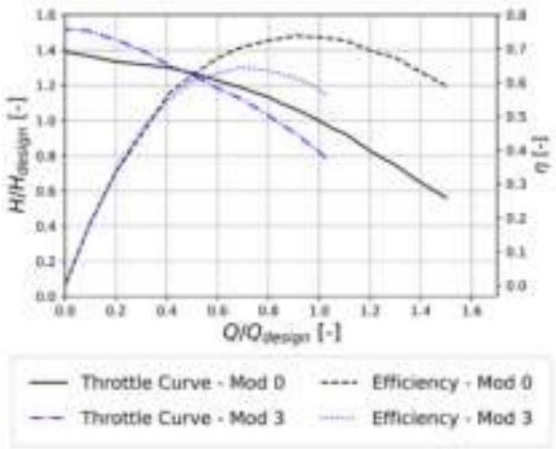



**Abbildung 14. Modifikation 3 – charakteristische Kurven.**

Es wird auch eine Langzeitfunktionsprüfung mit geringer Kontamination (L25) durchgeführt. für diese Modifikation. Das Laufrad erreichte einen DLTF,3 = 0,98. Am Ende der Messung hatte das Laufrad keine Feuchttücher von den 299 g aufgenommen. Das Die fehlenden 2% der DLTF sind gemäß Gleichung (2) ebenfalls auf leichte hydraulische Einbrüche während des Tests, die durch kurzzeitige Blockaden innerhalb des Tests aufgrund der Nässe entstehen. Tücher. Das Laufrad schafft es jedoch, die feuchten Tücher kontinuierlich auszustoßen.

Das Laufrad befördert die Feuchttücher kontinuierlich in die Kanäle über der Messzeitraum für diesen CLE-Typ.

Tabelle 3 zeigt die Ergebnisse der Langzeit-Funktionstests für alle neun Messaufbauten:

**Tabelle 3. Messergebnisse: DLTF für Modifikation 3 für drei Betriebspunkte.**

| Q/QBEP | L25 | L50 | L100 |
|---|---|---|---|
| 0,8 | 0,97 | 0,99 | 0,94 |
| 1,0 | 0,98 | 0,91 | 0,94 |
| 1,2 | 0,74 | 0,90 | 0,74 |

Es sind keine weiteren Änderungen erforderlich, da das Laufrad die geforderte Langzeitfunktionsleistung von 0,7 für alle Messpunkte und hat damit die bestes Verstopfungsverhalten aller Modifikationen.

### 3.4. Vergleich der Ergebnisse

Insgesamt zeigt die Optimierung eine deutliche Verbesserung der DLTF und damit der Verstopfungsanfälligkeit, wie in Abbildung 15 zu sehen ist.

Die Modifikation 0 zeigt ein schlechtes Verstopfungsergebnis für die mittlere Verschmutzung mit zwei Vorderkanten. Auch die erste Modifikation erzielt mit dem CLE ein unzureichendes Ergebnis im Langzeit-Funktionstest. Dies wird durch gezielte Veränderungen in der Geometrie durch die Erkennung der Schwachstellen mittels optischer Prüfungen sowie die Langzeit-Funktionstest.

Die zweite Modifikation zeigt noch immer eine hohe Anfälligkeit für Verstopfungen durch Feuchttücher, obwohl die DLTF stark verbessert wurde.

Durch erneute Optimierung auf Basis der Erkenntnisse aus den optischen Tests und dem Test Ergebnisse der beiden vorherigen Modifikationen wird eine Modifikation getestet, die eine verstopfungsfreie Ergebnis für die geringe Kontamination. Ebenso wird die geforderte DLTF von über 0,7 erreicht bei allen Verschmutzungen, im Bestpunkt, in der Teillast und bei Überlast.

Machine Translated by Google



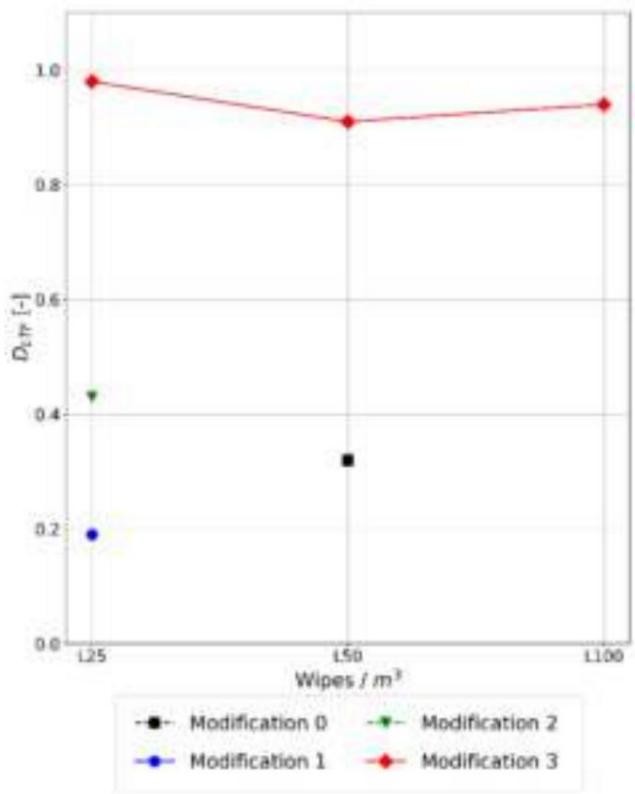



**Abbildung 15. Übersicht über DLTF für getestete Modifikationen für Q/QBEP = 1,0.**

#### 4. Schlussfolgerungen

**Der Einsatz von Simulationen für ein berechnetes Abwasserlaufrad in Kombination mit einem Prüfstand zur Prüfung der Verstopfungsanfälligkeit hat gezeigt, dass Laufräder für Abwasserpumpen nach bestimmten Kriterien ausgelegt und optimiert werden können. Besonders hervorzuheben ist dabei die Nutzung des optischen Zugangs, um gezielt auf die Wechselwirkung zwischen Feuchttüchern und Laufrad einzugehen und gezielte konstruktive Änderungen vorzunehmen.**

**Beiträge der Autoren: Konzeptualisierung, DB und PUT; Methodik, DB und PUT; Software, DB; Validierung, DB und PUT; formale Analyse, DB; Untersuchung, DB; Ressourcen, DB und PUT; Datenkuratierung, DB; Schreiben – Vorbereitung des Originalentwurfs, DB; Schreiben – Überprüfung und Bearbeitung, PUT;** Visualisierung, DB; Überwachung, PUT; Projektverwaltung, PUT. Alle Autoren haben **die veröffentlichte Version des Manuskripts gelesen und** stimmen ihr zu.

**Finanzierung: Diese Forschung erhielt keine externe Finanzierung.**

**Datenverfügbarkeitserklärung: Die in dieser Studie vorgestellten Daten sind auf Anfrage beim entsprechenden Autor erhältlich. Die Daten sind nicht öffentlich verfügbar, da es sich um standardisierte Daten handelt, die nur die Methodik zur Optimierung von Abwasserlaufrädern am Prüfstand im Allgemeinen unterstützen.**

**Interessenkonflikte: Die Autoren erklären, dass keine Interessenkonflikte vorliegen.**

### Verweise

1. Von Sperling, M. Abwassereigenschaften, -behandlung und -entsorgung; IWA Publishing: London, UK, 2007; Band 1.
2. Gerlach, S.; Thamsen, PU Reinigungssequenz gegen Verstopfungen – Eine quantitative Bewertung unter realen Betriebsbedingungen einer Abwasserpumpe. In Proceedings of the ASME 2017 Fluids Engineering Division Summer Meeting, Waikoloa, HI, USA, 31. Juli–3. August 2017.
3. Mitchell, R.-L. Ursachen, Auswirkungen und Lösungen von Betriebsproblemen in Abwassersystemen durch Vlies-Feuchttücher; Mensch und Buch Verlag: Berlin, Deutschland, 2019.
4. Gülich, J. Kreiselpumpen, 3. Aufl.; Springer: Berlin, Deutschland, 2008.
5. DIN EN ISO 9906:2013-03; Kreiselpumpen–Hydraulische Abnahmeprüfungen–Klassen 1, 2 und 3. Beuth Verlag: Berlin, Deutschland, 2013.

Machine Translated by Google



6. Pöhler, M. Experimentelle Entwicklung Eines standardisierten Abnahmeverfahrens für Abwasserpumpen; Mensch und Buch Verlag: Berlin, Deutschland, 2020.
7. Surek, D. Pumpen für Abwasser- und Kläranlagen: Auslegung und Praxisbeispiele; Springer: Berlin/Heidelberg, Deutschland, 2014.
Pfleiderer, C.; Petermann, H. Strömungsmaschinen, 7. Aufl.; Springer: Berlin/Heidelberg, Deutschland, 2006. 8.
9. Versteeg, HK; Malalasekera, W. Eine Einführung in die numerische Strömungsmechanik, 2. Auflage; Pearson Education Limited: Essex, Großbritannien, 2007.
10. Steffen, M.; Thamsen, PU Visualisierung der Wechselwirkung zwischen Impeller und Textil in einer Abwasserpumpe. In Proceedings of the Sommertreffen der Abteilung Fluids Engineering der ASME 2021, virtuell, 10.–12. August 2021.

Haftungsausschluss/Anmerkung des Herausgebers: Die in allen Veröffentlichungen enthaltenen Aussagen, Meinungen und Daten sind ausschließlich die der einzelnen Autoren und Mitwirkenden und nicht die von MDPI und/oder den Herausgebern. MDPI und/oder die Herausgeber lehnen jegliche Verantwortung für Personen- oder Sachschäden ab, die aus den im Inhalt erwähnten Ideen, Methoden, Anweisungen oder Produkten resultiere

Machine Translated by Google

Internationale Zeitschrift für
*Turbomaschinen*
*Antrieb und Leistung*

MDPI

Artikel

# Auswirkungen der Wirbelkavitation an der Düsenspitze auf das Strömungsfeld unter Kavitationsinstabilität

**Youngkuk Yoon und Seung Jin Song ***

**Fakultät für Maschinenbau, Seoul National University, Seoul 08826, Republik Korea; truesky1218@snu.ac.kr**
*** Korrespondenz: sjsong@snu.ac.kr**

**Zusammenfassung: Kavitationsinstabilitäten können in Turbopumpen-Inducern axiale und kreisförmige Vibrationen sowie Lärm verursachen . Zweck der vorliegenden Studie ist daher die Untersuchung des Mechanismus der Kavitationsinstabilität. Das Strömungsfeld in der Nähe der Vorderkante des zweiblättrigen Inducers unter wechselseitiger Schaufelkavitation wurde mithilfe der Particle Image Velocimetry (PIV) experimentell untersucht. Dabei zeigte sich, dass die Kavitation des Leckwirbels an der Spitze die Strömung in Richtung ihres Kollapsgebiets zieht und eine negative Änderung des Anstellwinkels zum benachbarten Schaufelblatt bewirkt. Zudem wurde diese Schaufel-zu-Schaufel-Interaktion als Hauptursache für wechselseitige Schaufelkavitation identifiziert. Des Weiteren konnte nachgewiesen werden, dass diese Schaufel-zu-Schaufel-Interaktion am stärksten ist, wenn der Hohlraumkollaps im Inducer-Engpassbereich auftritt, wo sich die Vorderkante des folgenden Schaufelblatts befindet.**

**Schlüsselwörter: Turbopumpen-Inducer; Kavitationsinstabilität; Particle Image Velocimetry (PIV)**

## 1. Einleitung

Kavitationsinstabilitäten eines Inducers können starken Lärm und Vibrationen verursachen und so zum Ausfall des Antriebssystems führen. Daher wurde ihren Typen und ihrer Identifizierung große Aufmerksamkeit gewidmet. So beobachteten Tsujimoto et al. [1] verschiedene Kavitationsinstabilitäten , die in einem dreiblättrigen Inducer auftraten, und kategorisierten sie in lokale Instabilitäten wie supersynchrone rotierende Kavitation und globale Instabilitäten wie Kavitationsstöße . Ebenso beobachteten Cervone et al. [2] experimentell eine Kavitationsinstabilität namens alternierende Schaufelkavitation in einem zweiblättrigen Inducer. Diese verschiedenen Kavitationsinstabilitäten weisen verschiedene Frequenz- und Raummoduseigenschaften auf, die sich mithilfe von Fourier-Transformation und Messungen des instationären Umfangsdrucks identifizieren lassen.

Es wurden verschiedene analytische Modelle vorgeschlagen, um Kavitationsinstabilitäten vorherzusagen und ihren Mechanismus zu analysieren. Tsujimoto et al. [3] verwendeten eine Aktuatorscheibenmethode zur Vorhersage rotierender Kavitation, bei der quasistationäre konzentrierte Parameter wie Massenstromverstärkungsfaktor und Kavitationsnachgiebigkeit eingeführt wurden. Die Studie zeigte, dass der Massenstromverstärkungsfaktor eine Schlüsselrolle bei der Kavitationsinstabilität spielt. In ähnlicher Weise führten Watanabe et al. [4] und Horiguchi et al. [5] Stabilitätsanalysen mithilfe der Singularitätsmethode durch und sagten verschiedene Kavitationsinstabi
Diese Methoden können jedoch die 3D-Natur der Induktor-Kavitation, die hauptsächlich aus Spitzenleckwirbelkavitation (TLVC) besteht, nicht angemessen widerspiegeln. Frühere Studien zeigten, dass TLVC eine hochkomplexe 3D-Struktur mit starken Turbulenzen aufweist, anstatt einer quasi-stationären Eigenschaft mit glänzenden Oberflächen, die in 2D-blattartigen Hohlräumen zu beobachten ist. Cheng et al. [6] deuteten an, dass die Entwicklung von TLVC die Wirbelstärke und die kinetische Energieverteilung der Turbulenzen im Strömungsfeld erheblich verändern würde; aufgrund der komplexen Strömungsmerkmale gibt es jedoch noch immer keine einfache Möglichkeit, TLVC zu steuern. Außerdem führten Cheng et al. [7] eine Large Eddy Simulation (LES) durch und zeigten, dass die große Menge turbulenter kinetischer Energie um die TLVC-Region herum durch die Interaktion zwischen drei verschiedenen Wirbelstrukturen (Spitzenleckwirbel, Spitzenablösungswirbel und induzierter Wirbel) erzeugt wird.

check for updates

**Zitat: Yoon, Y.; Song, SJ Auswirkungen von Wirbelkavitation an der Düsenspitze auf Strömungsfeld unter Kavitation Instabilität.** Int. J. Turbomach. Propuls. Power **2023, 8, 17. https://doi.org/ 10.3390/ ijtpp8020017**

**Wissenschaftliche Herausgeber: János Gábor Vad, Csaba Horváth und Tamás Benedek**

**Erhalten: 13. Februar 2023**
**Überarbeitet: 18. April 2023**
**Akzeptiert: 4. Mai 2023**
**Veröffentlicht: 1. Juni 2023**

**Copyright: © 2023 bei den Autoren. Lizenznehmer MDPI, Basel, Schweiz.**
**Dieser Artikel ist ein Open Access-Artikel, der unter den Bedingungen und Bedingungen der Creative Commons Namensnennungs-Lizenz (CC BY-NC-ND) (https:// creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/ ).**

Machine Translated by Google



**Daher wurden 3D-numerische Ansätze und Experimente durchgeführt, um den Mechanismus der Kavitationsinstabilität zu untersuchen. So führten Kang et al. [8] 3D-numerische Simulationen durch, die zeigten, dass Kavitationsinstabilitäten auftreten, wenn die Kavitation an einer Schaufel mit der Vorderkante der benachbarten Schaufel interagiert. Darüber hinaus führten** Kim und Song **[9] eine experimentelle Untersuchung zur rotierenden Kavitation durch und zeigten, dass Kavitation die Inzidenz der folgenden Schaufel mithilfe von Particle Image Velocimetry (PIV) und Hochgeschwindigkeitsvisualisierung verringert . Obwohl diese Studien den Mechanismus der Schaufel-zu-Schaufel-Interaktion für Kavitationsinstabilität vorschlugen ,** wurden in **der Forschung nur einige ausgewählte Fälle untersucht .**

**Daher untersucht die vorliegende Forschung die Wechselwirkung zwischen der Kavität und dem Strömungsfeld unter verschiedenen Betriebsbedingungen für einen Zweiblatt-Induktor und verwendet PIV, um die Änderung des Geschwindigkeitsfelds um die Vorderkante des Blattes zu quantifizieren. Darüber hinaus zielt die Studie darauf ab, die Wechselwirkung zwischen den Blättern bei abwechselnder Blattkavitation zu analysieren.**

## 2. Versuchsaufbau Die

**Versuche wurden im Seoul National University Water Tunnel (SNU-WT) durchgeführt, wie in Abbildung 1 schematisch dargestellt. Der SNU-WT besteht aus einem Wassertank, einem elektrischen Heizgerät, einem Durchflussmesser, einer Druckerhöhungspumpe, einem Regelventil und einem Induktor-Testabschnitt, der die unabhängige Steuerung des Durchflusskoeffizienten und der Kavitationszahl ermöglicht. Um zu verhindern, dass Partikel größer als 1 Mikron in die Testanlage gelangen, wurde außerdem eine Filterkammer eingebaut. Eine detaillierte Beschreibung der Anlage finden Sie bei Kim und Song [9].**

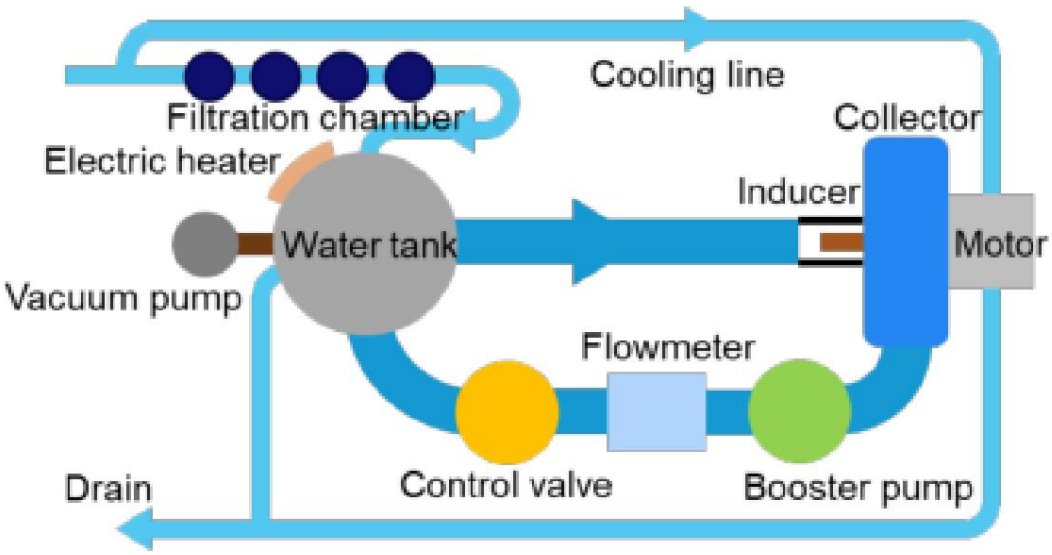



**Abbildung 1. Schematische Darstellung des Wassertunnels der Seoul National University.**

**Um die Kavitationszahl zu bestimmen und Kavitationsinstabilität zu identifizieren, wurden sowohl stationäre als auch instationäre Druckmessungen durchgeführt. Vier pneumatische Drucksensoren (Druck PMP 5073) wurden am Einlass und Auslass des Induktors montiert, während fünf instationäre Druckwandler (Kulite HKM-375) bündig am Einlassgehäuse des Induktors angebracht wurden. Darüber hinaus wurde für die PIV-Messung das Induktorgehäuse aus transparentem Acryl hergestellt. Das Strömungsfeld wurde mit einem Litron L 200-15 PIV-Laser und einer Phantom v2640-Kamera gemessen.**

**In der vorliegenden Studie wurde ein zweiblättriger Inducer (Abbildung 2) untersucht. Einzelheiten zum Inducer finden sich in [10]. Alle Experimente wurden unter dem Auslegungsdurchflusskoeffizienten durchgeführt , und die Kavitationszahl wurde schrittweise vom nichtkavitierenden Zustand in einen nahezu superkavitierenden Zustand reduziert, was zu starker ab**

Machine Translated by Google

**Abbildung 2. Geometrie des Testinduktors.**

### 3. Versuchsergebnisse und Diskussion

**Um die Wechselwirkung zwischen den Schaufelblättern zu quantifizieren, wurde das Strömungsfeld nahe der Schaufelvorderkante unter kavitationsfreien Bedingungen ermittelt und über einen Bereich von Interesse gemittelt, wie in Abbildung 3 dargestellt.**

**Das Hintergrundbild in Abbildung 3 ist ein Rohbild, das unter Dauerlicht mit einer Hochgeschwindigkeitskamera aufgenommen wurde. Unter gepulster Laserbeleuchtung wurden überlappende Partikelbilder aufgenommen , und die resultierenden Geschwindigkeitsvektoren sind grün dargestellt. Das rot gepunktete Kästchen zeigt den Bereich an, über den die Geschwindigkeitsvektoren gemittelt wurden, um den mittleren Geschwindigkeitsvektor in der Nähe der Schaufelvorderkante zu bestimmen.**

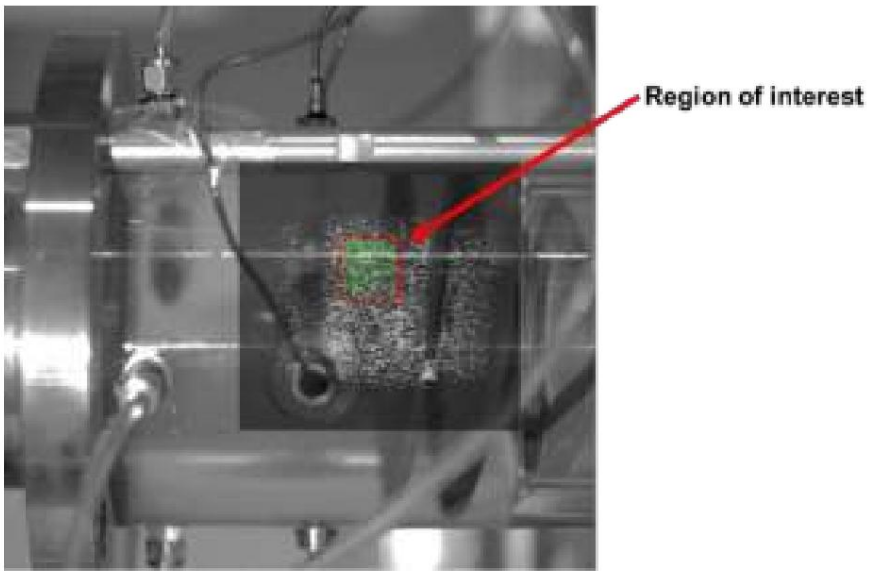



**Abbildung 3. PIV-Region von Interesse.**

**Unter Kavitationsbedingungen wurde die gleiche Berechnung durchgeführt und die Differenz zwischen den mittleren Geschwindigkeitsvektoren ermittelt. Bei abwechselnder Schaufelkavitation wurden die Vorderkanten der beiden Schaufeln aufgrund der Asymmetrie der Kavit**

**Schließlich wurden diese Geschwindigkeitsunterschiede in Änderungen des Anstellwinkels im rotierenden Rahmen,** ÿÿ, umgewandelt.

**In der vorliegenden Studie ist der Anstellwinkel ( ÿ1 ) wird** **Studie ist der Anstellwinkel ( ÿ1 ) wird** **lung zwischen den Schaufelblättern darzustellen. ÿÿ ÿÿ (In dieser der Schaufelwinkel (ÿ1) aufgrund des kleinen ÿÿ ÿ1 Wölbungswinkels der Induktorschaufel klein ; der ÿ1 ÿ ÿ1 ÿ ÿ1 ÿ

Machine Translated by Google



**In dieser Studie wurde das Auftreten von abwechselnder Schaufelkavitation anhand von instationären Druckmessungen am Einlass des Inducergehäuses untersucht. In einem Abstand von 0,15** D **vor der Vorderkante der Inducerspitze (wobei** D **der Durchmesser des Inducergehäuses ist) wurde ein instationärer Druckwandler bündig montiert und die Daten mit 2000 Abtastungen pro Sekunde abgetastet. Als die Kavitationszahl während des Experiments abnahm, wurde das instationäre Drucksignal, dessen Gleichstromkomponente herausgefiltert wurde, einer Fourier-Transformation unterzogen, um die abwechselnde Schaufelkavitation zu untersuchen. Die Ergebnisse der Fourier-Transformation sind in den Abbildungen 4 und 5 für Kavitation gleicher Länge bzw. abwechselnde Schaufelkavitation dargestellt. In beiden Fällen wurde aufgrund der Schaufeldurchgangsfrequenz des zweiblättrigen Inducers ein Peak bei einer normalisierten Frequenz von 2 beobachtet. Wenn das System jedoch einer abwechselnden Schaufelkavitation ausgesetzt war, wie in Abbildung 5 gezeigt, wurde aufgrund der Asymmetrie der abwechselnden Schaufelk**

**Abbildung 6 zeigt visuell die Asymmetrie der Hohlraumbildung bei abwechselnder Schaufelkavitation , wobei sich sowohl lange als auch kurze Hohlräume auf verschiedenen Schaufelblättern bilden, die ein asymmetrisches Muster bilden, das im rotierenden Rahmen stationär bleibt. Daher wurde der Peak bei einer normalisierten Frequenz von 1 verwendet, um zu beurteilen, ob die abwechselnde Schaufelkavitation auftrat, und seine Größe stellte die Stärke der Instabilität dar. Im Experiment** zeigten **sowohl die Größe des Fourier-Koeffizienten als auch die Differenz zwischen den beiden Hohlraumlängen den gleichen Trend und wurden daher beide verwendet, um die Größe der abwechselnden Schaufelkavitation darzustellen.**

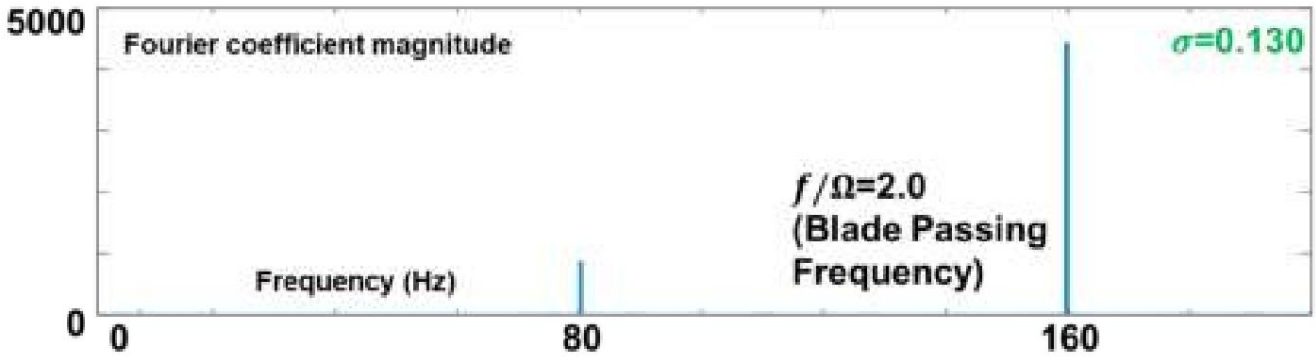



**Abbildung 4. Typische Frequenzverläufe bei gleichlanger Kavitation.**

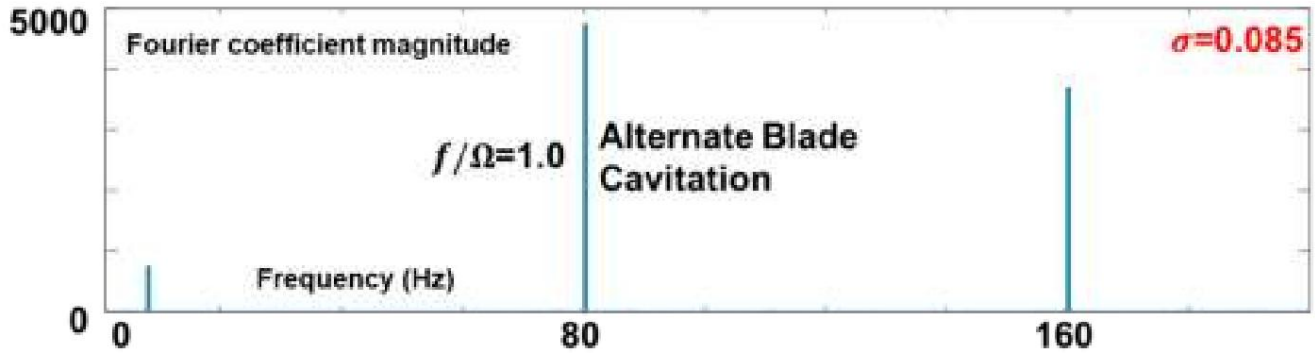



**Abbildung 5. Typische Frequenzverläufe bei Kavitation mit abwechselnden Schaufeln eines Zweiblatt-Induktors.**

**Abbildung 6 zeigt auch die 3D-Natur der Kavität am aktuellen Induktor. Aufgrund der nach hinten gepfeilten Vorderkante des Induktors wird die 2D-Blattkavität im Nabenbereich unterdrückt, und der größte Teil der Kavität entsteht im Spitzenbereich. Im Spitzenbereich treibt der Druckunterschied zwischen der Druck- und der Saugseite der Schaufel die Flüssigkeit durch den Spitzenspalt. Diese Spitzenspaltströmung erzeugt eine Scherschicht mit der Hauptströmung und folglich wird ein Wirbel erzeugt (Spitzenspaltwirbel). Während im Wirbelkern ein Niederdruckbereich entsteht, tritt Kavitation im Inneren des Wirbels auf (TLVC). Darüber hinaus zeigt TLVC aufgrund der großen turbulenten kinetischen Energie am Wirbel ein stark intermittierendes Verhalten.**

Machine Translated by Google



**Wirbelbereich [5,6]. Statt einer glänzenden Oberfläche wird bei der Hochgeschwindigkeitsvisualisierung also eine blasenbehaftete Oberfläche als heller Bereich beobachtet. Kavitation im Spitzenablösungswirbelbereich, der auf der rechten Seite von Abbildung 6** dargestellt ist , **weist weiter darauf hin, dass die Spitzenspaltströmung die Hauptquelle der Kavitation für den Testinduktor ist.**

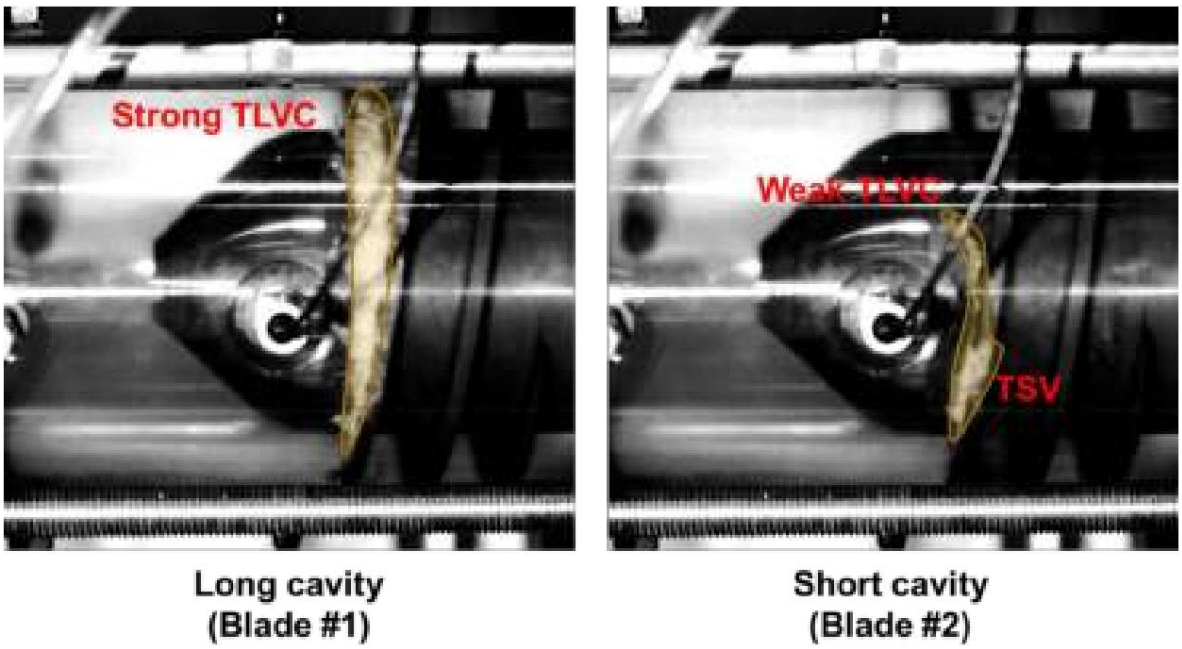



**Abbildung 6. Visualisierung abwechselnder Schaufelkavitation.**

**Aufgrund der starken axialen Strömung, die durch den kollabierenden Hohlraum verursacht wird,** hat ÿÿ **ein negatives Vorzeichen** yy **in den meisten Situationen. Abbildungen 7–9 zeigen die Strömungsfeld-Vektordiagramme im interessierenden PIV-Bereich unter nichtkavitierenden Bedingungen und abwechselnder Schaufelkavitation. Die x-Achse und die y-Achse der Vektordiagramme sind mit der Breite und Höhe des interessierenden Bereichs normalisiert (siehe Abbildung 3). Somit entspricht das durch die Koordinaten (0,0) und (1,1) definierte Quadrat dem gesamten interessierenden Bereich. In Abbildung 8 und 9 sind sowohl Schaufel 1 als auch 2 dargestellt, um die Wirkung der größeren und kleineren Hohlräume zu vergleichen. In Abbildung 7 ist zu sehen, dass sich aufgrund des ungünstigen Druckgradienten d In Abbildung 8 entwickelt sich eine ähnliche Strömungsstruktur nahe der Vorderkante von Schaufelblatt 1 (die Schaufelblätter sind mit 1 und 2 nummeriert, entsprechend dem Schaufelblatt mit größerem bzw. kleinerem Hohlraum bei abwechselnder Schaufelkavitation). Daher ist der kleinere Hohlraum, der an Schaufelblatt 2 induziert wird, nicht ausreichend entwickelt, um mit der Vorderkante des folgenden Schaufelblat**

**Wie in Abbildung 9 dargestellt, entsteht jedoch an der Vorderkante von Schaufelblatt 2 eine starke Axialströmung. Dies ist eine Folge des Hohlraumkollapses, der nahe der Vorderkante von Schaufelblatt 2 auftritt. Der an Schaufelblatt 1 entstandene Hohlraum ist groß genug, um mit der Vorderkante der folgenden Schaufel zu interagieren . Daher kollabiert er aufgrund des hohen Drucks im Engstellenbereich und zieht die umgebende Flüssigkeit mit, wodurch eine starke Axialströmung entsteht. Diese Axialströmung verringert den Anstellwinkel der folgenden Schaufel und verhindert die Hohlraur**

**Das Vorhandensein einer kritischen Hohlraumlänge, die eine Interaktion des Hohlraums mit der Vorderkante des folgenden Schaufelblatts ermöglicht, kann auch in den frühen Stadien der Hohlraumentwicklung bestätigt werden . Bei Kavitationszahlen von 0,130 und 0,115 beträgt die normalisierte Hohlraumlänge** weniger als 0,5, und der Hohlraum entwickelt sich in Form einer Kavitation gleicher Länge ( an **beiden Schaufelblättern entwickelt sich derselbe Hohlraum ).** Die Abbildungen **10 und 11 veransch Es ist ersichtlich, dass die Hohlräume nicht groß genug sind, um die Vorderkante des folgenden Blattes zu erreichen , und dass sie keinen Einfluss auf den Anstellwinkel haben. In Bezug auf das folgende Blatt sind diese Hohlräume dieselben wie im nichtkavitierenden Zustand.**

Machine Translated by Google



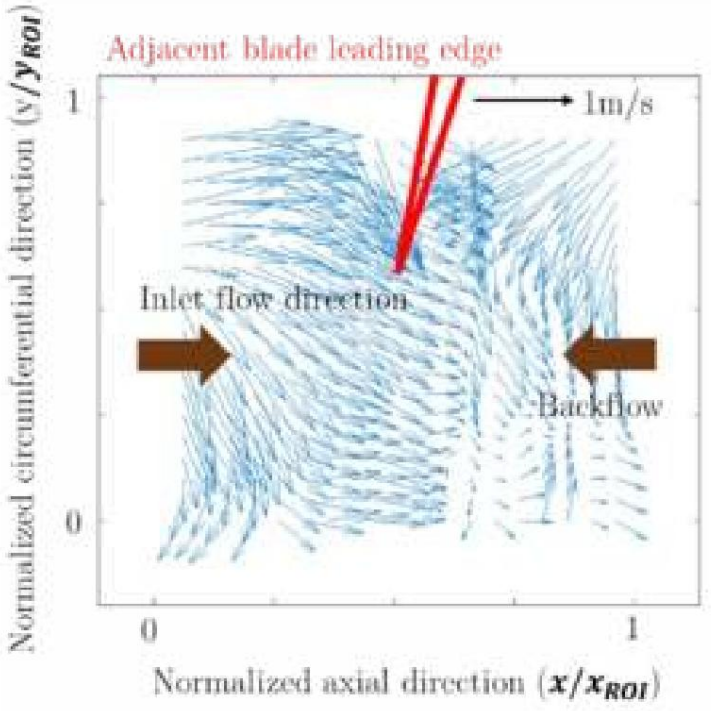



**Abbildung 7. Strömungsfeld in der Nähe der Schaufelvorderkante unter kavitationsfreien Bedingungen.**

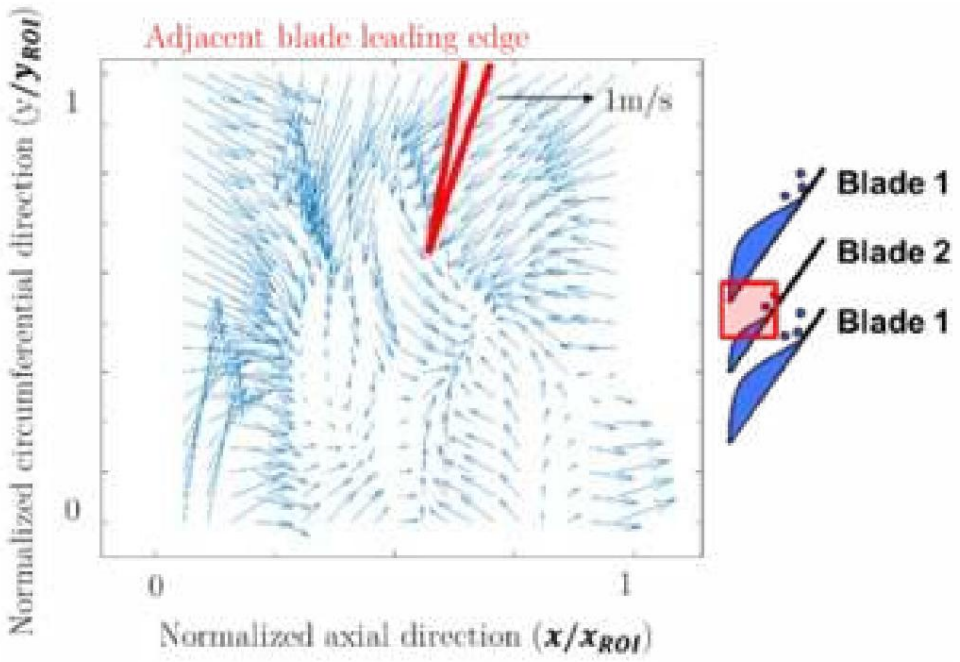



**Abbildung 8. Strömungsfeld in der Nähe der Vorderkante von Schaufelblatt 1 während abwechselnder Schaufelkavitation.**

Machine Translated by Google



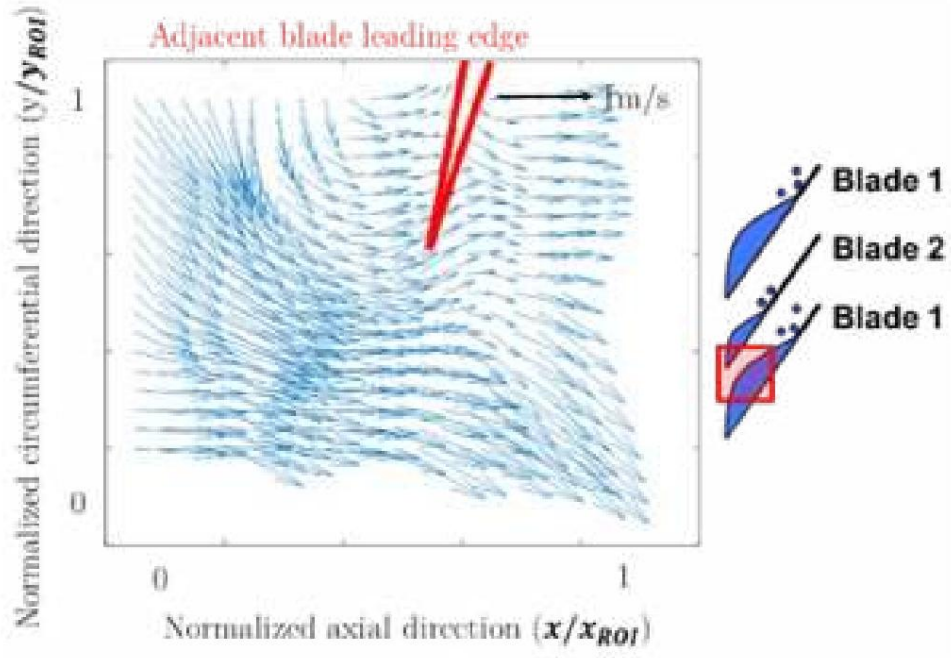



**Abbildung 9. Strömungsfeld in der Nähe der Vorderkante von Schaufelblatt 2 während abwechselnder Schaufelkavitation.**

**Abbildung 12 fasst die Versuchsergebnisse bei verschiedenen Kavitationszahlen zusammen, die wie folgt definiert sind:**

$$\dot{y} = \frac{\text{Pinlet } \ddot{y} \text{ pv } 1\,2}{-\ddot{y}U2_{Tipp}}. \quad (1)$$

**Die Ordinate von Abbildung 12 ist die normalisierte Hohlraumlänge, also die Länge des Hohlraums geteilt durch die Länge der Induktor-Halssehne, wie in der rechten Einfügung von Abbildung 12** dargestellt. **Wenn die Kavitationszahl unter 0,110 fällt, gabelt sich die Hohlraumlängengrafik, und der maximale Unterschied tritt bei ungefähr** $\ddot{y}$ **= 0,085 auf. Die rote Linie stellt die längere Hohlraumlänge dar, während die blaue Linie die kürzere darstellt. Abbildung 12 zeigt , dass nach dem Einsetzen der abwechselnden Schaufelkavitation die Größe (oder der Unterschied zwischen den beiden Hohlraumlängen) zunimmt, bis sie eine bestimmte Kavitationszahl erreicht, wonach sie wieder zu sinken beginnt.**

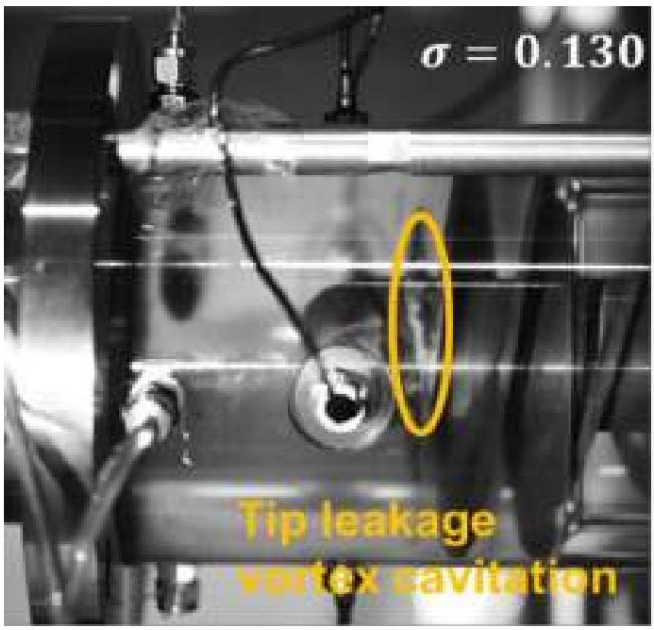
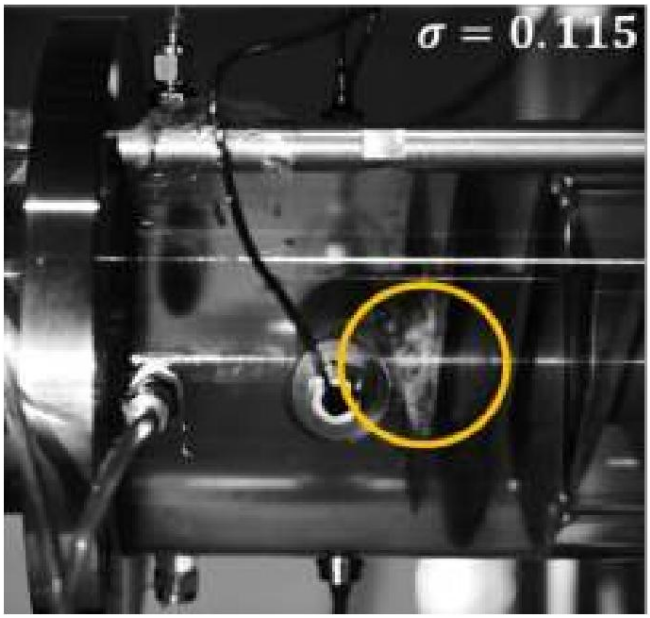



**Abbildung 10. Hochgeschwindigkeitsvisualisierung des Hohlraums bei** $\ddot{y}$ **= 0,130.** = 0,130

Machine Translated by Google



= 0,130




= 0,115

**Abbildung 11. Hochgeschwindigkeitsvisualisierung der Kavität bei ÿ = 0,115.**

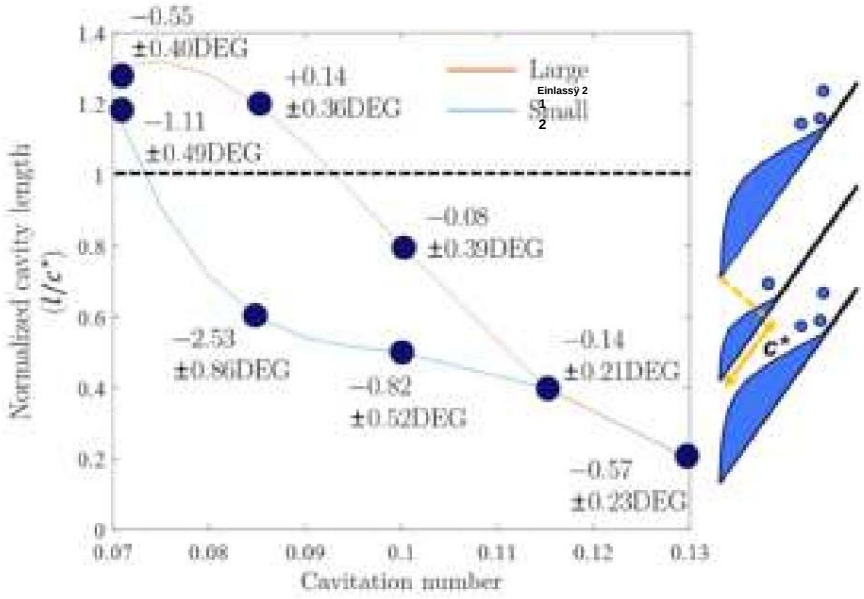



**Abbildung 12. Hohlraumlänge und Änderung des Einfallswinkels bei verschiedenen Kavitationszahlen.**

**Die dunkelblauen Punkte und Beschriftungen in Abbildung 12** stellen ÿÿs **bei der gegebenen Kavitationszahl** und Schaufel **dar . Die abwechselnde Schaufelkavitation wird durch einen ungleichmäßigen Anstellwinkel jeder Schaufel verursacht, wie in den Abbildungen 8 und 9 gezeigt. Der Hohlraum auf dem roten Zweig ist groß genug, um mit der Vorderkante der folgenden Schaufel zu interagieren, und er induziert eine starke Axialströmung, was zu einer Verringerung des Anstellwinkels der folgenden Schaufel führt. Infolgedessen verringert sich die Schaufelbelastung der folgenden Schaufel (blauer Zweig) und das Ausmaß der Leckwirbelkavitation an der Schaufelspitze (TLVC) nimmt ebenfalls ab. Die gemessenen** *ÿÿs* **bei verschiedenen Kavitationszahlen können die sich ändernde Stärke der abwechselnden Schaufelkavitation erklären, wie auch von Huang et al. [11] beobachtet. Die abwechselnde Schaufelkavitation erreicht ihre maximale Stärke, wenn die normalisierte Länge des größeren Hohlraums etwa 1 beträgt. Die Verringerung des Anstellwinkels aufgrund des größeren Hohlraums wird vor und nach diesem Punkt ý , wobei C′ Ist geringer. Daher kann man schlussfolgern, dass die Größe von** *ÿÿ* **am höchsten ist, wenn die normalisierte Hohlraumlänge nahe bei 1 liegt** (l ÿ c **die Sehnenlänge zwischen der Vorderkante der Schaufel**

Machine Translated by Google



**von** *ÿÿ* **und die abwechselnde Schaufelkavitation, bis die Hohlraumlänge c erreicht.** **Sobald der Hohlraum Die Länge c erreicht** *ÿÿ* **und die** abwechselnde **Schaufelkavitation beginnen abzunehmen.**

**Physikalisch lässt sich das maximierte** *ÿÿ* **bei** l ÿ c **durch die Position des Hohlraumkollapses erklären. Wenn die Hohlraumblase an der TLVC-Hinterkante kollabiert, verursacht dies eine große Axialströmung und verringert den Anstellwinkel des folgenden Blattes. Laut Kang et al. [8] spielt die Position der TLVC-Hinterkante eine Schlüsselrolle. Wenn also die Position des Hohlraumkollapses mit der Vorderkante des folgenden Blattes zusammenfällt,** wird *ÿÿ* maximiert und die Kavitation des abwechselnden Blattes wird am stärksten. Dies ist **in den Abbildungen 13 und 14 deutlicher zu erkennen. Abbildung 13 zeigt einen größeren Hohlraum bei** *ÿ* **= 0,085 und Abbildung 14 zeigt einen größeren Hohlraum bei** *ÿ* **= 0,070. Bei** *ÿ* **= 0,085 kollabieren die meisten Hohlräume nahe der Vorderkante des folgenden Blattes. Bei** *ÿ* **= 0,070 jedoch dehnt sich der TLVC weiter aus, bis l/c ÿ = 1,3, und es kollabieren viel weniger Hohlräume in der Nähe der Vorderkante der folgenden Schaufel. Dies verringert die induzierte Axialströmung und verringert demer**

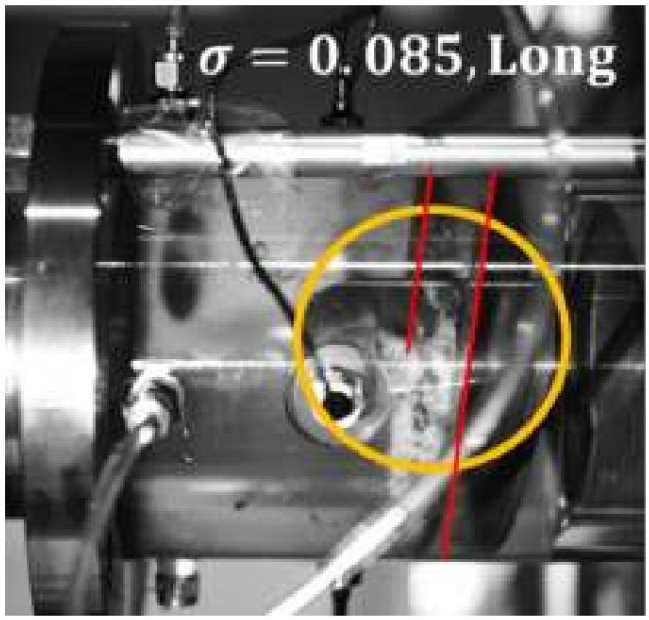



**Abbildung 13. Visualisierung des Hohlraums bei** *ÿ* **= 0,085.**

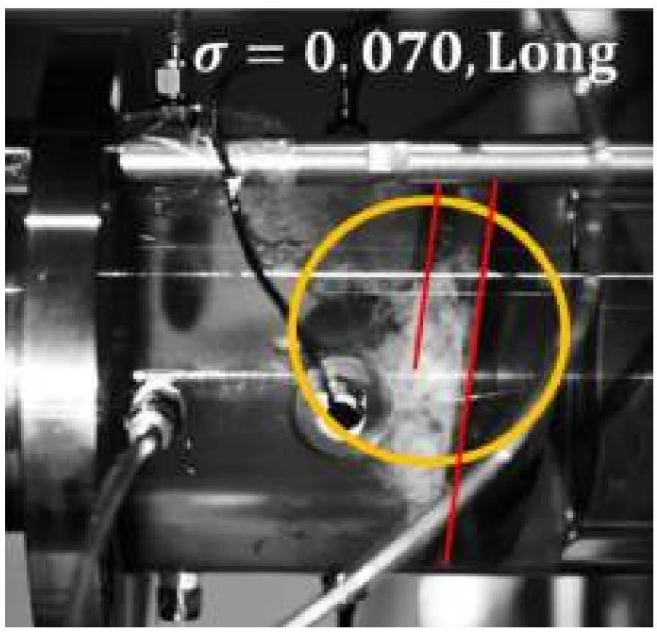



**Abbildung 14. Visualisierung des Hohlraums bei** *ÿ* **= 0,070.**

Machine Translated by Google



#### 4. Zusammenfassung und Schlussfolgerungen

**Zusammenfassend untersucht diese Studie die Beziehung zwischen Hohlraum und dessen Wechselwirkung mit der folgenden Schaufel in einem zweiblättrigen Induktor. Die Studie verwendet experimentelle Techniken wie PIV und Hochgeschwindigkeitsvisualisierung des Hohlraums, um die Wechselwirkung und ihre Auswirkungen auf das TLVC-Ausmaß der folgenden Schaufel zu quantifizieren. Die Ergebnisse zeigen, dass der Hohlraumkollaps die Häufigkeit der folgenden Schaufel verringert, was zu einer Kavitation der abwechselnden Schaufel führt . Die Studie erklärt weiter, dass das maximale Ausmaß der Kavitation der abwechselnden Schaufel** auftritt, wenn die normalisierte Hohlraumlänge etwa 1 beträgt und der Hohlraum in der Nähe der **Vorderkante der folgenden Schaufel kollabiert .**

**Beiträge der Autoren: Konzeptualisierung, YY und SJS; Methodik, YY; Software, YY; Validierung , YY; Formale Analyse, YY; Untersuchung, YY; Ressourcen, SJS; Datenkuratierung, YY; Schreiben – Vorbereitung des Originalentwurfs, YY; Schreiben – Überprüfung und Bearbeitung, YY und SJS; Visualisierung, YY; Überwachung, SJS; Projektverwaltung, SJS; Mittelbeschaffung, SJS. Alle Autoren haben die veröffentlichte Version des Manuskripts gelesen und stimmen ihr zu.**

**Finanzierung: Diese Forschung erhielt keine externe Finanzierung.**

**Erklärung des Institutional Review Board: Nicht zutreffend.**

**Einverständniserklärung: Nicht zutreffend.**

**Datenverfügbarkeitserklärung: Nicht zutreffend.**

**Danksagungen: Diese Arbeit wurde vom BK21+-Programm und dem Seoul National University Institute of Advanced Machines and Design (SNU-IAMD) unterstützt.**

**Interessenkonflikte: Die Autoren erklären, dass keine Interessenkonflikte vorliegen.**

## Verweise


1. **Tsujimoto, Y.; Yoshida, Y.; Maekawa, Y.; Watanabe, S.; Hashimoto, T. Beobachtung der oszillierenden Kavitation eines Inducers.** J. Fluids Eng. Trans. ASME **1997,** 119, **775–781. [CrossRef]**
2. **Cervone, A.; Bramanti, C.; Rapposelli, E.; Torre, L.; d'Agostino, L. Experimentelle Charakterisierung von Kavitationsinstabilitäten in einem Axial-Inducer mit zwei Blättern.** J. Propuls. Power **2006,** 22, **1389–1395. [CrossRef]**
3. **Tsujimoto, Y.; Kamijo, K.; Yoshida, Y. Eine theoretische Analyse der rotierenden Kavitation in Inducern.** J. Fluids Eng. Trans. ASME **1993,** 115, **135–141. [CrossRef]**
4. **Watanabe, S.; Sato, K.; Tsujimoto, Y.; Kamijo, K. Analyse der rotierenden Kavitation in einer Kaskade mit endlicher Steigung unter Verwendung eines geschlossenen Hohlraums Modell und eine Singularitätsmethode.** J. Fluids Eng. Trans. ASME **1999,** 121, **834–840. [CrossRef]**
5. **Horiguchi, H.; Watanabe, S.; Tsujimoto, Y. Eine lineare Stabilitätsanalyse der Kavitation in einem Impeller mit begrenzter Schaufelzahl.** J. Fluids Eng. Übers. ASME **2000,** 122, **798–805. [CrossRef]**
6. **Cheng, H.; Ji, B.; Long, X.; Huai, W.; Farhat, M. Eine Übersicht über Kavitation in der Spitzenleckströmung und ihre Kontrolle.** J. Hydrodyn. **2021,** 33, **226–242. [CrossRef]**
7. **Cheng, H.; Bai, X.; Long, X.; Ji, B.; Peng, X. Large Eddy Simulation der Tip-Leakage Kavitationsströmung mit Einblicken in Kavitation beeinflusst Wirbelstärke und Turbulenz.** Appl. Math. Model. **2020,** 77, **788–809. [CrossRef]**
8. **Kang, D.; Yonezawa, K.; Horiguchi, H.; Kawata, Y.; Tsujimoto, Y. Ursache von Kavitationsinstabilitäten in dreidimensionalen Inducern.** Int. J. Fluid Mach. Syst. **2009, 2, 206–214. [CrossRef]**
9. **Kim, J.; Song, SJ Visualisierung des rotierenden Kavitationsoszillationsmechanismus in einem Turbopumpeninducer.** J. Fluids Eng. Trans. ASME **2019,** 141, **091103. [CrossRef]**
10. **Yoon, Y.; Kim, J.; Song, SJ Identifizierung von Induktor-Kavitationsinstabilitäten mittels Hochgeschwindigkeitsvisualisierung.** Exp. Therm. Fluid Sci **2022,** 132, **110548. [CrossRef]**
11. **Huang, J.-D.; Aoki, M.; Zhang, J.-T. Abwechselnde Schaufelkavitation am Inducer.** JSME Int. J. Ser. B Fluids Therm. Eng. **1998,** 41, **1–6. [Querverweis]**


**Haftungsausschluss/Anmerkung des Herausgebers: Die in allen Veröffentlichungen enthaltenen Aussagen, Meinungen und Daten sind ausschließlich die der einzelnen Autoren und Mitwirkenden und nicht die von MDPI und/oder den Herausgebern. MDPI und/oder die Herausgeber lehnen jegliche Verantwortung für Personen- oder Sachschäden ab, die aus den im Inhalt erwähnten Ideen, Methoden, Anweisungen oder Produkten resultieren.**

Machine Translated by Google

Internationale Zeitschrift für
*Turbomaschinen*
*Antrieb und Leistung*

MDPI

Rezension

# Fortschrittliche Gasturbinenkühlung für das CO2-neutrale Zeitalter

**Kenichiro Takeishi 1,* und Robert Krewinkel 2**

**1** Department of Mechanical Science and Engineering, Graduate School of Engineering Science, Osaka University, Toyonaka 560-8531, Japan
**2** Fakultät für Maschinenbau und Wirtschaftswissenschaften, Technische Universität Graz, Inffeldgasse 25, 8010 Graz, Österreich; robert.krewinkel@tugraz.at *
**Korrespondenz: takeishi@mech.eng.osaka-u.ac.jp**

**Zusammenfassung: Im kommenden CO2-neutralen Zeitalter werden industrielle Gasturbinen (GT) als Energieumwandlungsgeräte mit hohem thermischen Wirkungsgrad und als Stabilisatoren des Stromnetzes weiterhin eine wichtige Rolle spielen. Durch die Umstellung auf saubere Brennstoffe wie Wasserstoff oder Ammoniak werden die wichtigsten Veränderungen im Bereich der Brennkammer liegen. Es ist zu erwarten, dass kleine und mittelgroße Gasturbinen weniger minderwertige Brennstoffe verbrennen und der Anwendungsbereich der Kraft-Wärme-Kopplungsaktivitäten, für die sie eingesetzt werden, erweitert wird. Für das CO2-neutrale Zeitalter geeignete industrielle Gasturbinenkreisläufe, einschließlich CCGT, werden aus thermodynamischer Sicht untersucht. Die Verwendung sauberer Brennstoffe und die Abscheidung und Speicherung von Kohlenstoff (CCS) werden die Stückkosten der Stromerzeugung unvermeidlich erhöhen. Daher besteht das erste Ziel darin, thermodyna Eine Schlussfolgerung ist, dass es notwendig ist, den Oxy-Fuel-Zyklus als Methode zu realisieren, um kohlenstoffreiche Brennstoffe und Biomasse zu nutzen und kein NOx durch Wasserstoffverbrennung bei hohen Temperaturen zu erzeugen. Das zweite Ziel der Autoren ist es, die erforderliche Morphologie der Kühlstrukturen in Schaufelblättern aufzuzeigen, die industrielle Gasturbinen mit höherer Effizienz ermöglichen. Um dies zu erreichen, wird zunächst ein Überblick über die historische Entwicklung der bestehenden Kühlmethoden gegeben. CastCool® und Wafer- und Diffusionsbonding-Schaufeln werden als Turbinenkühltechnologien diskutiert, die auf zukünftige GTs anwendbar sind. Basierend darauf werden neue Designs gezeigt, die sich bereits in der Entwicklung befinden. Der größte Impuls kommt von der Entwicklung von Flugzeugschaufelblättern, die leichter auf industrielle Gasturbinen angewendet werden können, da der Betrieb ähnlicher wird. Schaufeln mit Doppelwandkühlung (DWC) können für diese zukünftigen industriellen Gasturbinen in Betracht gezogen werden .** In naher Zukunft wird es möglich sein, die **von Turbinenkühlungsdesignern gewünschten DWC-Strukturen mithilfe der additiven Fertigung (AM) herzustellen .** Eine weitere Schlussfolgerung ist, dass **additiv hergestellte DWC die beste Kühltechnik für diese zukünftigen Gasturbinen ist. Allerdings sind die Forschungen auf diesem Gebiet und die generierten Daten gegenwärtig noch verstreut, und es ist den Entwicklern vo**

**Schlüsselwörter: Kohlenstoffneutralität; industrielle Gasturbine; Turbinenkühlung; Doppelwandkühlung; additive Fertigung; Wasserstoff; Ammoniak; CCGT; IGCC; Oxy-Fuel-Verbrennung; HAT**

check for updates

**Zitat: Takeishi, K.; Krewinkel, R. Fortschrittliche Gasturbinenkühlung für das CO2-neutrale Zeitalter.** Int. J. Turbomach. Propuls. Power **2023, 8, 19. https://doi.org/10.3390/ijtpp8030019**

**Wissenschaftliche Herausgeber: Tony Arts und Rodolfo Bontempo**

**Erhalten: 29. Januar 2023**
**Überarbeitet: 2. Mai 2023**
**Akzeptiert: 12. Juni 2023**
**Veröffentlicht: 24. Juni 2023**

**Copyright: © 2023 bei den Autoren. Lizenznehmer MDPI, Basel, Schweiz.**
**Dieser Artikel ist ein Open Access-Artikel, der unter den Bedingungen und Bedingungen der Creative Commons Namensnennungs-Lizenz (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).**

## 1. Einleitung

**Das Pariser Abkommen, ein internationaler Rahmen zum Klimawandel, wurde auf der Konferenz der Vertragsparteien des Rahmenübereinkommens der Vereinten Nationen über Klimaänderungen (COP21) im Jahr 2015 verabschiedet und ist 2016 in Kraft getreten. Der erste Absatz (a) von Artikel 2 des Pariser Abkommens besagt, dass die Unterzeichner „den Anstieg der globalen Durchschnittstemperatur auf deutlich unter 2 °C über dem vorindustriellen Niveau halten und Anstrengungen unternehmen werden, um den Temperaturanstieg auf 1,5 °C über dem vorindustriellen Niveau zu begrenzen, in der Erkenntnis, dass sich dadurch die Risiken und Auswirkungen des Klimawandels erheblich verringern lassen“ [1].**

**Als Reaktion auf das Pariser Abkommen sind alle Vertragsparteien verpflichtet, alle fünf Jahre auf der Grundlage ihrer nationalen Gegebenheiten national festgelegte Beitragsziele (NDCs) zur Reduzierung der Treibhausgasemissionen auszuarbeiten und vorzulegen .** Auf der Grundlage dieses Abkommens **haben die Vertragsparteien ein Portal für langfristige Strategien erstellt [2]. Dieser Abschnitt besc**

Machine Translated by Google



Strategien Japans und Deutschlands, denen die Autoren angehören. Japan strebt an, die Treibhausgasemissionen (THG) bis 2030 um 46 % zu senken (im Vergleich zu 2013) und bis 2050 Netto-Null-Emissionen zu erreichen. Deutschland hingegen strebt eine Reduzierung der Treibhausgasemissionen um 65 % bis 2030 (im Vergleich zu 1990), Netto-Null-Emissionen bis 2045 und negati

In Japan hat das Kabinett im Oktober 2021 die „Langfristige Strategie als Wachstumsstrategie auf Grundlage des Pariser Abkommens“ verabschiedet. Der Energieteil dieser Strategie sieht vor, dass Japan im Jahr 2050 50–60 % erneuerbare Energien, 30–40 % Kernkraft und thermische Energie mit Kohlenstoffabscheidung, -nutzung und -speicherung (CCUS) sowie 10 % Wasserstoff oder Ammoniak als Energieträger nutzt [3]. In Deutschland orientieren sich die Bemühungen an den Zielen und Maßnahmen der Europäischen Union und müssen im Kontext dieser gesehen werden . Dabei handelt es sich insbesondere um den europäischen Green Deal [4], der durch das europäische Klimagesetz in einen rechtlichen Rahmen gebracht wurde [5]. Der Green Deal definiert sowohl Erdgas als auch Kernkraft als grüne (Übergangs-)Technologien. Die EU unterstützt den Bau von KWK-Anlagen, solange sie den Emissionsstandard von 250 g CO2/kWh einhalten, auch wenn fossile Brennstoffe verwendet werden [6]. Zukünftig sollen diese Anlagen auf die Verbrennung von Wasserstoff oder anderen kohlenstoffneutralen Brennstoffen umgestellt oder alternativ mit CCS nachgerüstet werden . Zwar werden allgemeine Richtlinien von der EU festgelegt, die Umsetzung der darin festgelegten Ziele ist jedoch Aufgabe der einzelnen Länder. Deutschland plant, im Jahr 2050 seinen gesamten Strom aus erneuerbaren Energien zu gewinnen. Der Strom wird überwiegend durch einen Mix aus Photovoltaik, Wind und etwas Geothermie erzeugt; Kernenergie wird kein Teil des Energiemix sein, aber eine Reihe anderer Länder in der EU planen neue Kernkraftwerke. Schwankungen werden durch kombinierte Gas- und Dampfturbinen und Blockheizkraftwerke ausgeglichen, die Wasserstoff oder Biog

Die langfristigen Strategien beider Länder deuten darauf hin, dass erneuerbare Energiequellen weiterhin stark wachsen werden, um CO2-Neutralität zu erreichen. Da der Anteil erneuerbarer Energien – die Lastschwankungen unterliegen – jedoch zunimmt, müssen Wärmekraft und Kernkraft, die Trägheit aufweisen, einen gewissen Anteil der Stromversorgung stabilisieren. Da die Kernkraft ein Stromerzeugungssystem ist, das nicht zur Anpassung an kurzfristige Lastschwankungen geeignet ist, muss diese Rolle ausschließlich die Wärmekraft übernehmen, die inzwischen etwa die Hälfte der erneuerbaren Ene

Derzeit verfügt die modernste Gas- und Dampfturbinenanlage (GuD), die das effizienteste Großkraftwerk ist, über einen thermischen Wirkungsgrad von 64 % (LHV), was etwa 40 % effizienter ist als die Kohleverstromung und die CO2- Emissionen auf etwa ein Drittel der Kohleverstromung reduzieren kann [7,8]. Allerdings müssen auch GuD-Anlagen weitere Veränderungen und Entwicklungen durchlaufen, um eine wichtige Stromerzeugungsquelle zu sein und im Jahr 2050 CO2-Neutralität zu erreichen.

Der Zweck dieses Dokuments besteht darin, den Trend der Wärmeübertragung auf Tragflächen und Kühltechnologien für industrielle Gasturbinen in einer CO2-neutralen Umgebung zu beschreiben. Um dies zu erreichen, müssen zunächst die Unterschiede zwischen industriellen Gasturbinen und Flugzeugtriebwerken klar beschrieben werden. Das erste Merkmal industrieller Gasturbinen ist die Vielfalt der Brennstoffarten. Insbesondere kleine industrielle Gasturbinen werden zur Kraft-Wärme-Kopplung verwendet, was relativ kostengünstig ist und die Verwendung minderwertiger Brennstoffe ermöglicht. Das zweite Merkmal ist, dass es bei industriellen Gasturbinen keine Gewichtsbeschränkung gibt und jedes Kühlmittel verwendet werden kann. Diese Funktion ermöglicht es, dass die aus dem Kompressorauslass entnommene Kühlluft die Turbinenschaufeln mithilfe eines Wärmetauschers kühlt. Darüber hinaus kann auch ein anderes Kühlmittel als das Arbeitsmedium verwendet werden, beispielsweise Wasser, das eine hervorragende Kühlleistung aufweist. Der dritte Unterschied besteht darin, dass die industrielle Gasturbine mit einer Vielzahl von Zyklen konfiguriert werden kann, von denen einige auf das zweite Merkmal ausgerichtet sind. Einer dieser thermischen Zyklen, der CCGT, wird bereits praktisch eingesetzt. Das Verständnis dieser drei Hauptmerkmale industrieller Gasturbinen ist no

Zusätzlich zu den oben genannten Merkmalen muss ein CO2-neutrales CCGT die Fähigkeit haben, seine Stromproduktion an Lastschwankungen anzupassen, wie oben erwähnt. Angesichts der steigenden Kosten für neue CCUS für konventionelle, mit Erdgas betriebene CCGTs und der steigenden Produktionskosten für neue Brennstoffe wie Wasserstoff oder Ammoniak im Vergleich zu Erdgas ist es notwendig, die thermische Effizienz der aktuellen CCGTs weiter zu verbessern. Dies

Machine Translated by Google



**erfordert eine Erhöhung der Turbineneintrittstemperatur von den derzeit 1600 °C bei großen Industriegasturbinen auf 1900 °C–2000 °C. Diese Lastflexibilität ist genau die gleiche wie bei Flugzeugtriebwerken. Der Hauptunterschied besteht darin, dass die Tragflächen einer großen Industriegasturbine etwa viermal größer sind als die eines Flugzeugtriebwerks und** eine sehr große Wärmekapazität haben – mehr als vier hoch drei –, sodass **neue Kühlkonzepte entwickelt werden müssen .**

**In diesem Übersichtsartikel untersuchen wir als ersten Schritt zur Erörterung des Trends bei Wärmeübertragungs- und Kühltechnologien für industrielle Gasturbinen zunächst gekühlte Schaufelblätter, die bei industriellen Gasturbinen zum Einsatz kommen. In jeder Entwicklungsphase wurden optimale Stromerzeugungssysteme und Kraft-Wärme-Kopplung für industrielle Gasturbinen entwickelt, die die drei oben genannten Eigenschaften nutzen . Darüber hinaus gibt es viele thermodynamische Kreisläufe, die in Demonstrationsanlagen realisiert wurden, aber noch nicht in der Praxis eingesetzt werden. Angesichts dieser Vorgeschichte glauben wir, dass dies ein legitimer Ansatz zur Erörterung industrieller Gasturbinen im kohlenstoffneutralen Zeitalter und der Turbinenkühlscha**

**Auf Grundlage der oben genannten Ideen wurden die bislang erforschten und entwickelten Turbinenkühlschaufeln untersucht und die Ergebnisse zeigen, dass sich CastCool®- und Wafer- sowie Diffusionsbindungsschaufelblätter für zukünftige industrielle Gasturbinen eignen. Im Lichte dieser Studien ist die aus der CastCool®-Schaufelstruktur entwickelte Doppelwandkühlung** sehr vielversprechend. Es ist auch **klar, dass die Fähigkeit, komplexe Turbinenkühlstrukturen wie Doppelwandkühlungen (DWC) mittels additiver Fertigungsmethoden (AM) herzustellen, unerlässlich ist. In der frei zugänglichen Literatur wurden bisher jedoch keine DWC-Schaufeln für zukünftige Ultrahochtemperatur-Gasturbinen gezeigt und die Herstellung von Leitschaufeln und Laufschaufeln mit einfachen Kühlstrukturen mittels AM hat gerade erst begonnen. Darüber hinaus beträgt die Standarddicke von AM-Schichten etwa 0,6 mm, wodurch die Herstellung aufwendiger Filmkühllöcher und Pralldüsenlöcher unmöglich wird . Dementsprechend gibt dieser Artikel einen Überblick über den aktuellen Stand der Forschung zu DWC-Schaufeln und der AM-Methode. Der Fertigungsstatus von doppelwandigen Kühlschaufeln wird ebenfalls überprüft, ebenso wie Wärmeübertragungsstudien zu den Kühlmethoden, aus denen diese Kühlstruktur besteht, wie z. B. interne Prallkühlung, vollflächige Filn Abschließend werden die Trends bei CO2-neutralen Kühlstrukturen für Turbinenleitschaufeln und Rotorblätter industrieller Gasturbinen zusammengefasst.**

**Der Artikel untersucht auch die Ergebnisse von Machbarkeits- und F&E-Studien zu verschiedenen thermischen Zyklen auf Gasturbinenbasis, um die Brennstoffdiversifizierung und Leistungsverbesserung zu untersuchen. Er kommt auch zu dem Schluss, dass ein Oxy-Fuel-Zyklus als Zyklus mit Gasturbinen als Hauptwärm**

**Beachten Sie, dass immer, wenn von stationären Leitschaufeln und Rotorblättern die Rede ist, davon ausgegangen wird, dass eine „Leitschaufel“ stationär und eine „Blattschaufel“ rotiert. Wenn eine Aussage auf beides zutrifft, wird der Begriff „Tragflächen“ verwendet.**

## **2. Historische Entwicklung der Industriegasturbine** 2.1.

### Bisherige Entwicklung großer Industriegasturbinen Unter der

Leitung von Aurel Stodola wurde **im Jahr 1939 im schweizerischen** Neuchâtel **die weltweit erste Industriegasturbine zur Stromerzeugung kommerziell in Betrieb** genommen **[9,10].**
**Die Gasturbine wurde von Brown, Boveri & Company (BBC) mit einer Drehzahl von 3000 U/min, einer Turbineneintrittstemperatur von 550 ÿC, einem thermischen Wirkungsgrad von 17,4 % und einer Leistung von 4000 kW hergestellt. In diese Zeit fiel auch die erfolgreiche Entwicklung des weltweit ersten Strahltriebwerks für die Luftfahrt durch Whittle und Hans Von Ohain [11,12]. Seither haben Strahltriebwerke große Fortschritte gemacht. Die Verbesserungen des thermischen Wirkungsgrads von industriellen Gasturbinen konnten jedoch nicht mit der Geschwindigkeit mithalten, mit der sich der thermische Wirkungsgrad von Dampfturbinen in den 1950er und 60er Jahren verbesserte. In den 1960er Jahren begannen Dampfturbinen, Dampf bei überkritischem Druck zu verwenden, und wurden zu Wärmekraftmaschinen mit thermischen Wirkungsgraden von über 40 % (LHV). Andererseits wurden große industrielle Gasturbinen mit Turbineneintrittstemperaturen in der 900- °C-Klasse entwickelt, und der eigenständige thermische Wirkungsgrad von Gasturbinen erreichte die obere Hälfte des 20-%-Bereichs (LHV). Da ihr thermischer Wirkungsgrad dem von Dampfturbine**

Machine Translated by Google



**In den 1970er Jahren begannen drei Triebwerkshersteller mit der Entwicklung eines Triebwerks der Klasse 1250 ÿC , das in die Boeing 747 eingebaut werden sollte. Die Triebwerke wurden bis zur Klasse 1350 ÿC weiteren Diesem Technologietrend folgend gelang es vier Erstausrüstern (OEMs) großer Industriegasturbinen (General Electric Corporation (GE), Westinghouse Electric Corporation (WH), Siemens, Brown, Boveri & Company (BBC, später ABB/Alstom)) Ende der 1970er Jahre, eine große Industriegasturbine der** 1100- **°C-** Klasse zu entwickeln.

Es wurden **verschiedene Stromerzeugungssysteme und Kraft-Wärme-Kopplungs-Kreisläufe mit industriellen Gasturbinen als Hauptantrieb untersucht [13]. Unter diesen Kreisläufen erwies sich die Gas- und Dampfturbine (CCGT), die eine Brayton-Kreislauf-Gasturbine und eine Rankine-Kreislauf-Dampfturbine kombiniert, als einfach aufgebaut und in der Lage, Strom mit hohem thermischen Wirkungsgrad zu erzeugen [14,15]. Das CCGT wurde als Reaktion auf die beiden Ölkrisen der 1970er Jahre errichtet.**

**Eins der frühen Beispiele für die Entwicklung großer GuD-Kraftwerke ist das Gas- und Dampfkraftwerk der Tohoku Electric Power Co. Die in diesem GuD-Kraftwerk verwendete Gasturbine war eine 701 D-Gasturbine mit einer Frequenz von 50 Hz, die von Mitsubishi Heavy Industries Ltd. (MHI), Takasago, Japan, entwickelt und hergestellt wurde. Die Gasturbine wurde von MHI auf Grundlage der von WH entwickelten 60 Hz-Gasturbine 501D5 entwickelt, deren Turbineneintrittstemperatur 1154 °C** betrug **[16]. Der thermische Wirkungsgrad des GuD-Kraftwerks mit dieser Gasturbine lag bei über 48 % (LHV) und damit um mehr als 10 % höher als der thermische Wirkungsgrad der damals modernsten kohlegefeuerten Wärmekraftwerke. Durch die Nutzung von Flüssigerdgas (LNG) als Brennstoff wurden die Kohlendioxidemissionen im Vergleich zur Stromerzeugung durch Kohle um etwa 20 % verringert [17]. Zu den Entwicklungsthemen gehörten die Turbinenkühlungstechnologie, um die Zuverlässigkeit der Schaufelblätter sicherzustellen – auch für die langen Zeiträume zwischen Generalüberholungen – und die Verbrennungstechnologie für einen Brenner mit niedrigem NOx-Ausstoß, der den japanischen Umweltschutzbestimmungen entsprach. Daher wurde für die 701D der weltweit erste Vormischbrenner entwickelt.**

**Als Reaktion auf die starke globale Nachfrage nach GuD-Kraftwerken konzentrierten sich die Gasturbinenhersteller auf die Entwicklung größerer Industriegasturbinen mit höheren Temperaturen und Drücken. Dies führte zur Entwicklung der Gasturbine des Typs F der 1300 °C-Klasse und der Gasturbinen des Typs G und H der 1500 °C-Klasse .** Der thermische Wirkungsgrad (LHV) von GuD-Kraftwerken mit diesen Gasturbinen ist **in Abbildung 1** dargestellt **[18]. Abbildung 2 zeigt außerdem den Übergang des thermischen Wirkungsgrads für den Fall, dass die Gasturbine in einem einfachen Kreislaufbetrieb verwendet wird [18]. Die Symbole A, B und C in Abbildung 2 sind dieselben wie in Abbildung 1, u**

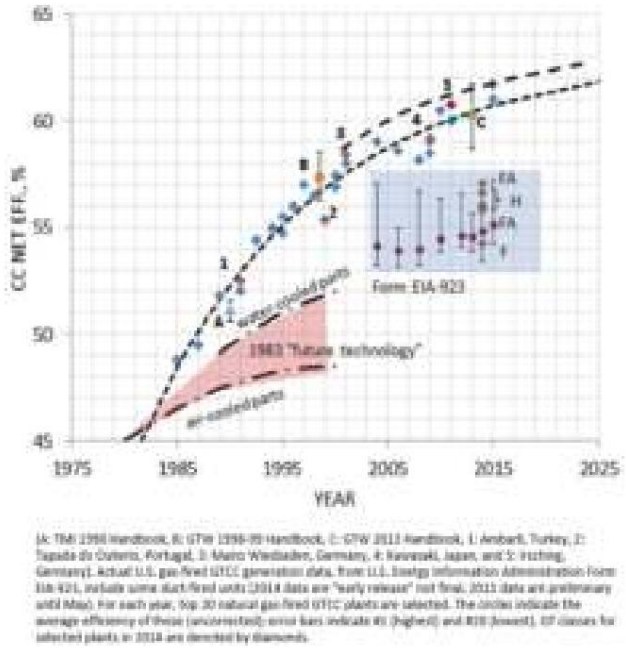



**Abbildung 1. Entwicklung der Effizienz von GuD-Kraftwerken 1985–2015. Entwicklung der GuD-Kraftwerke 1985–2015 [18].**

Machine Translated by Google



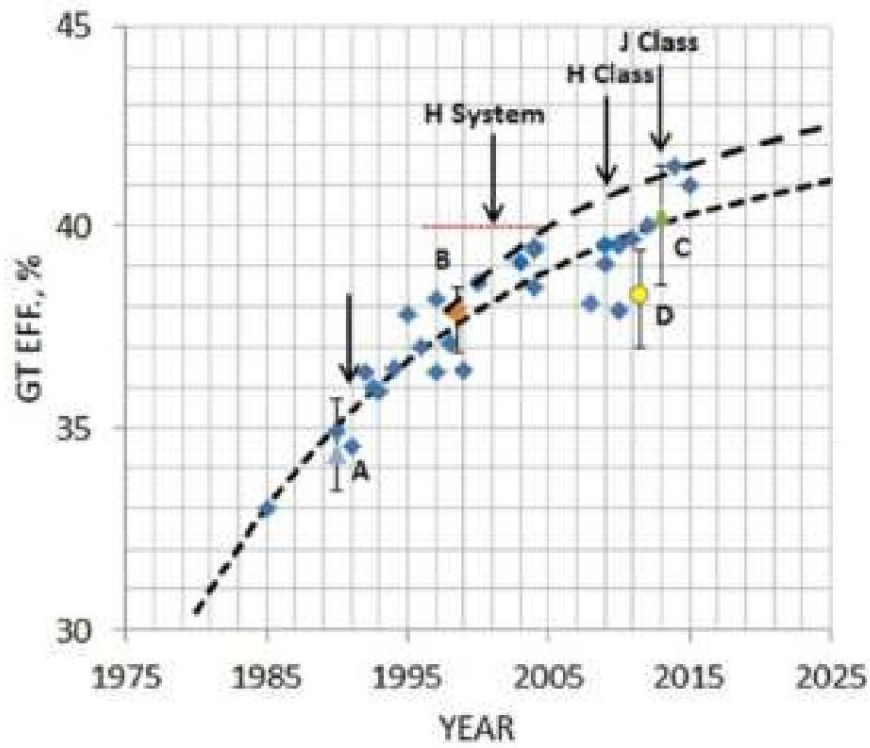



**Abbildung 2. Entwicklung der Wirkungsgrade großer Industriegasturbinen in den Jahren 1985–2015 [18].**

**Tabelle 1 zeigt den Stand der Entwicklung von F-Typ-Gasturbinen mit einem Turbineneinlass Temperatur von 1300 ÿC von vier OEMs [19,20]. Zunächst entwickelte GE die Frame 7F Gasturbine, gefolgt von WH. Beide Gasturbinen hatten die gleiche Turbineneintrittstemperatur, aber die Kühlung Das Design der Turbinenschaufeln der ersten Stufe war anders: GE fertigte große, richtungsgebundene verfestigte (DS) Rotorblätter der ersten Stufe und interne Kühlung mit serpentinenförmigen Strömungswegen und keine Filmkühlung. WH und MHI arbeiteten gemeinsam an der Entwicklung des F-Typ-Gases Turbine. MHI war verantwortlich für das Kühldesign und die Entwicklung der NOx-armen Brennkammer. Bei dieser Konstruktion wurden die Rotorblätter der ersten Stufe von CC hergestellt und nutzte die weltweit erste Filmkühlung für eine industrielle Gasturbine im Serpentine-Kühlsystem Fließweg.**

**Tabelle 1. Westinghouse, Siemens und ABB reagieren auf GEs „Frame 7F“ [19].**

| Unternehmen | Turbine Modell | Kapazitäten | | Wirkungsgrade (%) | | Wichtige Termine | Kapazitäten |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | GT | GuD | GT | GuD | Bekanntgegebene erste Bestellung | |
| GE | Rahmen | 150 MW 230 MW | | 34,2 | 53 | 1987 | 1987 |
| Westinghouse | 7F | 150 MW | 230 MW | 35,4 | 54 | 1989 | 1989 |
| Siemens | 501F | 200 MW 300 MW | | 35,7 | 54 | 1990 | 1992 |
| ABB | V94.3 | 164 MW 250 MW | | 35,7 | 54,7 | 1992 | 1992 |
| | GT13E2 GT24 | 165 MW 250 MW | | 37,5 | 57,5 | 1993 | 1993 |

**Wie aus Tabelle 1 ersichtlich , beträgt der thermische Wirkungsgrad der ABB-GuD-Anlagen mit GT24/26 ist bemerkenswert hoch, obwohl die Turbineneintrittstemperatur nur 1300 °C beträgt. Die Das Unternehmen konnte diese hohe Effizienz durch die Einführung eines Nachheizzyklus erreichen. Die Verwendung des Zwischenüberhitzungszyklus in Gasturbinen wurde von Rice [21–23] vorgeschlagen. Das Druckverhältnis der GT24-Gasturbine wurde auf 30 eingestellt, so dass die Gastemperatur am Eintritt in die Nachbrennkammer zwischen Hoch- und Mitteldruckturbine wäre gering. Die Konstruktion der Sekundärbrennkammer erforderte eine sehr ausgefeilte Kühltechnologie.**

**Mit Erdgas betriebene GuD-Kraftwerke mit F-Typ-Gasturbinen waren hocheffizient in der Stromerzeugung und trug zur Reduzierung der CO2- Emissionen bei, was zu einer weltweiten**

Machine Translated by Google



Es gab große Eile, solche Anlagen zu bauen. Die Gasturbinenhersteller planten alle, Hochleistungsgasturbinen zu entwickeln , die die thermische Effizienz der nächsten Generation von GuD-Kraftwerken erreichen würden. von 60 % (LHV) [24], und das ATS-Projekt des US-Energieministeriums (1992–2001) wurde umgesetzt, um GE konzentrierte sich bei diesem Projekt auf ein Kühlsystem mit geschlossenem Dampfkühlungskreislauf für die Leitschaufeln und Laufschaufeln der ersten und zweiten Stufe. Der fortschrittliche GT mit geschlossenem Dampfkreislauf Die Kühlung der Turbinenschaufeln bei der Turbineneintrittstemperatur (TIT) von 1500 °C wurde die H-Klasse.

Die Leistung und der thermische Wirkungsgrad einer Gasturbine werden bestimmt durch den Einlass Temperatur an den Schaufeln der ersten Stufe. Daher ist das Verhältnis von Luft zur Verbrennung zu Luft Die zur Kühlung der Leitschaufeln der ersten Stufe verwendete Energie ist unabhängig von Leistung und Leistungsabgabe, da solange die Gastemperatur der Schaufeln der ersten Stufe gleich ist. Da jedoch die Menge der zur Kühlung der Leitschaufeln der ersten Stufe verwendeten Luft steigt, die Gastemperatur in der Brennkammer steigt, was zu einem Anstieg der NOx- Emissionen führt. Daher ist das System der Verwendung von Dampfextraktion vom Bottoming Cycle zur Kühlung der Leitschaufeln und Laufschaufeln, der Brennkammerwände und des Übergangs Stückwände waren eine revolutionäre Methode im Hinblick auf die Schaffung einer niedrigen NOx Brennkammer. Darüber hinaus aus der Perspektive der Dampfturbine im Tiefpunktzyklus, Die Kühlung der Hochtemperaturkomponenten der Gasturbine mit Dampf überhitzt die Dampf, wodurch die thermische Effizienz des CC verbessert wird. Während der geschlossene Dampfkühlschrank Der GT-Zyklus hat den Vorteil, dass er die Wärmeleistung und den thermischen Wirkungsgrad des CCGT stellt auch ein schwieriges Problem hinsichtlich der Zuverlässigkeit und Lebensdauer der die dampfgekühlten Komponenten. Darüber hinaus wird jeder Dampfverlust im Gasturbinenkreislauf für Kühlzwecke muss mit Zusatzwasser ausgeglichen werden. Dies kann zu einem finanzielles Problem, da das Wasser im Dampfkreislauf demineralisiert werden muss.

Dampf hat eine bessere Kühlleistung als Luft, daher ist die Kühlstruktur der Turbinenkühlschaufel muss nicht kompliziert sein, um eine hohe Kühlleistung zu erreichen Leistung. GE löste dieses Problem durch die Verwendung großer Einkristallgussteile für die Tragflächen . Ein weiteres Problem ist, dass der Kondensationswärmeübergangskoeffizient von Wasserdampf extrem hoch bei etwa 105 kW/m2K. Wenn die Metalltemperatur des Rotors niedriger ist als die Temperatur, bei der Wasserdampf kondensiert, fließt Wasser über die Oberfläche von die rotierenden heißen Teile, die in manchen Fällen eine thermische Verformung des Rotors verursachen können, was zu Vibrationsproblemen führte. Um dies zu verhindern, war es notwendig, den massiven Rotor zu erhitzen eines großen industriellen GT auf eine Temperatur höher als die Dampfkondensationstemperatur und den Dampffluss erst zu starten, wenn der rotierende Körper warm genug war. Die Notwendigkeit, Die rotierenden Teile zu erhitzen bedeutete, dass das GuD-Kraftwerk zwar die Vorteile einer hohen Leistung und hohe Leistung, verlor es den Vorteil der Fähigkeit zum schnellen Start. Allerdings GE entwickelte den Frame 7H/9H GT [25], der einen thermischen Wirkungsgrad von 60 % (LHV) erreichte für GuD-Kraftwerke, wie in Tabelle 2 dargestellt [19].

Tabelle 2. Die GT24 läutet eine neue Generation von Gasturbinen ein [19].

| Unternehmen | Turbine Modell | Kapazitäten | | Wirkungsgrade (%) | | Wichtige Termine | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | GT | GuD | GT | GuD | Bekanntgegebene erste Bestellung | |
| ABB | GT24 | 165 MW | 250 MW | 37,5 | 57,5 | 1993 | 1993 |
| Westinghouse | 501G | 230 MW | 345 MW | 38,5 | 58 | 1994 | 1997 |
| Siemens | V84.3A | 170 MW | 245 MW | 38 | 58 | 1995 | 1995 |
| GE | Rahmen | 240 MW | 350 MW k.A. | 39,5 | 58 | 1995 | keiner |
| | 7G Rahmen | | 400 MW | k.A. | 60 | 1995 | 2004 |
| | 7H Rahmen 9H | k.A. | 480 MW | | 60 | 1995 | 1998 |

WH untersuchte auch eine Gasturbine mit einem geschlossenen Dampfkühlsystem im ATS Projekt. Sie haben die Entwicklung jedoch nicht abgeschlossen. Stattdessen entschied sich WH für eine 1500 ÿC Gasturbine der Klasse G in Zusammenarbeit mit MHI. WH war verantwortlich für das Design von Der Turbinenteil und die Kühlung wurden in Zusammenarbeit mit Rolls-Royce entwickelt [19].
Die Bilder 3 und 4 zeigen die Kühlstruktur der Schaufelblätter der ersten Stufe dieser Turbine [26].

Machine Translated by Google



**Im Jahr 2001 erwarb Siemens die Stromerzeugungssparte von WH. Dadurch konnte Siemens das Design der 501F/G übernehmen, um die Hochtemperaturtechnologie der GT zu verbessern und stellte zudem** die für das ATS- **Programm der US-Regierung entwickelte Dampfkühltechnologie zur Verfügung [19].**

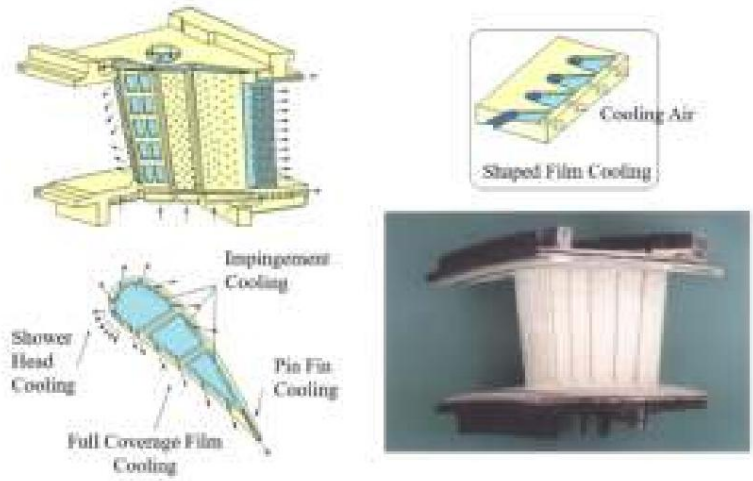



**Abbildung 3. Erste Leitschaufel einer 1500 °C-Gasturbine der Klasse G [26].**

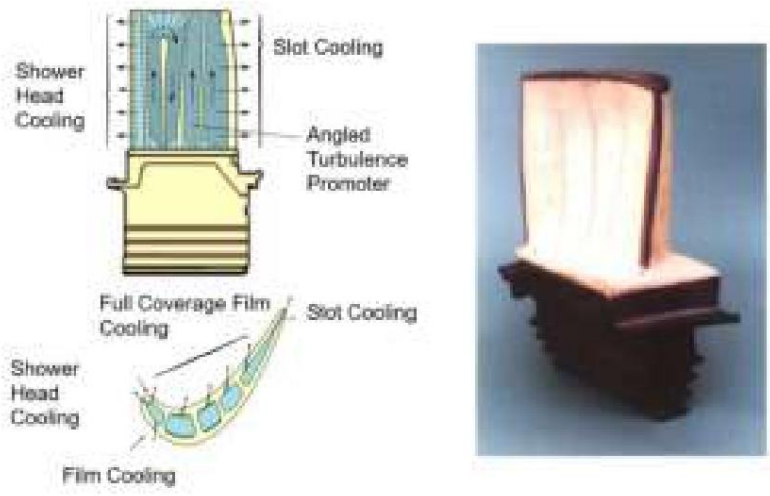



**Abbildung 4. Erste Schaufel einer 1500 ÿC-Klasse-Gasturbine vom Typ G [26].**

**Im neuen Jahrtausend entwickelte MHI eigenständig eine Gasturbine vom Typ J mit einer TIT von 1600 °C. Dies spiegelte die Ergebnisse eines 2004 gestarteten nationalen japanischen Projekts wider, bei dem die für eine Gasturbine mit einer TIT von 1700 °C erforderlichen Technologien entwickelt wurden. Als die TIT von Gasturbinen erhöht wurde, wirkte der erforderliche, parallel dazu erhöhte Kühlmittelverbrauch der theoretischen Verbesserung des thermischen Wirkungsgrads entgegen [27]. In einem nationalen japanischen Projekt wurde eine revolutionäre Filmkühllochgeometrie entwickelt, die die erforderliche Kühlmittelmenge signifikant verringerte [28]. Die Gasturbine vom Typ J nutzte Dampf zur Kühlung der Brennkammerwände und des Übergangsstücks. Das Dampfkühlsystem wurde nicht mehr verwendet** und **anschließend eine Gasturbine vom Typ JAC (luftgekühlte J-Klasse) mit einer TIT von 1650** °C **entwickelt und in einem Gas-und-Dampf-Kombikraftwerk eingesetzt [8]. GE führte die HA-Gasturbine ein, eine vollständig modifizierte Version des H-Systems mit einem offenen Kühlsystem [29]. Die HA-Gasturbine verwendet ein System, bei dem alle heißen Komponenten durch Luft aus dem Kompressorauslass gekühlt werden. Unter Verwendung der gleichen Definition der Turbineneintrittstemperatur (d. h. der durchschnittlichen Gesamttemperatur am Einlass der Leitschaufeln**

Machine Translated by Google



**bestehend aus der HA-Gasturbine von GE und der JAC-Gasturbine von MHI, erreichte 64 % (LHV). Durch die Verwendung von Erdgas als Brennstoff und einen derart hohen thermischen Wirkungsgrad konnten diese CCGTs die CO2- Emissionen auf etwa ein Drittel der Emissionen moderner Kohlekraftwerke senken.**

**Die Geschichte der Entwicklung von Kühlstrukturen für Turbinenschaufeln in großen**

**Die in diesem Abschnitt beschriebenen industriellen Gasturbinen werden detailliert in Ref. [31] beschrieben.**

### 2.2. Bisherige Entwicklung kleiner und mittlerer Industriegasturbinen

**In diesem Dokument werden Gasturbinen mit einer Leistung von 50 MW oder weniger als kleine und mittlere Gasturbinen definiert. Es ist nicht wirtschaftlich, kleine Gasturbinen dieser Größe in einem kombinierten Kreislauf einzusetzen. Die Amortisierungszeit der Investitionskosten der Dampfturbine und des Dampferzeugers ist zu lang. Dies bedeutet nicht, dass kleine Turbinen normalerweise in einem einfachen Kreislauf eingesetzt werden. Vielmehr werden sie in irgendeiner Form von Kraft-Wärme-Kopplungs-Anwendungen (KWK**

**Die Grundlage für die meisten kleinen und mittleren Gasturbinen war die Triebwerkstechnologie von Flugzeugen, die jedoch zugunsten der Robustheit und Einfachheit modifiziert wurde [32]. Eine Vielzahl von Unternehmen hat im Laufe der Jahre kleine und mittlere Gasturbinen hergestellt (siehe Ref. [33]). Die meisten davon sind Mikrogasturbinen mit einer Leistung von deutlich unter 1 MW. Auf diese wird nicht näher eingegangen, da sie typischerweise keine gekühlten Laufschaufeln aufweisen.**

**In den 1970er Jahren erfreuten sich kleine Gasturbinen aufgrund ihrer kompakten Größe, des fehlenden Kühlwasserbedarfs und der kurzen Anlaufzeiten erstmals als Energiequelle für Notstromanlagen großer Beliebtheit. Bis Anfang der 1970er Jahre konnten die Schaufelblätter aus ungekühlten, hochhitzebeständigen Legierungen hergestellt werden, wodurch sie kostengünstig gegenüber Gasmotoren konkurrenzfähig waren und zu ihrer weiten Verbreitung beitrugen. In den 1980er Jahren begann man mit der Entwicklung kleiner und mittelgroßer Gasturbinen für KWK-Anwendungen. Die Gasturbinen werden also zur Stromerzeugung in verschiedenen Kombinationen mit Heißwasser, Dampf, Heißwasser und Dampf oder Kaltwasser über Absorptionskältemaschinen eingesetzt .** Das hervorstechendste Merkmal kleiner und mittelgroßer Gasturbinen ist, dass sie eine optimale Versorgung mit Strom **und Wärme entsprechend dem Bed**

**Die Entwicklung kleiner und mittelgroßer Gasturbinen beruhte auf dem Wettbewerb mit Gasmotoren hinsichtlich Kosten und thermischer Effizienz. Wenn das Verhältnis von Leistung zu Wärme (PHR) (Gesamtleistungsbedarf dividiert durch Gesamtwärmebedarf) der Anwendung weniger als ca. 0,8 beträgt, wird der Prozess als wärmegetrieben bezeichnet und üblicherweise wird eine Gasturbine verwendet. Wenn dieses Verhältnis überschritten wird, gilt der Prozess als leistungsgetrieben und es wird ein Verbrennungsmotor ( Wirkungsgrad des einfachen Zyklus > 45 %) verwendet [35]. Selbst wenn das PHR größer als 0,8 ist, kann eine kleine Gasturbine verwendet werden, wenn Hochtemperaturdampf benötigt wird. Anlagen mit Verbrennungsmotoren können aufgrund der in**

**Wenn im Abgaskessel überschüssiger Dampf erzeugt wird, kann dieser in die Brennkammer der Gasturbine eingespeist werden. Dies ermöglicht die Anwendung des dampfinjizierten Gasturbinenzyklus (STIG-Zyklus) oder Cheng-Zyklus, der ein variables Verhältnis von Elektrizität zu Wärme ermöglicht [36]. Der Cheng-Zyklus ist in Abbildung 5 dargestellt.**

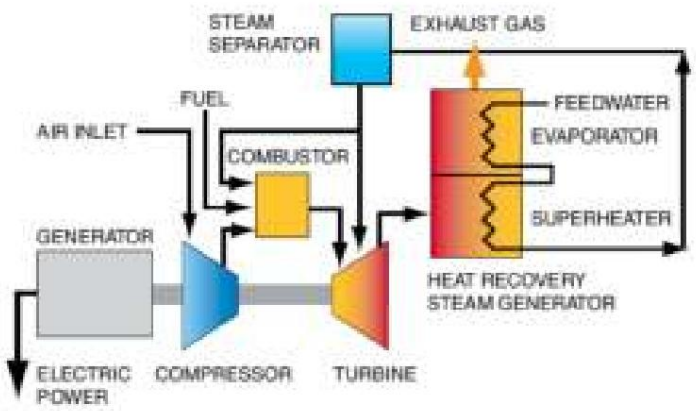



**Abbildung 5. Gasturbinenzyklus mit Dampfeinspritzung (STIG, Cheng-Zyklus) [36].**

Machine Translated by Google



**Da die meisten Anwendungen für kleine Gasturbinen wärmebetrieben sind, wird großer Wert auf Masse und Temperatur des Abgases gelegt. Der Wirkungsgrad des einfachen Zyklus der Gasturbine ist daher weniger relevant. Turbinen mit einem großen und heißen Abgasstrom können eine bessere Lösung darstellen als Turbinen mit einem höheren Wirkungsgrad des einfachen Zyklus [37].**

**Aufgrund von Kostenbeschränkungen und der Größe kleiner und mittlerer Gasturbinen ist das Niveau der Hochtemperaturtechnologie, das hauptsächlich in der Turbineneintrittstemperatur ausgedrückt wird, niedriger als bei einem ähnlich großen Flugzeugtriebwerk oder großen industriellen Gasturbinen . Die Turbineneintrittstemperatur dieser Gasturbinen hat sich jedoch im Laufe der Jahre von 800 °C auf 900 °C erhöht, bei denen ungekühlte Turbinenschaufeln verwendet werden, bis zu einer TIT von 1300 °C, die derzeit im Betrieb ist [38]. Sauberere Brennstoffe sind für diese Gasturbinen von großer Bedeutung ; daher ist die Entwicklung von Brennkammern, die Brennstoffe wie Wasserstoff und Ammoniak verwenden können, der Schlüssel zum E**

**Einige kleine und mittlere Gasturbinen werden immer noch in einfachen Kreisläufen verwendet. Dazu gehören solche, die als Notstromaggregate verwendet werden, sowie die Doppelwellenturbinen, die in der Öl- und Gasindustrie als mechanische Antriebe eingesetzt werden. Keine dieser Gruppen soll hier weiter behandelt werden, da die ersten eine Nische füllen, in der Zuverlässigkeit im Allgemeinen wichtiger ist als Effizienz, und die zweiten durch die Diskussion ihrer Gegenstücke in der Stromerzeugung weitgehend abgedeckt sind . Dennoch ist es durchaus möglich, dass kleine SCGTs wieder häufiger zum Einsatz kommen, da ihre Bedeutung für den Lastausgleich zunimmt: Diese Turbinen können schneller anlaufen, da kein Dampfkreislauf enthalten ist.**

### 2.3. Technologien für den integrierten Gas- und Dampfturbinenkreislauf (IGCC)

**Kohle ist eine sehr reichlich vorhandene Energiequelle, deren Reserven etwa viermal größer sind als die von Öl und Erdgas zusammen. Im Jahr 2020 stammten etwa 85 % des weltweiten Energieverbrauchs aus fossilen Brennstoffen, davon etwa 28 % aus Kohle. Im selben Jahr machten fossile Brennstoffe etwa 60 % der weltweiten Stromerzeugung aus, davon etwa 35 % aus Kohle. Wie in Abbildung 6 dargestellt, schätzt die IAE, dass der Anteil fossiler Brennstoffe an der Stromerzeugung im Jahr 2030 und 2050 40 % bzw. 20 % betragen wird und dass der Anteil der Kohle auf etwa 20 % bzw. 8 % sinken wird [39].**

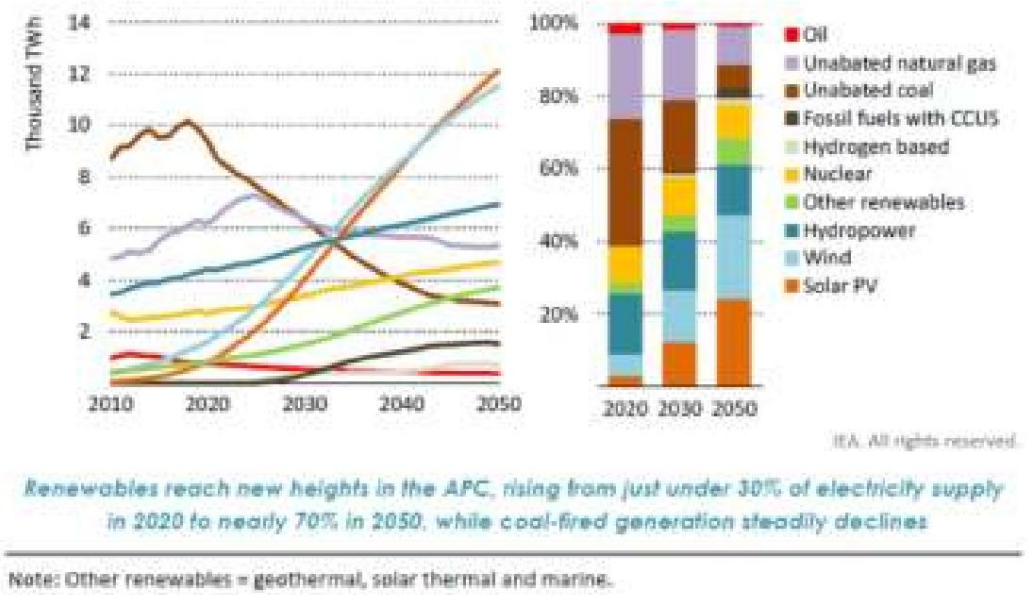



**Abbildung 6. Globale Stromerzeugung nach Quellen im APC [39].**

**Die Forschung an einem System zur sauberen und effizienten Stromerzeugung aus Kohle mit einer Gasturbine begann Mitte der 1960er Jahre bei GE. In den späten 1970er Jahren wurde mit Mitteln des EPRI ein kohlebefeuertes Kombikraftwerk untersucht. Darüber hinaus untersuchte GE im Rahmen des HTTT-Projekts des DOE wassergekühlte Gasturbinen mit geschlossenem Kreislauf. GE erwog eine Wasserk**

Machine Translated by Google



**für Gasturbinen zur Kohlevergasung, da die Temperatur der Schaufeln unter 538 °C gehalten werden sollte, um ein Anhaften von Asche an den Schaufelblättern und eine Korrosion der superhitzebeständigen Legierung zu verhindern. Das HTTT-Projekt beinhaltete auch einen Entwicklungsplan zur schrittweisen Erhöhung der TIT auf 1100 °C, 1400 °C und 1600 °C [40]. Ende der 1970er Jahre hatte man mit der Entwicklung von Industriegasturbinen mit offenen, luftgekühlten Kreisläufen und TITs von 1100 °C begonnen. Allerdings wäre die erforderliche Luftmenge zur Kühlung der Turbinenschaufeln für Gasturbinen der 1400- C- und 1600- C-** Klasse mit der damaligen Kühltechnologie viel zu hoch gewesen. Darüber hinaus war es unmöglich, **mit Luftkühlungstechnologie eine Metalltemperatur von 538 °C zu erreichen .**

**GE war sich bewusst, dass Schaufelblätter aus hochhitzebeständigen Legierungen mit interner Wasserkühlung die vorgesehene Lebensdauer aufgrund der thermischen Ermüdung aufgrund großer Temperaturgradienten in Dickenrichtung der Wände nicht erreichen würden. Daher entwickelte das Unternehmen Schaufelblätter aus einer Kupferlegierung. Die Schaufeln wurden mit einem System entwickelt, bei dem Kühlwasser aus den Schaufelspitzen ausgeblasen und an der Ummantelung gesammelt wird. Diese Probleme werden im Detail** in Ref. **[41] erläutert . Aufgrund der Schwierigkeiten bei der Lösung von Problemen wie Wassererosion in den Kühlkanälen und Vibrationsproblemen durch Sieden des Kühlwassers wurde die wassergekühlte K** Die im Projekt als Backup **für die Wasserkühlung eingesetzte Dampfkühlungstechnologie mit geschlossenem Kreislauf für heiße Teile** wurde später von GE weiterentwickelt und als H-System kommerzialisiert. Dies **wurde bereits im Abschnitt CCGT beschrieben.**

**In den 1980er Jahren wurde in den USA Forschung und Entwicklung an IGCC-Anlagen mit kommerziellen Gasturbinen betrieben . Das erste dieser Projekte war das Coolwater-Projekt [42].** Zum Einsatz kam **eine modifizierte Gasturbine der Klasse 1100** ÿC vom Typ 7001 E von GE. Seitdem **wurden in Europa und den USA zahlreiche Forschungs- und Entwicklungsprojekte** durchgeführt **[43].**

**In Japan wurde das IGCC-Projekt in Nakoso mit einer 701DA-Gasturbine und einer TIT von 1200 °C zur Stromerzeugung genutzt. Der IGCC-Zyklus in Nakoso ist in Abbildung 7 und seine Spezifikationen in Tabelle 3** dargestellt **[44]. Die Anlage erreichte einen thermischen Wirkungsgrad von 42 % (Netto-LHV) oder mehr nach erfolgreichem Abschluss von 2000 Stunden Dauerbetrieb und 5000 Stunden Dauerlauf bei einer Leistung von 250 MW [45].** Derzeit **läuft die Entwicklung einer IGCC-Anlage in Negishi mit einer 701F-Gasturbine und einer TIT von 1400** °C **[43]. Wie Abbildung 8 zeigt, wird es für IGCC für möglich gehalten, in Zukunft Elektrizität mit einem thermischen Wirkungsgrad von über 50 % (Netto-LHV) zu erzeugen, wenn es Ultrahochtemperatur-Industriegasturbinen mit einer Turbineneintrittstemperatur von 1600ÿ bis 1700ÿC** verwendet **und sofern sauberer Kohlevergasungsbrennstoff zur Verfügung steht [46].**

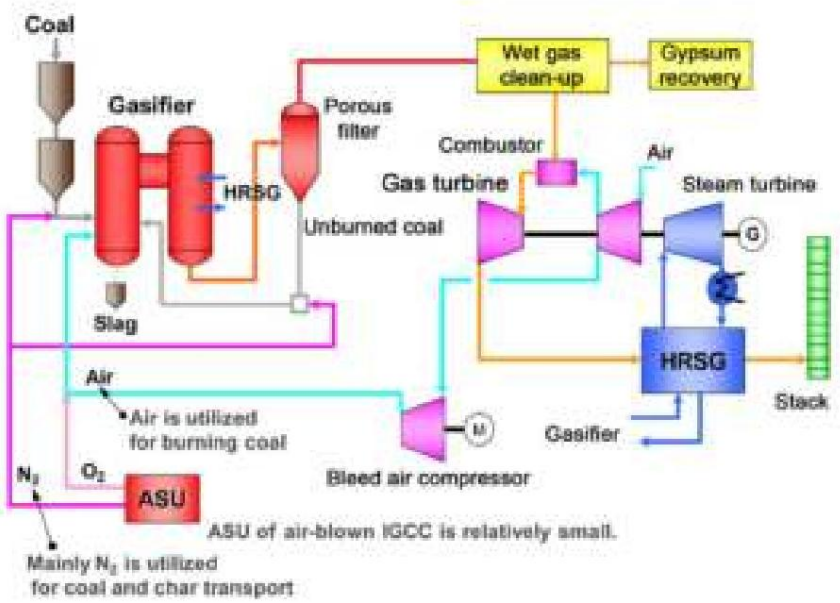



**Abbildung 7. Schematische Darstellung einer luftgeblasenen IGCC-Demonstrationsanlage [44].**

Machine Translated by Google



**Tabelle 3. Spezifikation der Nakoso IGCC-Demonstrationsanlage [44].**

| | | | |
|---|---|---|---|
| **Kapazität** | **250 MWe Brutto** | | |
| **Kohleverbrauch** | **ca. 1700 Tonnen/Tag** | | |
| **System** | **Vergaser** | **Luftgeblasenes und trockenes Futter** | |
| | **Gas Behandlung** | **Nass (MDEA) + Gipsrückgewinnung** | |
| | **Gasturbine** | **1200ÿC- Klasse (50 Hz)** | |
| **Effizienz (Zielwerte)** | **Brutto** | **48 % (LHV)** | **46 % (HHV)** |
| | **Netto** | **42 % (LHV)** | **40,5 % (HHV)** |
| **Rauchgaseigenschaften (Zielwerte)** | **SOx** | **8 Seiten/Min.** | **(16% 02 Basis)** |
| | **NOx** | **5 ppm** | |
| | **Partikel** | **4 mg/m3N** | |
| **EPÜ** | **Mitsubishi Heavy Industries (MHI)** | | |

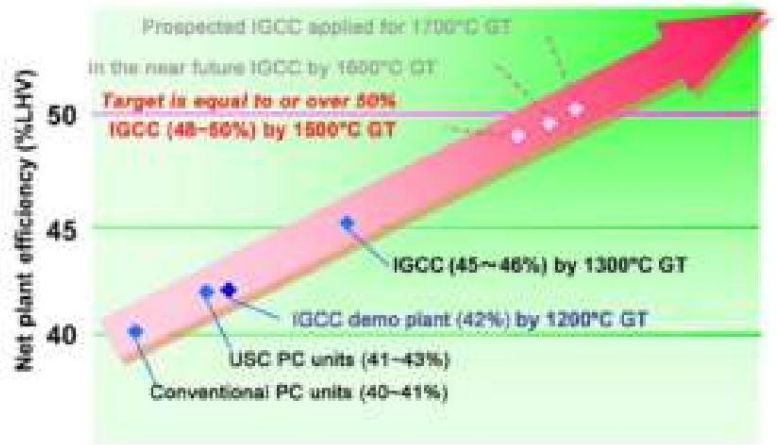



**Abbildung 8. Verbesserung der thermischen Effizienz eines luftgeblasenen IGCC [46].**

**Ein IGCC kann durch Hinzufügen eines Vergasers und einer vorgeschalteten Gasreinigungsanlage errichtet werden. des derzeit bewährten kombinierten Kreislaufs und, falls erforderlich, der Luftzerlegung. Diese Modifikationen am GuD-Kraftwerk werden im Zeitalter der CO2-Neutralität als wichtig erachtet, da Erzeugungsanlagen, die die Möglichkeiten zur Verbrennung schmutziger Brennstoffe erweitern, wie Raffinerie Rückstände, Biomasse, Speiseölrückstände und Plastikmüll.**

**Kohle enthält Bestandteile wie Schwefel, Chlor, verschiedene Alkalien und Vanadium, was zu Hochtemperaturkorrosion heißer Teile führen kann. In einem IGCC wird das Brenngas für Die Gasturbine wird durch einen Vergaser erzeugt, der Kohle in Synthesegas umwandelt, und die Reinigung Ausrüstung, die korrosive Bestandteile und Asche entfernt. Die Rentabilität eines IGCC als Kraftwerk hängt von der Leistung des Vergasers und der Reinigung ab**

**Außerdem stellt sich die Frage, ob die thermische Effizienz von IGCC und die Die Gesamtkosten von IGCC und dem zugehörigen CCS können mit denen anderer Stromerzeugungsanlagen konkurrieren. Die Vergasertechnologie, die Reinigungstechnologie und die CCS-Technologie schreiten rasch voran. Die Kosten für den Treibstoff können derzeit nicht vorhergesagt werden, aber eine Reihe von Ländern werden auf absehbare Zeit auf die Nutzung fossiler Brennstoffe verzichten, und diese Technologien würden immer noch eine kohlenstoffneutrale Stromerzeugung. Allerdings sind die Kosten für IGCC derzeit höher als die anderer Stromerzeugungsanlagen sowie Forschungs-, Entwicklungs- und Demonstrationstests sind wird nur mit finanzieller Unterstützung von Regierungen und anderen Organisationen durchgeführt.**

Machine Translated by Google



2.4. Zukünftige Entwicklung von GuD-Kraftwerken oder: Welches GuD-Kraftwerk ist für das CO2-neutrale Zeitalter geeignet?

**Auch im kommenden CO2-neutralen Zeitalter werden Gasturbinenkraftwerke aufgrund ihrer hohen Energieumwandlungseffizienz und der Möglichkeit, eine Vielzahl von Brennstoffen zu nutzen, eine wichtige Rolle spielen.**

Betrachten wir zunächst die Spezifikationen, die eine CO2 **-neutral betriebene Industriegasturbine** erfüllen sollte. Wenn eine Gasturbine mit fossilen Brennstoffen betrieben wird, **ist der Einbau einer CCUS-Anlage zwingend erforderlich. Werden hingegen Wasserstoff oder Ammoniak als Brennstoffe verwendet, können die CO2-Emissionen auf null reduziert werden, allerdings sind die Stückkosten der Stromerzeugung erheblich höher als bei Erdgas. Die einzige Möglichkeit, diese Probleme zu lösen, besteht darin, den thermischen Wirkungsgrad von GuD-Kraftwerken mit großen I**
**Wir möchten einen thermischen Wirkungsgrad von 70 % (LHV) erreichen, der etwa 10 % höher ist als der thermische Wirkungsgrad aktueller GuD-Kraftwerke. Dies setzt eine TIT von 1900 °C bis 2000 °C und ein Druckverhältnis von etwa 30 voraus.**

**Neben der Verbesserung der Leistung von Gasturbinen muss auch berücksichtigt werden, welche Funktionen industrielle Gasturbinen für die Umgebung erfüllen sollten, in der sie eingesetzt werden. Wie in der Einleitung erwähnt, wird etwa die Hälfte des in einer CO2-neutralen Welt erzeugten Stroms aus erneuerbaren Energien stammen. Diese Energiequellen sind anfällig für Wetterbedingungen und Lastschwankungen. Um eine stabile Stromversorgung zu gewährleisten , sind thermische oder nukleare Stromerzeugungsanlagen mit Trägheit unverzichtbar. Das Problem der Stabilität der Stromversorgung hat bereits begonnen: Es ist bereits eine Herausforderung für Netzbetreiber in Ländern und Stromnetzen, in denen der Einsatz erneuerb Abbildung 9 veranschaulicht die zunehmende Variabilität der Stromerzeugung in Kalifornien [47]. Die Autoren von Ref. [47] untersuchen die Möglichkeiten zur Bereitstellung flexibler dezentraler Erzeugungsanlagen mit Leistungen von 25 MW bis 300 MW. Die vorgeschlagenen Maßnahmen setzen voraus, dass große GuD-Kraftwerke mit Nennlast betrieben werden. In einem großen GuD-Kraftwerk ist es schwierig, die Last der Dampfturbine schnell zu ändern. Daher ist es notwendig, ein GuD-Kraftwerk zu entwickeln, das die Last nur mit der Gasturbine ändern kann, während die Dampfturbine ihre Nennlast erreicht oder nahe daran liegt. Dies kann einen längeren Betrieb mit teilweiser Beladung oder den**

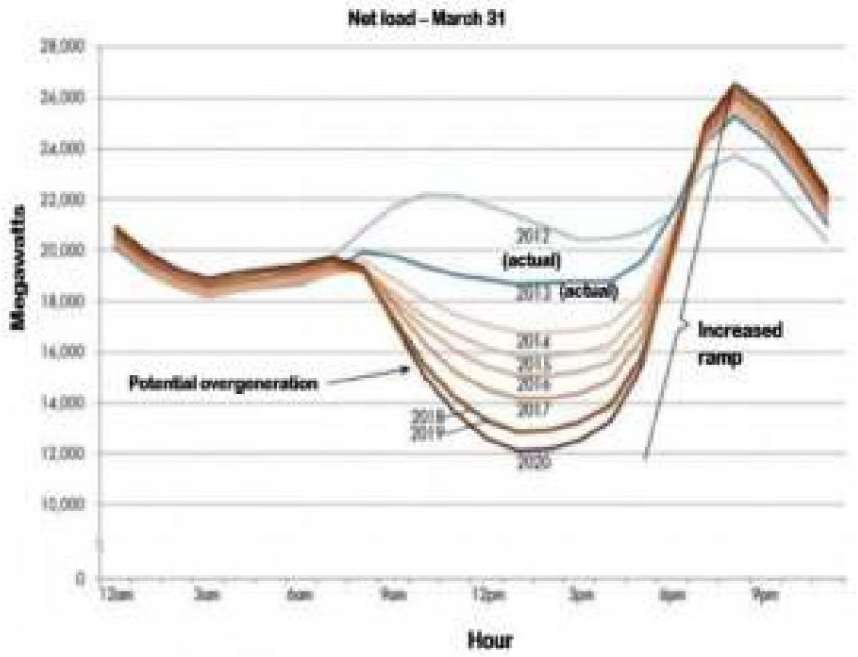



**Abbildung 9. Die „Duck Curve“ der kalifornischen ISO illustriert die Auswirkungen der schwankenden Erzeugung von** Strom aus erneuerbaren Energien [47].

**Die große industrielle Gasturbine, die in einem solchen GuD-Kraftwerk verwendet wird, sollte die Funktionalität eines Strahltriebwerks haben, das schnelle Lastwechsel bewältigen kann. Daher muss die Struktur der Turbine, von den Schaufelblättern bis zu den Scheiben, so ausgelegt sein, dass thermische Spannungen während Übergangsphasen reduz**

Machine Translated by Google



Änderungen. Die derzeit in GuD-Kraftwerken eingesetzten industriellen Gasturbinen sind so ausgelegt, dass sie bei Nennlast den höchsten Wirkungsgrad erreichen. Große industrielle Gasturbinen in CO2-neutralen Anwendungen müssen jedoch auch bei Teillast einen hohen Wirkungsgrad aufrechterhalten [18].

Allerdings müssen nicht alle großen industriellen Gasturbinen in der Lage sein, Lastschwankungen zu folgen , da es regionale Unterschiede bei der Stromerzeugung aus erneuerbaren Energien gibt. Darüber hinaus müssen Gasturbinen, die für IGCC verwendet werden, mit Nennlast laufen.

Für gasturbinenbasierte Stromerzeugungsanlagen wurden verschiedene thermische Kreislaufsysteme untersucht, um den höchsten thermischen Wirkungsgrad zu erreichen [48,49]. Die Ergebnisse dieser Studien zeigen, dass komplexe Kreisläufe erforderlich sind. Insbesondere der Betrieb eines geschlossenen Kühlsystems ist hocheffizient, aber aufgrund der Zeit, die die Komponenten des kombinierten Kraftwerks benötigen, um ein thermisches Gleichgewicht zu erreichen, für das kohlenstoffneutrale Zeitalter nicht geeignet. Basierend auf einer Überprüfung des F&E-Status bisher entwickelter gasturbinenbasierter thermischer Systeme und der Abschätzung zukünftiger Spezifikationen kommen wir zu dem Schluss, dass ein kombinierter Kreislauf, der aus einer einfachen großen Gasturbine und einer Dampfturbine besteht, mit Kühlung heißer T

Andererseits bedeutet der Wechsel zu CO2-freien Brennstoffen wie Wasserstoff oder Ammoniak für kleine und mittelgroße Industriegasturbinen, dass die derzeitigen Einschränkungen des (Kühl-)Designs, die durch die mögliche Verwendung minderwertiger Brennstoffe bedingt sind, aufgehoben werden. Dies bedeutet, dass eine Kühlstruktur ähnlich der von Tragflächen für Flugtriebwerke mit den gleichen geometrischen Abmessungen möglich sein wird. Kleine bis mittelgroße Gasturbinen, die als eigenständige Gasturbine verwendet werden, können – aufgrund ihrer schnellen Anlauf- und Lastwechselfähigkeit – als Stabilisator für das Stromnetz fungieren. Dadurch kann die TIT dieser Gasturbinen erhöht werden, wenn die gekühlten Tragflächen zu geringeren Kosten hergestellt werden können, was zu einer dramatischen Verbesserung des thermischen Wirkungsgrads führt. Da diese Gasturbinen nicht in kombinierten Zyklusanwendungen eingesetzt werden , können sie für einen hohen thermischen Wirkungsgrad mit einem großen Druckverhältnis und einer ausreichend niedrigen Abgastemperatur ausgelegt werden. Gleichzeitig wird erwa

## 3. Industrielle Gasturbinen der Zukunft

Um Kohlenstoffneutralität zu erreichen, muss man entweder alle CO2-Emissionen einfangen oder einen Brennstoff verbrennen, der keinen (zusätzlichen) Kohlenstoff enthält. Letzteres bedeutet derzeit, entweder grünen Wasserstoff, Ammoniak auf Basis von grünem Wasserstoff oder Biokraftstoffe zu verbrennen. Obwohl die Verfügbarkeit [50] und die wirtschaftliche Machbarkeit [51] einer auf grünem Wasserstoff basierenden Gesellschaft in Frage gestellt wurden, werden diese Herausforderungen wahrscheinlich überwunden werden, und man muss die für das kohlenstoffneutrale Zeitalter erforderliche Technologie jetzt vorbereiten und nicht erst, wenn für alle Einwände Abhilfe geschaffen wurde.

Zunächst betrachten wir den Einsatz von industriellen Gasturbinen, die mit CO2-freiem Wasserstoff betrieben werden. oder Ammoniak.

In diesem Abschnitt werden die verschiedenen Gasturbinenzyklen behandelt, die für den Einsatz im zukünftigen CO2-neutralen Zeitalter in Betracht gezogen werden. Zudem werden fortschrittliche Gasturbinenzyklen behandelt, für die spezielle Anlagen zum Nachweis ihrer Leistung gebaut wurden.

### 3.1. Wasserstoff und Ammoniak als Gasturbinenkraftstoffe

Es ist technisch möglich, CH4 aus H2 und CO2 herzustellen (Sabatier-Reaktion), aber derzeit ist dies wirtschaftlich nicht machbar. Daher bedeutet CO2-freier Kraftstoff derzeit entweder die Verbrennung von grünem Wasserstoff, Ammoniak auf Basis von grünem Wasserstoff oder Biokraftstoffen.

Biokraftstoffe können in ihrer reinen Form Verunreinigungen wie Schwefel enthalten, die jedoch vergleichsweise leicht entfernt werden können [52]. Das bedeutet, dass die Verwendung dieser Kraftstoffe nur geringe Auswirkungen auf das Verbrennungssystem und das Kühldesign haben sollte. Die Verwendung von Wasserstoff oder Ammoniak als Kraftstoff für Gasturbinen wird seit langem in Betracht gezogen [53,54], und es wird erwartet, dass diese Kraftstoffe für Gasturbinen, Kessel, Verbrennungsmotoren, Industrieöfen und andere vorhandene Strom- und Wärmequellen verwendet werden [55–62]. Die Hauptkomponenten einer Gasturbine können weitgehend gleich bleiben, mit Ausnahme der Brennkammer, die sich von den derzeit in Betrieb befindlichen erdgasbefeuerten Industriegasturbinen unterscheidet [63–66]. Abgesehen von

Machine Translated by Google



die Änderungen am Verbrennungssystem zur Berücksichtigung der höheren Flammengeschwindigkeit von Wasserstoff und die langen Reaktionszeiten von Ammoniak im Vergleich zu denen von Methan, die TIT wird sich auch ändern.

Wasserstoff hat einen Heizwert von lediglich 3,0 MJ/m3 , das entspricht jedoch 120 MJ/kg. Erdgas („L-Gas“) hingegen hat einen Heizwert von 31 MJ/m3 , was entspricht nur 32 MJ/kg. Das bedeutet, dass der Gesamtmassenstrom durch die Turbine, d. h. Luft und Kraftstoff, werden bei der Verbrennung von H2 abnehmen. Die Bestandteile des Brenngases Änderung: es wird kein CO2 mehr geben, dafür aber zusätzliches H2O. Die durchschnittliche spezifische Wärmekapazität von CO2 beträgt ca. 1,2 kJ/kgK und von Wasserdampf ca. 2,4 kJ/kgK. Die absolute Änderungen im Massenanteil der Bestandteile in Kombination mit den Unterschieden in spezifischen Wärme heben sich gegenseitig auf, d.h. die Wärmekapazität des Abgasstroms ändert sich nur marginal. Auf der Wärmeübertragungsseite muss berücksichtigt werden, dass sowohl CO2 als auch Wasserdampf abstrahlen. Auch hier heben sich die Änderungen weitgehend gegenseitig auf. Dennoch Unterschiede im Heizwert und im Gesamtmassenstrom führen zu Änderungen der TIT:

- Wenn Leistung und Abgastemperatur konstant bleiben müssen
  Bei der Verbrennung von 100% Wasserstoff erhöht sich die TIT um mehrere Dutzend Grad mit die daraus resultierende Auswirkung auf die durchschnittliche Bauteiltemperatur.
- Wenn sowohl die TIT als auch die Abgastemperatur konstant bleiben, wird die Leistung des die Gasturbine wird um mehr als 10 % sinken, der Wirkungsgrad wird jedoch leicht steigen und der Abgasmassenstrom wesentlich.
- Wenn die Leistung und die TIT konstant bleiben, wird die Abgastemperatur um fast 20 K sinken, aber auch hier wird die Effizienz der Gasturbine leicht steigen und der Abgasmassenstrom wesentlich.

Es ist möglich, eine thermodynamisch optimale Lösung innerhalb der Grenzen zu finden oben erwähnt, indem alle drei Parameter variiert werden. Dennoch sind einige Anpassungen an der Kühlung Design erforderlich sein, insbesondere in Kombination mit dem geänderten Design der Brennkammer, was zu einem anderen TIT-Profil, turbulenten Längenskalen und Turbulenzen führen wird.

Es sei darauf hingewiesen, dass sich die obige Diskussion ausschließlich auf die thermodynamische Aspekte der Wasserstoffverbrennung. Es kann notwendig sein, die Auswirkungen erhöhter Wasserdampf auf das Oxidationsverhalten von Legierungen und Keramiken. Verbrennungsdynamik, NOx Emissionen und Flammenrückschlag müssen ebenfalls berücksichtigt werden. Daher ist eine Herabstufung der Eine Gasturbine kann auch aus anderen Gründen erforderlich sein.

Die thermophysikalischen Eigenschaften und Verbrennungseigenschaften von Wasserstoff und Ammoniak sind in Tabelle 4 aufgeführt [67]. Wasserstoff hat eine niedrige Verflüssigungstemperatur von 20 K, was den Transport und die Lagerung erschwert. Darüber hinaus ist es notwendig, einen Verbrennungsofen zu entwickeln, die nicht zu viel thermisches NOx produziert und die hohe turbulente Flammengeschwindigkeit bewältigt das kann einen Flammenrückschlag verursachen. Ammoniak hingegen verflüssigt sich bei etwa 10 Atmosphären bei übliche Umgebungstemperaturen, was die Handhabung bei Transport und Lagerung erleichtert als LNG. Es hat jedoch eine sehr niedrige turbulente Flammengeschwindigkeit und das Vorhandensein von Stickstoff im Kraftstoff kann zu NOx führen.

Tabelle 4. Thermische Eigenschaften und grundlegende Verbrennungscharakteristika von Ammoniak und Kohlenwasserstoffbrennstoffen [ 67].

| Kraftstoff | NH3 | H2 | CH4 | C3H8 |
|---|---|---|---|---|
| Siedetemperatur bei 1 atm (ÿC) | ÿ33,4 | ÿ253 | ÿ161 | ÿ42,1 |
| Kondensationsdruck bei 25 ÿC (atm) | 9,90 | N / A | N / A | 9.40 |
| Unterer Heizwert, LHV (MJ/kg) | 18,6 | 120 | 50,0 | 46,4 |
| Entflammbarkeitsgrenze (Äquivalenzverhältnis) | 0,63–1,40 | 0,10–7,1 | 0,50–1,7 | 0,5–2,5 |
| Adiabatische Flammentemperatur (ÿC) | 1800 | 2110 | 1950 | 2000 |
| Maximale laminare Brenngeschwindigkeit (m/s) | 0,07 | 2,91 | 0,37 | 0,43 |
| Minimale Selbstentzündungstemperatur (ÿC) | 650 | 520 | 630 | 450 |

Machine Translated by Google



Da sich die Produktions- und Lieferkette für Wasserstoff und Ammoniak noch im Anfangsstadium der Entwicklung befindet, ist der Betrieb von Gasturbinen mit diesen Brennstoffen noc MHI hat eine CCGT-Demonstrationsanlage mit einer 1600 °C heißen J-Typ-Gasturbine und einer Mischung aus 30 Vol.-% Wasserstoff und Erdgas betrieben, um die Stromerzeugung durch CCGT zu demonstri KHI hat eine 2-MW-Gasturbine vom Typ M1A-17 erfolgreich mit 100 % Wasserstoff bei nahezu voller Last betrieben [69], und IHI hat eine 2-MW-Gasturbine vom Typ IM270 erfolgreich mit 100 % Ammoniak bei voller Last betrieben [70]. In Europa und den USA werden derzeit zu 100 % mit Wasserstoff betriebene Kraftwerke für GuD-Kraftwerke mit großen industriellen Gasturbinen gebaut. Diese Kraftwerke werden voraussichtlich ans Netz gehen, sobald die Infrastruktur für die Wasserstofferzeugung und -versorgung ausgebaut ist.

### 3.2. Oxy-Fuel- und Wasserstoff-Sauerstoff-Verbrennungsturbine

Das Problem bei der Verbrennung von H2 besteht jedoch darin, dass wasserstoffbetriebene Brennkammern, die tendenziell höhere Flammentemperaturen aufweisen, voraussichtlich mehr NOx ausstoßen als erdgasbetriebene Brennkammern [71], wenn sie Luft verwenden. Durch Dampfkühlung kann die Menge der verfügbaren Verbrennungsluft erhöht und die Verbrennungstemperatur gesenkt werden, um niedrige NOx- Emissionen zu erreichen. In CO2-neutralen GuD-Kraftwerken muss die Brennkammeraustrittstemperatur um weitere 200 bis 300 °C erhöht werden, um ihre Effizienzziele zu erreichen. Die Autoren sind überzeugt, dass das derzeitige Verbrennungssystem mit Luft als Oxidationsmittel seine Grenzen für eine NOx-arme Verbrennung erreicht. Ein Verbrennungsverfahren, bei dem überhaupt kein NOx erzeugt wird, ist der Oxyfuel-Zyklus (OFC), bei dem Sauerstoff von der Luft getrennt wird. Dieser Zyklus wurde ursprünglich zur Abscheidung von CO2 aus der Kohleverbrennung bei der Wärmekrafterzeugung vorgeschlagen [72,73]. Der Oxyfuel-Kreislauf kann für eine breite Palette von Brennstoffen verwendet werden, darunter Erdgas, Kohlevergasungsgas , Biomasse usw. Daher ist es möglich, den OFC thermodynamisch problemlos weiterzuentwickeln , obwohl Kompressor, Brennkammer und Turbine auf der Grundlage vorhandener CCGT-Technologie neu konstruiert werden müssen, um sie für den Kreislauf geeignet zu machen. In diesem Abschnitt wird nur die Anwendung des OFC im CCGT beschrieben [74].

Der Nachteil besteht in Bezug auf den thermischen Wirkungsgrad, da für den Prozess der Sauerstofftrennung aus der Luft zusätzliche Energie benötigt wird. Durch den Einsatz der OFC kann die TIT jedoch auf 1900 °C–2000 °C erhöht werden, und die Gasturbine kann trotz dieser hohen Verbrennungstemperatur ohne NOx-Erzeugung betrieben werden. Wenn in Zukunft Wasserstoff und Sauerstoff durch Elektrolyse unter Verwendung erneuerbarer Energien erzeugt werden, wird Wasserstoff als Brennstoff verwendet und der überschüssige Sauerstoff kann in diesem Zyk

Das Zyklusdiagramm der OFC ist in Abbildung 10 dargestellt [75]. Die Bestandteile des Abgases sind CO2 und Wasserdampf. Die Abscheidung von CO2 kann bei atmosphärischem Druck sehr einfach erfolgen, da bei der Umwandlung von Wasserdampf in Wasser im Kondensator gasförmiges CO2 übrig bleibt. Wenn das auf diese Weise gewonnene gasförmige CO2 zurückgeführt wird, entsteht ein Brayton-Zyklus, während es bei der Rückführung des kondensierten Wassers ein Rankine-Zyklus wird [76]. Im folgenden Abschnitt werden wir die OFC besprechen, wenn der Brayton- Zyklus als Gasturbine eingesetzt wird.

Verschiedene Rückführungsverhältnisse von H2O und CO2 wurden für Oxy-Fuel-GuD-Anlagen untersucht, um die optimalen Spezifikationen für Kompressor, Brennkammer und Turbine zu ermitteln [77]. Bei einer GuD mit CO2- Rückführung muss das Kompressordruckverhältnis ungefähr verdoppelt werden, um im HRSG die gleiche Abgastemperatur zu erreichen wie in einer erdgasgefeuerten GuD-Anlage. Die Leistungsabgabe und der thermische Wirkungsgrad der GuD-Anlage wurden ebenfalls untersucht, indem eine Oxy-Fuel-GuD-Anlage mit der Kühlmittelmenge für die Schaufelblätter als Parameter berechnet wurde [78,79]. Die Anwendung des CO2- Zirkulationssystems von Oxy-Fuel in einer erdgasgefeuerten GuD-Anlage mit einer GE Model 9H-Gasturbine wurde untersucht [80]. Den Ergebnissen dieser Studie zufolge betrug der thermische Wirkungsgrad der OFC 51,3 % (Netto-LHV), was 8,1 % niedriger ist als der eines erdgasgefeuerten GuD-Kraftwerks. Dieser niedrigere Wirkungsgrad ist im Vergleich mit dem niedrigeren Wirkungsgrad der CO2- Abscheidung mithilfe des Aminrückgewinnungsprozesses günstig. Da es sich jedoch um ein CO2- Kreislaufsystem handelt, kann die aktuelle 9H-Gasturbine in ihrer jetzigen Form nicht verwendet werden, und es ist ein neues Design für alle Komponenten erforderlich. Der Hauptstrom ist ein gemischter Strom aus CO2 und überhitztem

Machine Translated by Google



**Gekühlte Tragflächen sollten unter Berücksichtigung der Wärmeübertragung durch Strahlung bewertet werden. Die Kühlleistung heißer Teile im Sauerstoff-Brennstoff-CO2- Kreislaufsystem ist der Luftkühlung überlegen , da Kohlendioxid aus dem Kompressorauslass verwendet wird.**

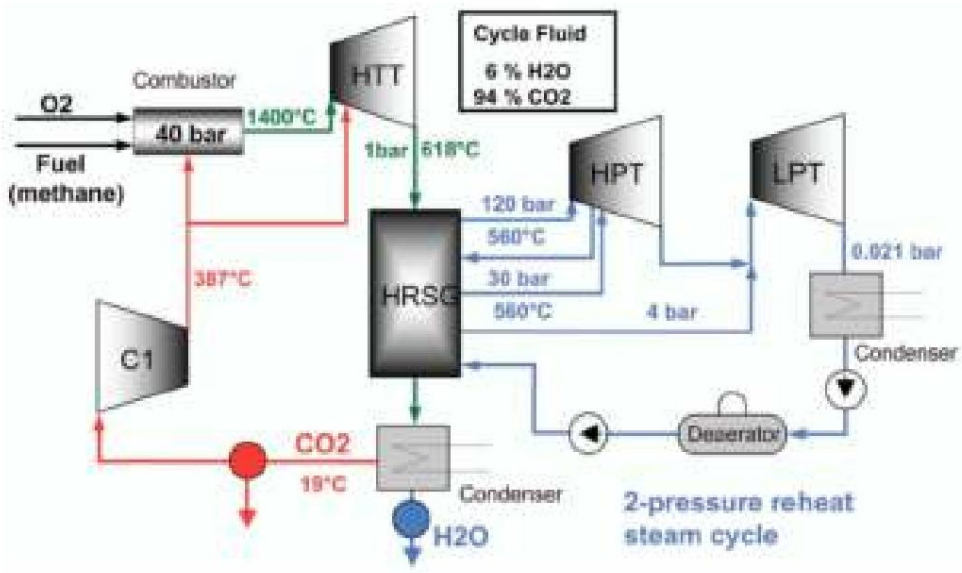



**Abbildung 10. Prinzip des Strömungsschemas des Oxyfuel-Kreislaufs [75].**

**Jericha und andere an der Technischen Universität Graz in Österreich haben einen hocheffizienten kombinierten Zyklus mit Wasserstoff-Sauerstoff-Verbrennung vorgeschlagen. Dieser Zyklus wurde von japanischen Forschern, die am WE-NET-Projekt beteiligt waren, „Graz-Zyklus“** genannt **[81]. Die Grundkonfiguration des Graz-Zyklus ist in Abbildung 11** dargestellt **[82], in der Erdgas mit reinem Sauerstoff** verbrannt wird **[83]. Dies führt zu einem Arbeitsmedium, das ausschließlich aus Dampf und CO2 besteht, wobei letzteres leicht vom Dampf getrennt werden kann. Das Abgas wird verwendet, um in einem regenerativen Wärmetauscher Dampf zu erzeugen, und der Niederdruckdampf wird verwendet, um den Rankine-Zyklus anzutreiben und als Kompressoreinlassdampf im Brayton-Zyklus.**
**Seit seiner Einführung wurde das Konzept durch einen stetigen Strom von Veröffentlichungen verfeinert [75,82,84,85]. Eine Zyklusanalyse hat gezeigt, dass der thermische Wirkungsgrad des Graz-Zyklus mehr als 10 % höher ist als der eines erdgasbefeuerten GuD-Kraftwerks mit gleicher TIT. Der Graz-Zyklus ist hocheffizient, weil die Exergieverluste der Verbrennung durch Erhöhung des Verbrennungsdrucks und der Temperatur** reduziert werden **[85].**

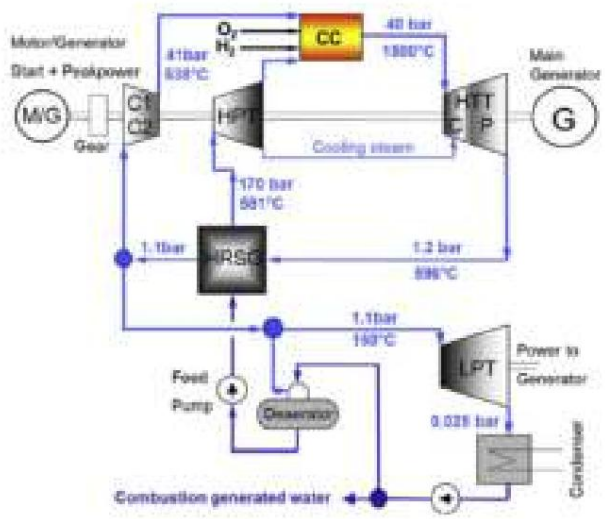



**Abbildung 11. Prinzip des Fließschemas des Oxyfuel-Kreislaufs [82].**

Machine Translated by Google



**Einen guten Überblick über eine Reihe weiterer geschlossener Kreisläufe findet man in Ref. [86].**

3.3. Der HAT-Zyklus **Im**

**GuD-Kraftwerk sind die Arbeitsfluide des oberen Gasturbinenzyklus und des unteren Dampfturbinenzyklus physisch getrennt. Es gibt jedoch viele Möglichkeiten, flüssiges Wasser in Dampf umzuwandeln und ihn mit dem Arbeitsfluid der Gasturbine zu kombinieren. Der Cheng-Zyklus für kleine Anlagen, bei dem die Abwärme der Gasturbine zur Erzeugung von überhitztem Dampf in einem Abhitzekessel genutzt wird, wurde bereits beschrieben.**

**Rekuperationszyklen erfreuten sich vor einigen Jahrzehnten einer gewissen Beliebtheit, als das Gesamtdruckverhältnis von Gasturbinen noch relativ niedrig war. Das Abgas wurde verwendet, um die Kompressorauslassluft vorzuwärmen, bevor sie in die Brennkammer gelangte. Die Wärme unterhalb der Kompressorauslasslufttemperatur kann im Gasturbinenzyklus nicht aus dem Turbinenabgas zurückgewonnen werden. Wenn die TIT erhöht wird, um eine höhere Leistung zu erzielen, ist es notwendig, das Druckverhältnis entsprechend zu erhöhen. Daher verringert sich die mit dem Rekuperator zurückgewonnene Wärmemenge und das Abgas wird mit einer höheren Temperatur in die Atmosphäre abgegeben , was zu Wärmeverlusten führt.**

**Andererseits ist die spezifische Wärmekapazität von Wasserdampf etwa doppelt so groß wie die von Luft und er hat eine große Wärmerückgewinnungskapazität. Unter Ausnutzung dieser Eigenschaft von Dampf kann Luft mit relativ niedriger Temperatur und hoher Feuchtigkeit zur Wärmerückgewinnung in einem Regenerator verwendet werden. In diesem Fall kann ein Zyklus aufgebaut werden, um Wärme aus dem Abgas bis zu fast 100 °C zurückzugewinnen, wobei der Dampf bei atmosphärischem Druck kondensiert [87,88]. Ein typisches Beispiel für diesen** regenerativen Gasturbinenzyklus mit hoher Feuchtigkeit ist der in Abbildung **12 dargestellte Feuchtluftturbinenzyklus (HAT) [89]. Dieser Zyklus wurde 1981 von Nakamura als Anwendung von Mittel- bis Niedertemperatur-Wärmerückgewinnungstechnologien in Gasturbinen** entwickelt **[90]. Man erkannte, dass** dieser Zyklus den thermischen Wirkungsgrad **im Vergleich zu einem normalen kombinierten Zyklus voraussichtlich um etwa 3 bis 4 % (absoluter Wert) verbessern würde [91]. Um diese Leistung zu erreichen, war es notwendig, einen neuen Typ von Gasturbine mit separaten Kompressoren und einem Zwischenkühler zu entwickeln. Im Gegensatz zum HAT-Zyklus entwickelte Hatamiya den AHAT-Zyklus; sein Ablauf ist in Abbildung 13 [92] dargestellt. Dieses Stromerzeugungssystem zielt auf eine hohe Effizienz ab, ohne dass dabei die hohen Druckverhältnisse und Verbrennungstemperaturen erforderlich sind, die derzeit bei hocheffizienten kombinierten Zyklussystemen vorherrschen. Im AHAT-Zyklus wird die Ansaugluft durch den Einbau eines Ansaugluftkanals (Nachkühler genannt) gekühlt, der feine Wassertröpfchen in die Ansaugluft des Kompressors sprüht. Dies senkt die Ansauglufttemperatur durch Verdunstung, bevor die Luft die ersten Kompressorstufen erreicht. Die verbleibenden Wassertröpfchen verdunsten während des Kompressionsprozesses und verhindern so einen Temperaturanstieg der Luft. Die Kompressorauslassluft strömt in den Befeuchtungsturm (Sättiger genan**

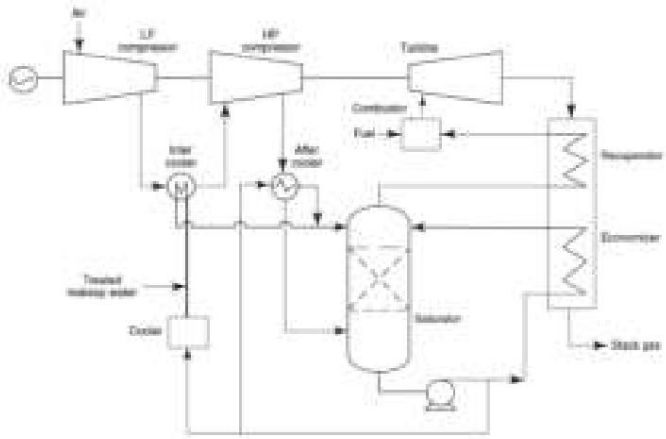


**Abbildung 12. HAT-Zyklus [89].**

Machine Translated by Google



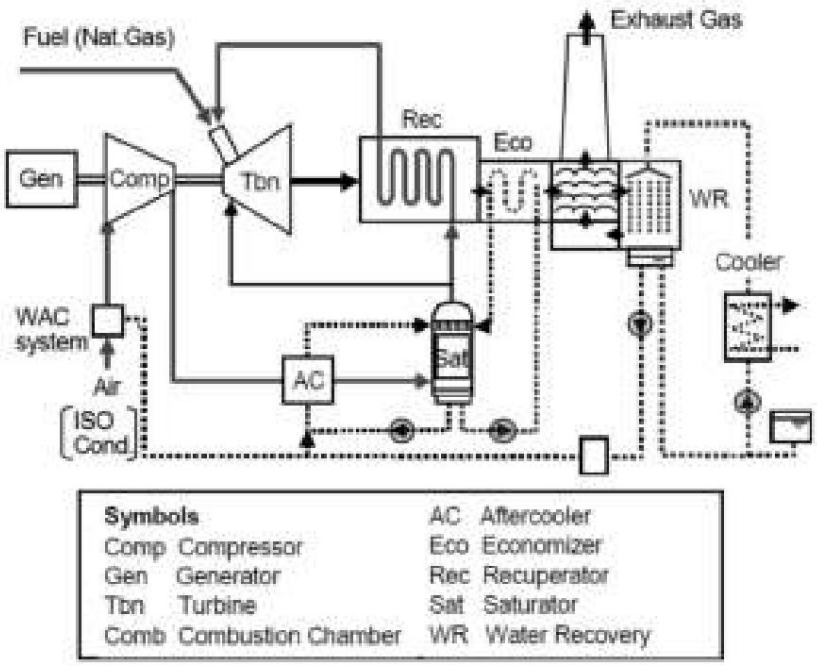



**Abbildung 13. AHAT-Zyklus [92].**

**Hitachi baute eine Versuchsanlage, um zu prüfen, ob das Zykluskonzept des AHAT- Systems und die angestrebte Leistung mit einer Gasturbine der 3-MW-Klasse erreicht werden können, und führte Demonstrationstests durch [93]. Es wurden eine Leistung von 4,0 MW und ein thermischer Wirkungsgrad von 40 % LHV erreicht. Diese Ergebnisse zeigen, dass bei einem unter optimalen Bedingungen ausgelegten AHAT-Zyklus die Stromerzeugungseffizienz die eines kombinierten Zyklus übertrifft. Besonders groß ist der Wirkungsgradunterschied bei kleinen und mittelgroßen Gasturbinen. Abbildung 14 zeigt ein Beispiel für die Effizienzschätzung eines AHAT-Zyklus im Vergleich zu bestehenden Gasturbinen-Stromerzeugungssystemen [92].**

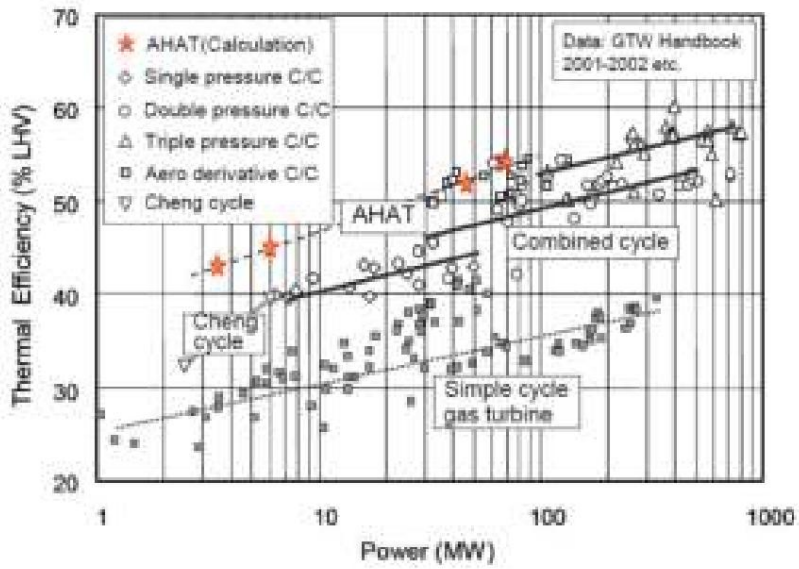



**Abbildung 14. Vergleich der thermischen Wirkungsgrade von Gasturbinenkreisläufen [92].**

**Der AHAT-Zyklus kann als eines der besten Systeme für kleine und mittelgroße Gasturbinen im kohlenstoffneutralen Zeitalter angesehen werden. Darüber hinaus ist es wünschenswert, einen AHAT-Zyklus unter Verwendung erneuerbarer Brennstoffe wie Wasserstoff und Ammoniak anstelle von Erdgas in Betrach**

Machine Translated by Google



## 4. Kühlstruktur für zukünftig wichtige Gasturbinenschaufeln

Abschnitt 2 beschreibt den aktuellen Status von Industriegasturbinen im Betrieb. In Abschnitt 3 werden mehrere mögliche Zyklen und der bevorzugte oder ideale Industriegasturbinenzyklus für das CO2-neutrale Zeitalter erörtert. Dieser Abschnitt beschreibt die Kühlstrukturen, die übernommen werden sollten. Zunächst werden die aktuellen Kühlmethoden für die neuesten auf 1650 ° C gekühlten Schaufelblätter beschrieben. Als Nächstes werden die Kühlstrategien für Leit- und Laufschaufeln erörtert, die bislang erforscht und entwickelt wurden. Anschließend werden die Kühlstrukturen und Produktionsmethoden beschrieben, die im CO2-neutralen Zeitalter auf Schaufelblätter angewendet werden können, basierend auf diesen Strukturen und Produktionsmethoden. Es ist zu beachten, dass der quantitative Kühlbedarf in gewissem Maße vom thermodynamischen Zyklus abhängt. Auch wenn die Temperatur dieselbe ist, ist die Abgaszusammensetzung unterschiedlich, was zu unterschiedlichen thermischen Belastungen und unterschiedlichen Kühlanforderungen führt.

Die Turbinenleitschaufeln und -laufschaufeln der ersten Stufe einer Gasturbine der Klasse G mit 1500 °C sind in den Abbildungen 4 und 5 dargestellt. Die Kühlstruktur der Turbinenleitschaufeln und -laufschaufeln unterscheidet sich nicht signifikant von der einer Hochdruckturbine eines Strahltriebwerks mit derselben TIT. Es ist jedoch zu beachten, dass die Tragflächen einer großen Industriegasturbine etwa viermal größer sind als die eines Strahltriebwerks. Obwohl es in dieser Arbeit nicht gezeigt wird, spiegelt die Kühlluft, die zur Kühlung der Turbinenrotorschaufeln in der WH-MHI-Gasturbine verwendet wird, nicht die Tatsache wider, dass die Kompressorauslassluft aus dem System entnommen und mit Wasser aus dem Bodenkreislauf gekühlt wird. Mit anderen Worten wird die zur Kühlung der Schaufeln verwendete Luft auf etwa 150 °C gekühlt. Gemäß Abbildung 4 wird diese kalte Kühlluft durch einen kurzen internen Kühlkanal direkt als Filmkühlung an die Außenfläche der Schaufel abgegeben . Bei den von MHI entwickelten Schaufeln der ersten Stufe der F-Typ-Turbine wird die Kühlluft so weit wie möglich intern verwendet und, sobald die Temperatur so weit wie möglich erhöht wurde, als Filmkühlung von der Schaufeloberfläche abgeführt – ein Konzept, das nur bei industriellen Gasturbinen zu finden ist [31]. Alle Schaufeln der von WH entwickelten 1500- °C-Gasturbine der G-Typ-Klasse wurden von MHI modifiziert, um basierend auf dem obigen Konzept die optimale Kühlgeometrie für eine industrielle Gasturbine zu erreichen.

Die Prallkühlung, die bei Leitschaufeln zum Einsatz kommt, ist eine Methode zur wirksamen Kühlung der Innenfläche der Leitschaufel an der Vorderkante und im Mittelteil des Tragflächenprofils (entlang der Bei einem serpentinenförmigen Strömungskanal, wie er in Schaufelblättern verwendet wird, ist die Temperaturverteilung entlang der Schaufelhöhe nahezu unkontrollierbar. Sie lässt sich hingegen durch den Einsatz einer Prallkühlung und die Anpassung der Anzahl der Prallkühlungslöcher leic

In der Kühlstruktur der in Abbildung 3 gezeigten Leitschaufel wird die Prallkühlung von der Innenfläche aus dadurch erreicht, dass ein Einsatz in mehrere Hohlräume einer dünnwandigen Struktur eingesetzt wird. Die Zahl der Hohlräume steigt tendenziell mit zunehmender TIT; in der von Westinghouse zur Kühlung konzipierten Gasturbine der Klasse 1150 °C vom Typ D betrug die Zahl der Hohlräume in den Leitschaufeln der ersten Stufe zwei. Allerdings wurde die Zahl der Hohlräume in der ersten Stufe einer von MHI modifizierten Gasturbine der Klasse 1200 °C vom Typ DA auf drei erhöht. Die Zahl der Hohlräume in den Leitschaufeln der ersten Stufe der Turbinen der Klasse 1350 °C vom Typ F und der Klasse 1500 °C vom Typ G beträgt ebenfalls drei, aber die Zahl der Prallhohlräume in der Turbine der Klasse 1600 °C vom Typ J beträgt fünf [31]. Die Erhöhung der Anzahl der Hohlräume beruht auf der Notwendigkeit, den Kühlluftzufuhrdruck und die Filmkühlungs-Ausflussgeschwindigkeit auf der Oberfläche der Leitschaufel zu optimieren. Die statische Druckverteilung auf der Oberfläche variiert sowohl entlang der Sehne als auch der Spannweite, und die Kühlung wird entsprechend angepasst. Es ist möglich, Hohlräume durch eine Dichtungsstruktur zwischen dem Einsatz und der Innenfläche der Leitschaufel zu bilden, anstatt Trennwände innerhalb der Leitschaufel zu verwenden, um die Anzahl der Hohlräume zu erzeugen. Eine dichte Abdichtung über die Spannweite der Leitschaufeln hinweg garantiert eine hohe Kühlleistung und Zuverlässigkeit. Mit zunehmender TIT sind jedoch dreidimensionale Leitschaufelformen erforderlich, um die aerodynamische Im kombinierten Prall- und Filmkühlungsbereich sollte der ventralen Seite der Turbinenschaufel besondere Aufmerksamkeit gewidmet werden. Die Filmkühlung auf einer Oberfläche mit kleinem Krümmungsradius fördert die Vermischung der filmgekühlten Luft mit dem Hauptstrom aufgrund der Görtler-Wirbel auf einer konkaven Oberfläche. Um diese Vermischung zu vermeiden, besteht die Druckob

Machine Translated by Google



**mit großem Krümmungsradius. Die Vorderkante der Leitschaufel der ersten Stufe hingegen hat den größtmöglichen Vorderkantenradius, um den Wärmeübergangskoeffizienten des Hauptstroms zu verringern. Die Pin-Fin-Kühlung wird für die Hinterkanten der Turbinenschaufeln verwendet, bei denen eine Prallkühlung aufgrund der Schwierigkeit, Einsätze einz**

**Die Kühlstruktur der in Abbildung 4 gezeigten Turbinenschaufeln , die eine Filmkühlung im tabellarischen Serpentinenströmungspfad verwendet, ist die gleiche wie die eines Strahltriebwerks. Die Duschkopfkühlung der Vorderkante ist so ausgelegt, dass das Kühlmittel auf beiden Seiten um den Staupunkt herum verteilt wird .** An der Hinterkante **der Schaufeln wird dagegen eine Stift-Fin-Kühlung verwendet .**

**Das Seitenverhältnis des Serpentinenkanals der Turbinenrotorschaufel in Abbildung 4, die auf der Grundlage eines Flugzeugtriebwerks entworfen wurde, liegt nahe bei eins, was ein ausgezeichnetes Kühldesign darstellt, wenn man es nur aus der Perspektive der Wärmeübertragung betrachtet. Als WH-MHI große industrielle Gasturbinen der Klassen D, F und G entwarf, übernahmen sie das gleiche vierstufige Turbinenlayout. Dies bedeutet, dass die Belastung der Rotorschaufeln mit der Erhöhung der TIT zunimmt, da die Belastung auf die gleiche Anzahl von Stufen verteilt wird. Dies wiederum bedeutet, dass sich die Form der Schaufel von einem Reaktionstyp zu einem Impulstyp ändert . Dies führt tendenziell zu einer Erhöhung des Seitenverhältnisses des Serpentinenkanals: Die Schaufel wird dicker, was bedeutet, dass die Oberfläche der inneren Trennwände größer wird als die der tatsächlichen Innenwände auf der Druck- und Saugseite des Tragflügels. Da die Rippen eines Serpentinenkanals im Allgemeinen auf der nun kurzen Seite des rechteckigen Querschnitts installiert sind, ist eine Serpentinenkanalform mit einem großen Seitenverhältnis in Bezug auf die Kü**

**Die Verbesserung des thermischen Wirkungsgrads des Zyklus ist ungefähr proportional zur Menge der Kühlmittelreduzierung, da die Reduzierung den Pumpverlust verringert und die Temperatur des Hauptstroms weniger stark absinkt. Aus diesem Grund muss das Kühldesign der Schaufeln zu einer fortschrittlicheren Kühlung weiterentwickelt werden, die eine gleichmäßigere Temperaturverteilung in Spannweitenrichtung ermöglicht und auf die Anforderungen an die Kriechbruchfestigkeit entlang der Schaufelhöhe abgestimmt ist. Da sich die Schaufel per Definition dreht, kann die Gastemperatur um sie herum als der umfangsmäßig gemittelte Wert der Hauptstromgastemperatur betrachtet werden. Die Kriechfestigkeit einer Schaufel wird durch die auf sie wirkende Zentrifugalkraft in Kombination mit der durchschnittlichen Metalltemperatur ihres Querschnitts** bestimmt . **Um die maximale Kriechfestigkeit zu erreichen, sollte die Gastemperaturverteilung so ausgelegt sein, dass die höchste Temperatur bei etwa 50 bis 60 % der Spannweite liegt. Da die Schaufelwurzel den Querschnitt mit der höchsten Zentrifugalspannung aufweist, muss sie ausreichend gekühlt werden, um die Festigkeitsanforderungen zu erfüllen, auch wenn die Gastemperatur niedriger ist als in der Mitte der Spannweite. Das Kühldesign von der Mitte bis zur Spitze der Schaufel könnte eine allmähliche Reduzierung der Kühlmittelmenge erreichen, um eine durchschnittliche Metalltemperatur zu erreichen , die die Kriechfestigkeit mit dem Rückgang der Zentrifugalkraft in Einklang bringt. Die Kühlung von Turbinenschaufeln durch Serpentinenkanäle kann die durchschnittliche Metalltemperatur in Schaufelhöhenrichtung nich**

**Prallkühlung durch Einbringen eines Einsatzes in die Schaufel ist eine hervorragende Kühlmethode zur Kontrolle der lokalen Metalltemperatur. Allerdings gibt es dabei zwei Probleme.**
**Erstens wird das Tragflächenprofil verdreht, da sich der Einlasswinkel einer Schaufel in radialer Richtung ändert. Wenn sich die Schaufel dreht, bewirkt die Zentrifugalkraft, dass sie sich bis zu einem gewissen Grad entdreht. Daher muss der Einsatz an einer Stelle installiert werden, an der sich die relative Position der Innenwand und des Einsatzes wahrscheinlich nicht ändert. Als nächstes müssen die gerippte Oberfläche, die den Einsatz an Ort und Stelle hält, und der Einsatz selbst bei konstantem Druck in Kontakt miteinander sein. Doch selbst wenn die Dichtflächen sehr präzise hergestellt werden, kann es aufgrund der Relativbewegung, die durch die Drehbewegung und die thermischen Dehnungsunterschiede verursacht wird,** zu Schäden durch Reibverschleiß kommen . **In der Schaufel der ersten Stufe der Hochdruckturbine des Pratt & Whitney 1250 ÿC -Klasse JT9D-7A-Strahltriebwerks wurde Prallkühlung mit einem einzigen Einsatz verwendet, der in einen einzigen Hohlraum integriert war. PW hat jedoch die Prallkühlung für die Schaufel aufgrund**

Machine Translated by Google



**Um die Turbineneintrittstemperatur des JT9D-Triebwerks auf 1360 °C zu senken, wurde eine Kühlstruktur eingeführt, die Serpentinenkanäle und Filmkühlung kombiniert. Die Prallkühlung des mittleren Sehnenbereichs wurde nicht mehr verwendet. Derzeit wird die Prallkühlung noch für die Vorderkante verwendet , wo Pralldüsen durch Präzisionsguss hergestellt werden könne**

**Das Kühldesign der Schaufelblätter hat seine Wurzeln im Feinguss. Unter dem Gesichtspunkt, eine Kühlstruktur zu finden, die zuverlässiger ist, eine höhere Kühleffizienz aufweist und eine lokale Kontrolle der Metalltemperatur ermöglicht, müssen neue Fertigungsmethoden entwickelt werden, die mit diesem Konzept brechen. Eine der in der Vergangenheit für Flugtriebwerke entwickelten Techniken ist die Gusskühlung; eine andere ist die Wafer- und Diffusionsschweißschaufel. Die Schaufelblätter großer industrieller Gasturbinen sind daher viel größer als diejenigen, für die diese Technologien ursprünglich geplant waren, und daher kann man sie nicht einfach anwenden. Wie bereits erwähnt, ist die Wärmekapazität der Schaufelblätter großer Gasturbinen viel größer, was ein modifiziertes Design erfordert, das die veränderte thermische Belastung berücksichtigt. Da die Größen der Schaufelblätter kleiner und mittlerer industrieller Gasturbinen und die von Flugtriebwerken ungefähr gleich sind, ist es möglich, die Technologie auch in diesen industriellen Gasturbinen anzuwenden . Da Industrieturbinen in Zukunft ähnlicher wie Flugtriebwerke betrieben werden, sollten auch die Konstruktionsregeln und -kriterien konvergieren, was diese Technologien zu einer interessanten Option macht. Bei diesen kleineren Gasturbinen besteht die größte Herausforderung darin, die Herstellu**

**Zunächst besprechen wir gussgekühlte Schaufelblätter. In Brennkammern für Strahltriebwerke werden die Abmessungen der Brennkammer reduziert, um das Gewicht zu reduzieren, und Diffusionsverbrennung mit flüssigem Brennstoff ist die Norm. Deshalb standen Konstruktionen im Mittelpunkt der Forschungs- und Entwicklungsanstrengungen, die die Brennkammerwand bei geringem Druckverlust und mit wenig Kühlmittel wirksam kühlen können. Eine Brennkammerwandstruktur mit einer solchen Funktion ist Lamilloy®, das über eine doppelwandige Kühlstruktur verfügt [94–96]. Sie besteht aus einer Außenwand, einer Innenwand (Verbrennungsseite) und einer Struktur mit Rippen, die den Wärmeaustausch zwischen ihnen fördern. Die Innenwand und die Rippenstruktur werden durch Fotoätzen hergestellt und die Außenwand ist mit der Innenstruktur diffusionsverbunden. Wie der Name nahelegt, ist CastCool® eine Hochdruck-Erststufenschaufel, die durch Präzisionsguss der Kühlstruktur aus Lamilloy® hergestellt wird. Die CastCool® -Erststufenschaufel ist in Abbildung 15 dargestellt [97,98]; dies gibt auch einen guten Überblick über die allgemeinen Merkmale und das Design von CastCool®- Tragflächen. Bei der CastCool®- Schaufel können die Prallkühlung und ihre relative Position zu den Filmkühlungslöchern entsprechend der Designabsicht hergestellt werden. Diese Kühlstruktur ermöglicht die Kontrolle des Prallkühlungs-Wärmeübergangskoeffizienten und der Filmkühlungs-Ausblasrate auch bei schwankenden Turbinenlasten . Darüber hinaus stellt die Kombination der beiden Kühlmethoden sicher, dass ein Gegendruck für die Filmkühlung ohne Rückfluss vorhanden ist und gleichmäßige Metalltemperaturen über die Vorderkante mit minimalem Kühlmittelmassenstrom erreicht werden könne**

**Als nächstes werden Wafer- und Diffusionsschweißschaufeln besprochen. Die Strukturen der von ERDA, einem Projekt des HTTT-Programms des DOE, entwickelten Schaufeln der ersten Stufe sind in den Abbildungen 17 bzw. 18 dargestellt [100]. Auch diese Abbildungen wurden ausgewählt, um einen Überblick über die Konstruktion solcher Schaufelblätter im Allgemeinen zu geben. Die Leitschaufel der ersten Stufe wurde hergestellt, indem auf einer dünnen Platte aus einer hochhitzebeständigen Legierung durch Fotoätzen eine feine Kühlstruktur geformt wurde, die Wafer dann in radialer Richtung überlappt und durch Diffusionsschweißen integriert wurden. Die Schaufel wurde a Die Oberflächen sind jedoch in der Richtung diffusionsverbunden, in der die Zentrifugalkraft nicht wirkt, also in axialer Richtung. Im selben HTTT-Projekt entwickelte EPRI Turbinenschaufeln, die als Shell/Spar bezeichnet werden. Abbildung 19 zeigt die Struktur der Shell/Spar-Schaufel der ersten**

Machine Translated by Google



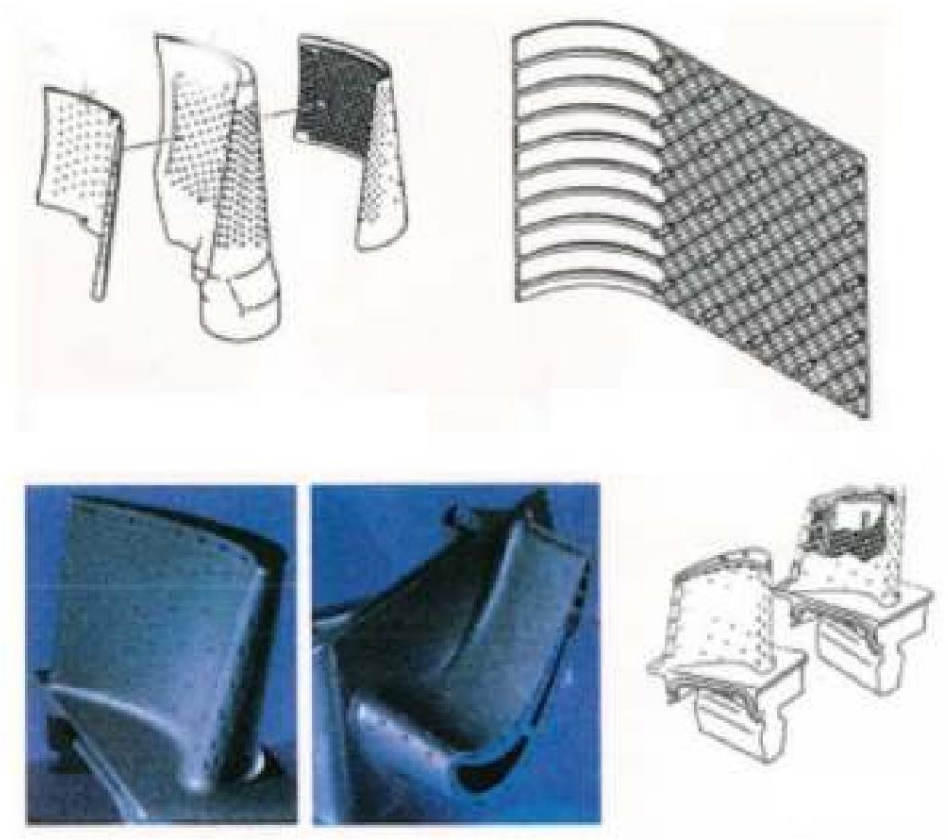


**Abbildung 15. Eine CastCool®- Turbinenschaufel [97].**

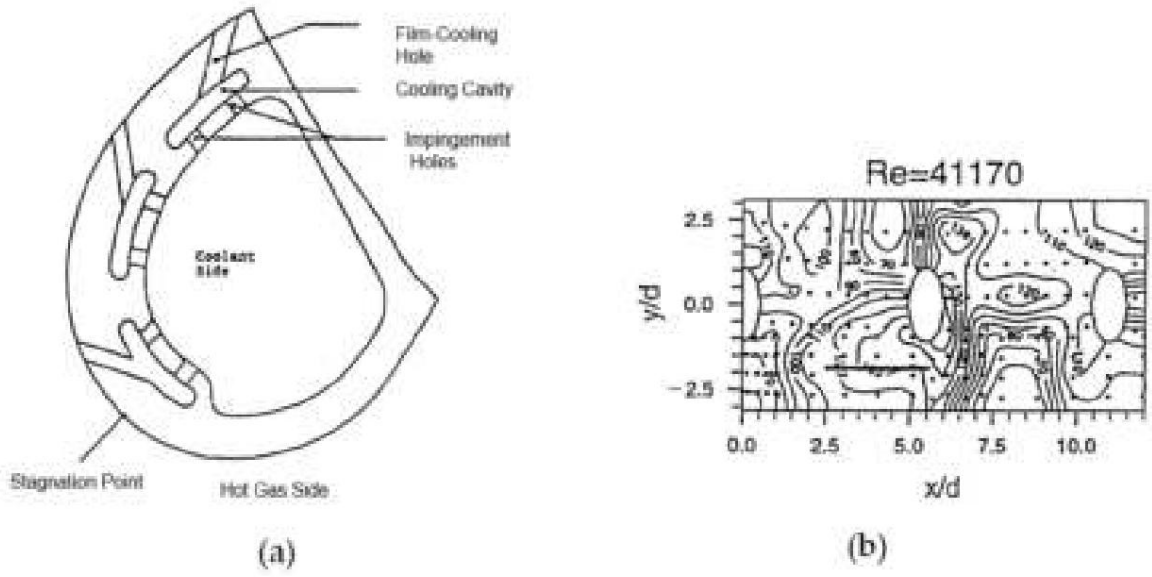



**Abbildung 16. Eine prallgekühlte Vorderkante einer CastCool®-Anlage: (a) Turbinenschaufel mit angegossenem Kanal; (b) Nusselt-Zahlenverteilung auf der Zieloberfläche [99].**

Machine Translated by Google

**Abbildung 17. Kühlkonfiguration der Waferschaufeln nach ERDA – moderne Industriemotoren [100].**

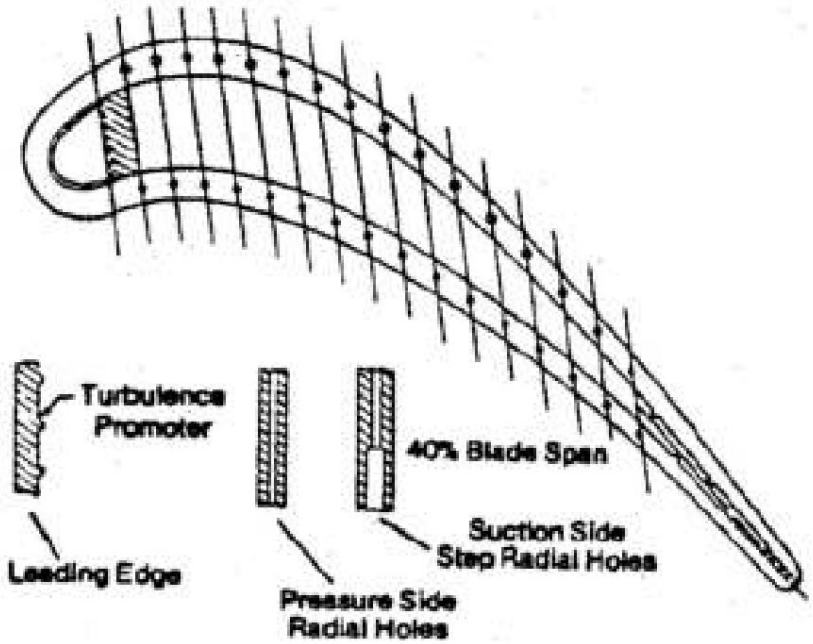



**Abbildung 18. Wafer-Blade-Kühlkonfiguration für fortschrittliche ERDA-Industriemotoren [100].**

**Die oben beschriebene Lamilloy®-Kühlstruktur wird derzeit für die Brennkammerwände von Triebwerken verwendet. CastCool®- Profile wurden bisher noch nicht in Betrieb genommen. Fotoätzen und Diffusionsschweißen bieten eine bessere Kühlmethode, die die Mängel moderner gekühlter Profile beheben kann, aber aufgrund ihrer hohen Kosten noch nicht kommerziell eingesetzt werden kann. Die einzige kommerziell erhältliche Hochdruckturbinenschaufel, die durch Wafer- und Diffusionsschweißen hergestellt wurde, wird im Triebwerk des F100-Kampfflugzeugs ein**

**Auf dieser Grundlage wird als nächstes die Kühlstruktur der Schaufeln betrachtet, die in industriellen Gasturbinen im kohlenstoffneutralen Zeitalter verwendet werden. Eine interne Kühlung allein wird nicht ausreichen, auch wenn ihre Effizienz erheblich gesteigert werden kann. Ein dichtes Effusionskühlungsarray wird benötigt, um das Material vor der heißen Gastemperatur zu schützen. Wie oben erwähnt, müssen industrielle Gasturbinen als Regler fungieren, um die Stromversorgung zu stabilisieren. Um diese Funktion zu erfüllen, müssen sie in der Lage sein, die thermische Ermüdungslebensdauer der Schaufeln und Scheiben auch bei plötzlichen Lastschwankungen aufrechtzuerhalten. Um die Zuverlässigkeit der Turbinenschaufeln im Teillastbetrieb zu verbessern, ist es notwendig, eine Kühlstruktur zu verwenden, die es dem Hauptstrom nicht erlaubt, in den Kühlhohlraum einzudringen, selbst wenn sich die statische Druckverteilu**

Machine Translated by Google



**der maximalen Filmkühlungseffizienz (z. B. erreicht die Filmkühlungseffizienz ihr Maximum bei etwa M = 0,5 im Fall einer Filmkühlung mit kreisförmigen Löchern) durch Reduzierung der Kühlluftmenge . Derzeit wird ein Design mit einem gewissen Spielraum beim Gegendruck verwendet, um das Auftreten eines Rückflusses zu verhindern.**

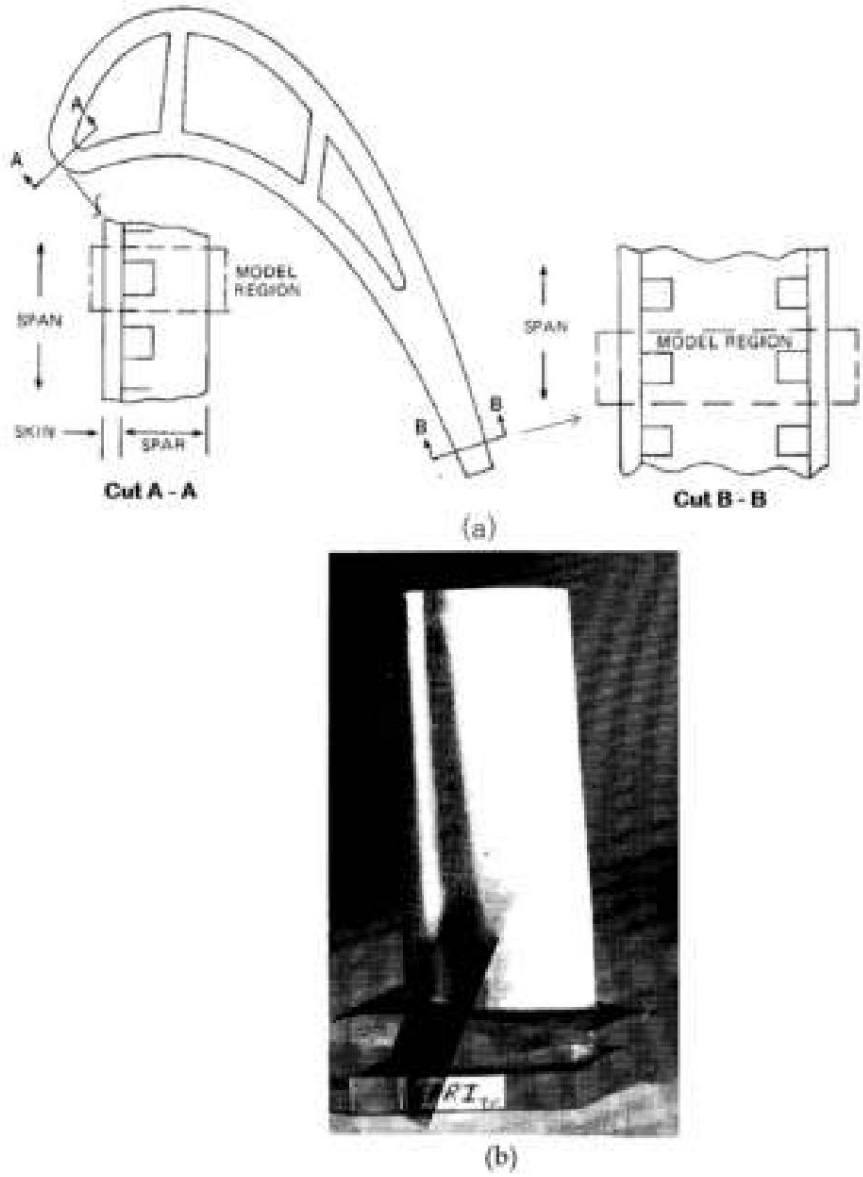



**Abbildung 19. Kühlkonfiguration für Schale und Holm: (a) Kühlkonfiguration; (b) Demonstrationsblatt zur Herstellung [101].**

**Gekühlte Schaufeln wurden als Reaktion auf die steigenden Turbineneinlasstemperaturen entwickelt. Die Autoren haben eine Turbineneinlasstemperatur von 1900–2000 °C und ein Druckverhältnis von 30 für große und eine TIT von 1500–1600 °C für kleine und mittelgroße Gasturbinen vorgeschlagen. Die Forschung und Entwicklung von für diese Gasturbinen geeigneten Schaufelb Ron Bunker hat „Mikrokühlung“ [103,104] und Doppelwandkühlung [105],** wie **in Abbildung 20 dargestellt , als Kühlstrukturen für zukünftige Tragflächenprofile für die Luftfahrt vorgeschlagen. Diese Strukturen sind eine Weiterentwicklung der oben beschriebenen Shell/Spar- und Lamilloy®-Tragfläc**

Machine Translated by Google



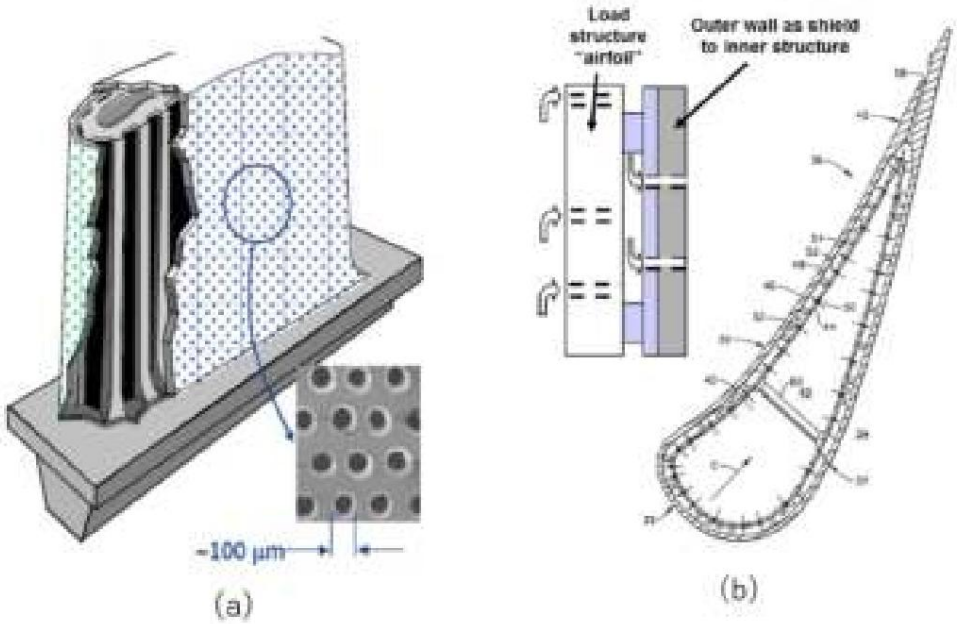



**Abbildung 20. Zukunft der Turbinenkühlung: (a) „Mikro“-Kühlung [103,104]; (b)** Ein **Beispiel für Doppelwandkühlung [105].**

**Die Technologie zur Herstellung solcher komplexen Kühlstrukturen aus Metall durch additive Fertigung (AM) befindet sich in der Entwicklung und wird bereits zur Herstellung von Hochtemperaturkomponenten für Triebwerke eingesetzt. Die Strukturen, die vor dem Einsatz aller oben genannten Technologien hergestellt wurden, können heute relativ einfach und kostengünstig hergestellt werden. Die Tragflächen einer großen industriellen Gasturbine sind etwa viermal größer als die eines Triebwerks. Eine massive Schaufel hätte daher** die **43-fache Wärmekapazität. Selbst bei so großen Tragflächen kann der Temperaturunterschied über die Tragfläche verringert und die Übergangsreaktionszeit so verändert werden, dass die Metalltemperatur entlang der Profilsehne bei schnellen Lastwechseln konstant bleibt. Dazu muss eine Struktur mit geringer Wärmekapazität, aber hoher Festigkeit gewählt werden. Die Reaktion kann durch eine Erhöhung der Dicke an der Vorderkante verzögert werden, wo der Wärmeübergangskoeffizient auf der Hauptstromseite hoch ist. Die Dicke des Stiftrippenabschnitts an der Hinterkante kann nicht erhöht werden, und daher wird eine Kühlstruktur mit dichtem Gitter (oder Matrix) als wirksam erachtet. Die Matrixkühlung wurde ursprünglich in der ehemaligen Sowjetunion entwickelt und in einigen modernen industriellen Gasturbinen verwendet, z. B. in einigen Finspong-Motoren von Siemens und GT24/26 von ABB. Auch in anderen Ländern wurde daran gearbeitet (z. B. Ref. [106–108]), aber Fertigungsschwierigkeiten und relativ hohe Druckverluste haben zu einer begrenzten Anzahl von Anwendungen geführt, was sich ändern könnte, wenn diese Strukturen additiv hergestellt werden können. Ein zusätzlicher Vorteil dieser Kühltechnik ist ihre große Wärmekapazität im Vergleich beispielsweise zur Pin-Fin-Kühlung. Dies bedeutet, dass sich die thermische Trägheit der V** Daher ermöglicht die Innenkühlung **durch komplexe Kühlkonstruktionen die optimale Temperatur an den Extrempunkten des** Tragflächenprofils, während die Filmkühlung das Gesamtniveau der **Struktur auf einem akzeptablen Niveau hält.**

**Die Herstellung von Turbinenschaufeln und -blättern mit einer einfachen Kühlstruktur unter Verwendung der AM-Methode hat bereits begonnen. Es wurden viele Studien durchgeführt, um die Wärmeübertragungseigenschaften von AM-Kühlgeometrien zu bewerten. Die aktuellen Kühlstrukturen, die durch AM hergestellt werden können, können die gewünschte Maßgenauigkeit oder Ob Da jedoch immer mehr Bauteile auf diese Weise hergestellt werden, wird das Verfahren auf ein zufriedenstellendes Niveau verbessert. Bei der „Doppelwandkühlung“ werden Einsatz und Schaufelwand in eine einzige Geometrie integriert.**

Machine Translated by Google



**Eine erste additiv gefertigte DWC-Leitschaufel (eine Skizze des Prinzips finden Sie in Abbildung** 21a) wurde von Ref. **[109] in einer Großgasturbine getestet . Das Design selbst und der Vergleich mit der herkömmlich gegossenen Leitschaufel und dem normalen Kühldesign sind in Abbildung 21** dargestellt . **Die AM-Leitschaufel weist eine viel homogenere Oberflächentemperatur auf. Dies ist hauptsächlich auf das doppelwandige Kühldesign der AM-Leitschaufel mit der höheren Anzahl von Prallhohlräumen sowie der allgemeinen Ausdehnung der Filmkühlung über die gesamte Oberfläche zurückzuführen. Jede Reihe von Filmkühllöchern ist mit einem eigenen inneren Hohlraum verbunden, was eine bessere Verteilung des Speisedrucks und insgesamt niedrigere Blasverhältnisse ermöglicht. Dadurch werden eine sehr geringe thermische Spannung und eine dünnwandige Struktur erreicht, die äußerst widerstandsfähig gegenüber Transienten ist. Allerdings muss darauf hingewiesen werden, dass die betreffende Gasturbine der F-Klasse angehörte und daher eine TIT hatte, die wahrscheinlich nicht über 1400 °C lag, was weit von den erwarteten 1900 °C entfernt ist. Dennoch**

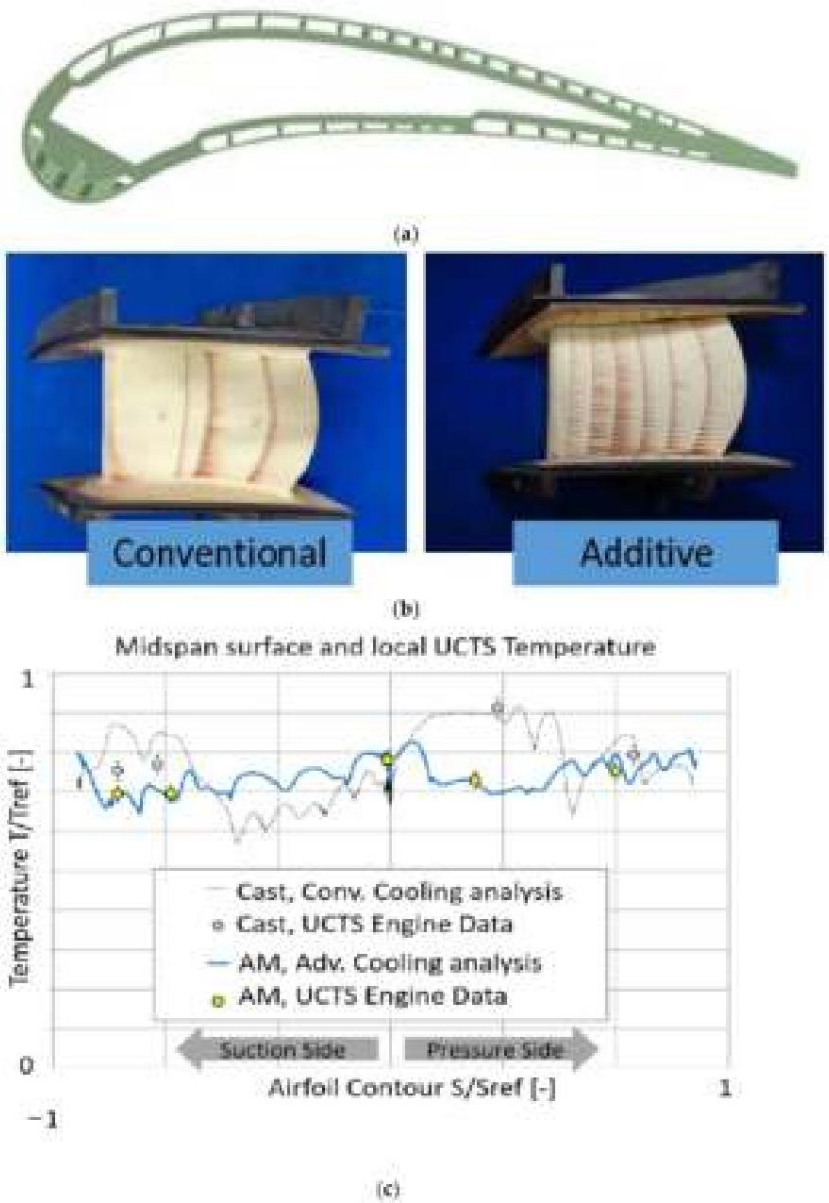



**Abbildung 21. Vergleich der Kühleffektivität von F-Typ-Gasturbinendüsen [109]: (a) Kühldesignkonzept der 1. F-Typ-** Düse mit 3D-gedrucktem internem Kühldesign; **(b) Düsen, die im konventionellen Gussverfahren und in der additiven Fertigung hergestellt wurden; (c) Ergebnisse der Kühleffektivitätsverteilung bei konventionellem und additivem Kühldesign.**

Machine Translated by Google



**In den folgenden beiden Abschnitten werden Forschungsergebnisse zu den Wärmeübertragungseigenschaften von AM-Kühlgeometrien und denen der Doppelwandkühlung (nicht notwendigerweise AM-gefertigte Proben) beschrieben.**

## 5. Additive Fertigung

**Additive Fertigung (AM) wird als bahnbrechende Neuerung bei der Entwicklung von Kühlgeometrien [105]** gepriesen , **da sie den Paradigmenwechsel vom fertigungsorientierten Design zum funktionsorientierten Design vorantreibt . Tatsächlich sind die druckbaren Geometrien jedoch stark eingeschränkt; die Höhe der gedruckten Schichten beträgt derzeit typischerweise 0,6 mm (obwohl 0,3 mm möglich sind). Diese Höhe wird kontinuierlich reduziert und in Zukunft werden feinere Designs verfügbar sein. Zahlreiche Herausforderungen in den Bereichen Materialwissenschaft und Fertigung haben den breiten Einsatz der Technologie in Hochtemperaturanwendungen bisher verhindert. Mit der Erweiterung der Materialdatenbank und der Durchführung erster Langzeittests im Motor werden die Ingenieure zuversichtlicher und das Anwendur Ein wesentlicher Nachteil ist, dass die Designer immer noch in alten Designregeln gefangen sind, die auf Design for Manufacturing basieren, und der Mensch die Komplexität, die ein wirklich innovatives Design for Function mit sich bringen würde, nicht leicht verarbeiten kann. Ein Beispiel für Letzteres wäre ein Kühldesign , das die Spannungsverteilung in einer Schaufel berücksichtigt. KI/Maschinelles Lernen wird durch diese Einschränkungen nicht behindert, benötigt aber Daten, die die erforderliche Detailliertheit bieten, eine breitere Datenbasis und vor allem Daten, die auf die Möglichkeiten abgestimmt sind, die AM bietet. All dies kann auf der Grundlage des aktuellen Wissens darüber entwickelt werden, was ein gutes Kühldesign wäre. Dies ist möglicherweise zunächst nicht die optimale Lösung, kann aber die Grundlage für die weitere Entwicklung in den nächsten Jahrzehnten bilden. Darüber hinaus sind die erforderlichen Werkzeuge, um das Potenzial von AM voll auszuschöpfen – beispielsweise Designwerkzeuge für hohle, zellulare Strukturen anstelle von massiven Strukturen – noch in der Entwicklung. Da die Nachfrage der gesamten Industrie , d. h. nicht nur der Turbomaschinenhersteller, groß ist, sind auch hier erhebliche Fortschritte zu erwarten. Vor allem liegen die Kosten für AM-Hochtemperaturkomponenten derzeit in der gleichen Größenordnung wie die ihrer gegossenen Gegenstücke, wenn die erforderliche Wärmebehandlung und Bearbeitung berücksichtigt wird. Die Kosten (insbesondere der Druckhardware) werden in den nächsten Jahren schrittweise, aber kontinuierlich sinken, wodurch AM-Komponenten kostengünstiger werden. Dies wird in Kombination mit den dadurch ermöglichten besseren Kühleigenschaften sicherlich in absehbarer Zukunft zum Durchbruch dieser Technologie führen .**

**In den folgenden Abschnitten wird ein kurzer Überblick über den aktuellen Stand der additiven Fertigung gegeben. Dabei werden die aktuellen Forschungsbereiche gezeigt, die sich mit der Technologie an sich und ihrer Anwendung in einigen Kühltechniken befassen. Dabei werden alle Themen im Zusammenhang mit maschinellem Lernen nicht berücksichtigt ,** da dies ein völlig anderes und umfangreicheres **Gebiet wäre .**

**Wie bereits erwähnt, begrenzt die Größe der Komponenten in kleinen und in gewissem Maße auch in mittelgroßen Gasturbinen auch die Möglichkeiten für ein kostengünstiges und gleichzeitig innovatives Kühldesign unter Verwendung der heutigen kommerziellen Fertigungstechniken. Derzeit kann die TIT von Turbinen mit großem Rahmen 1600 °C** übersteigen **[110], übersteigt jedoch bei kleineren Industrie-Gasturbinen** selten 1300 **°C .** Während die Grenze für große Rahmen in Richtung **1900 °C verschoben wird, wird die Grenze für kleinere Motoren auf 1600 °C ansteigen. Die kurzfristige Entwicklung völlig neuer Kühlschemata für diese Motoren ist aus wirtschaftlicher Sicht fragwürdig . Vielmehr kann es sinnvoller sein, vorhandene Geometrien zu optimieren, um Kosten zu senken und ihre Kühleffizienz schrittweise zu erhöhen. Dieser Ansatz beinhaltet die Herstellung von Komponenten und Geometrien durch additive Fertigung, die normalerweise im Feingussverfahren hergestellt würden oder einer solchen Form sehr nahe kommen. Mittelfristig, also in >10 Jahren, werden die Designs von Flugtriebwerken und Großturbinen an kleine und mittelgroße T**

### 5.1. Materialwissenschaft

**Die für AM entwickelten Tragflächenprofile sollten natürlich Materialeigenschaften aufweisen, die die gewünschte Lebensdauer ermöglichen. Diese Eigenschaften sind eine Funktion der Materialtempera**

Machine Translated by Google



**Eine bessere Kühlung ermöglicht also schlechtere Materialeigenschaften, aber vorerst wäre man auf Nummer sicher zu gehen und festzulegen, dass die Eigenschaften von AM-Materialien mindestens denen von Gussmaterialien entsprechen müssen. Bei der Diskussion der Materialwissenschaft (oder sogar der Kühlkonstruktionen) sollte man bedenken, dass AM im Wesentlichen eine Form des Schweißens ist, mit allen Implikationen, die dies für die Materialauswahl und -struktur mit sich bringt. Ein additiv gefertigtes Schaufelblatt ist also durch die feinkörnige Struktur des Metalls gekennzeichnet. Mit anderen Worten ist es das genaue Gegenteil der gerichtet erstarrten oder einkristallinen Schaufelblätter, die vor einigen Jahrzehnten entwickelt wurden, um die Materialeigenschaften zu verbessern: SC-Materialien wurden entwickelt, um den Schaufelblättern und Leitschaufeln eine höhere Festigkeit in Richtung der höchsten Belastung zu verleihen. Wenn AM mit diesen Materialien konkurrieren will, muss es erheblich kostengünstiger sein und eine Kühlleistung bieten, die der eines gegossenen Schaufelblatts weit überlegen ist, um den Festigkeitsverlust durch die niedrigere Temperatur auszugleichen. Eine Warnung ist hier angebracht: Man sollte bedenken, dass die Materialtests, die derzeit durchgeführt werden, an festen Materialien durchgeführt werden. Finite-Element-Analysen, die auf Theorien der Festkörpermechanik und Materialfestigkeit basieren, sind jedoch nicht auf Hohlmaterialien oder solche Materialien anwendbar, die inhärente Gradienten aufweisen. Genau solche Tests sind für zukünftige Tragflächenprofile vorgesehen.**

**Derzeit wird die additive Fertigung bei der Serienkonstruktion von Niedertemperaturkomponenten eingesetzt [ 111], und ihre Eignung für Hochtemperaturkomponenten wird evaluiert [ 109,112]. Die verbleibenden Unsicherheiten für Hochtemperaturkomponenten liegen insbesondere beim Drucken von Materialien, die ÿ'-Phasen** enthalten **[113], die traditionell als nicht schweißbar gelten. Darüber hinaus ist ihre Anfälligkeit für Rissbildung gut bekannt und stark von der Geometrie und den Verarbeitungsparametern abhängig [114]. In den letzten Jahren richtete sich die Aufmerksamkeit auf das, was man als Nebeneffekte der additiven Fertigung bezeichnen könnte: ein mehr oder weniger ausgeprägter Einfluss des AM-Prozesses auf die Materialeigenschaften. Dies ist zunächst einmal der Einfluss der Druckrichtung. Bei nickelbasierten Materialien sind die Eigenschaften am besten, wenn die Proben „in der Ebene“, d. h. auf der Platte liegend, gedruckt werden, während dies für kobaltbasierte Materialien nicht eindeutig gesagt werden kann . Zweitens beeinflussen auch die Auswirkungen der Rauheit die Materialeigenschaften von AM-Komponenten. Wie in Ref. 10.10.1 gezeigt wurde, ist die additive Fertigung ein sehr komplexes Verfahren, das die Eigenschaften von AM-Komponenten beeinflusst . [115]** Wie in **Abbildung 22 zu sehen ist , wurden, als die Oberfläche „wie gedruckt“ blieb, aufgrund der zyklischen Belastung mehrere Risse gebildet, die sich entlang der Korngrenzen entwickelten, was zu einem viel schnelleren Risswachstum und einer kürzeren LCF-Lebensdauer als bei polierten Proben führte. Bei letzteren war die Rissinitialisierung begrenzt und die Risse entwickelten sich zunächst innerhalb der Körner, was zu einer deutlich verbesserten LCF-Lebensdauer führte. Die Auswirkungen auf AM-Komponenten mit internen Kühlfunktionen sollten klar sein.**

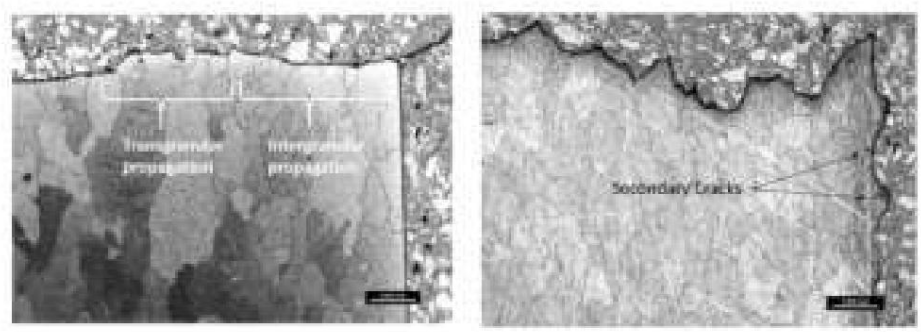



**Abbildung 22. Rissausbreitung durch gedruckte und polierte AM-Proben [115].**

**Eine Reihe von Materialien wurde für AM untersucht. Generell gibt es eine Tendenz, sich von Legierungen auf Kobaltbasis abzuwenden (Kobalt ist ein wesentlicher Bestandteil von Lithium-Ionen-Batterien). Daher waren die meisten Materialien nickelbasiert. Dennoch wurden die in Ref. [116]** verwendeten Leitschaufeln **aus MAR M-509 hergestellt, da sie im direkten Vergleich mit gegossenen NGVs verwendet wurden, die ebenfalls aus diesem Material hergestellt wurden. Andere haben IN939 [109] untersucht, was zeigte, dass sich die Materialparameter der AM-Teile dramatisch von denen der gegossenen oder aus IN738 hergestellten Teile unterschieden. Dieses letzte Material hat einige Aufmerksamkeit erhalten, aber seine Verwendung befindet sich noch im experimentellen Stadium [117,118]. Der Hauptfokus wurde**

Machine Translated by Google



fest auf IN718 [113,114,119–122], obwohl dieser Werkstoff nicht die besten Materialeigenschaften der verfügbaren Nickellegierungen besitzt (aber eine sehr langsame Ausschei

In allen diesen Studien wurden Legierungspulver verwendet, die entweder in ihrer Zusammensetzung mit den beim Gießen verwendeten Legierungen identisch oder leicht modifiziert waren. In jüngster Zeit wurden ausschließlich für die additive Fertigung völlig neue Legierungen entwickelt, z. B. ABD900® [123,124]. In Ref. [124] wurde eine Kriechanalyse von ABD900® durchgeführt und die Ergebnisse mit gegossenem IN Wie in Abbildung 23 zu sehen ist , zeigte ABD900® im Allgemeinen bessere Werte, allerdings war ein Einfluss der Druckrichtung auf die Ergebnisse erkennbar. Darüber hinaus weist das Material eine hohe Duktilität von ca. 10 % auf, und die Kriechverformung ist bei Querproben etwa zwei Größenordnungen höher als bei Längsproben. Diese Art von Materialien ist die Zukunft der additiven Fertigung für Hochtemperaturanwendungen, da sie eine viel bessere Schweißbarkeit ermöglichen, was zu weniger Materialfehlern und besseren Materialeigenschaften führ

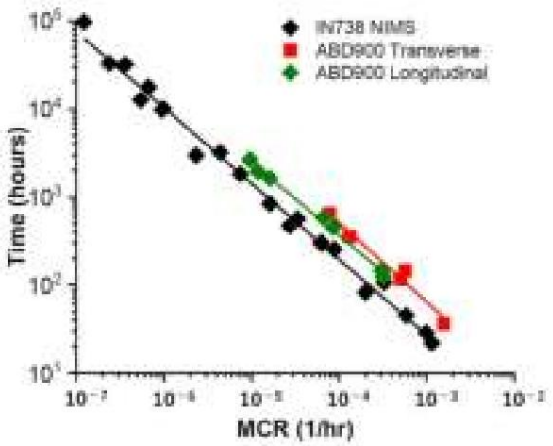



Abbildung 23. Vergleich der Kriechfestigkeit verschiedener Materialien einschließlich ABD900 bei unterschiedlichen Druckrichtungen [124].

### 5.2. Prallkühlung Die

additive Fertigung ermöglicht die Intensivierung bestehender Kühltechniken. Ein Großteil der Aufmerksamkeit gilt dabei der Doppelwandkühlung, wie im nächsten Abschnitt erläutert. Wie bereits erwähnt, kann jedoch auch eine „einfache“ Prallkühlung in einer AM-Schaufel die Kühlleistung erheblich steigern und das Temperaturprofil über die Schaufelhöhe und -sehne steuern. Wenn die Prallkammer in Segmente unterteilt ist, kann die Filmkühlung an das Hauptdruckprofil angepasst werden. Dies würde zu weniger struktureller Spannung und Beanspruchung führen (siehe auch den nächsten Abschnitt) als bei DWC mit Stiftlamellen.

Eine vielversprechende Entwicklung ist die Kombination von Prallkühlung mit Turbulatoren . Wie in Ref. [125] festgestellt, ändert das Aufrauen oder Formen der Targetwand im Allgemeinen nichts am Druckverlust über dem Prallsystem. Bei der Verwendung von AM können Düse und Turbulatoren sehr viel besser und gleichmäßiger zueinander positioniert werden als bei der Kombination aus Gussteil und Einsatz. Man kann zwei Forschungsstränge unterscheiden: einen, bei dem die Prallkühlungslöcher etwa gleich groß sind wie die Turbulatoren, und einen, bei dem die Targetwand eine „Mikrostruktur“ aufweist, d. h. die Turbulatoren sind erheblich kleiner als die Prallkühlungslöcher. Die Kombination von Prallkühlung mit Turbulatoren wurde relativ detailliert untersucht, z. B. in Ref. [126–129]. Der in Ref. [126] angegebene Wert für die Erhöhung der flächengemittelten Nusselt-Zahl durch rippenartige Einen guten Überblick über das Potenzial dieser Innovationen, insbesondere unter Berücksichtigung der additiven Fertigung, bietet Ref. [130]. Die Autoren behandeln dabei die Öffnungsform, Turbulatoren und Querströmung.

Die kleinen kubischen Turbulatoren in Ref. [128] fallen in die Kategorie der Mikrostrukturen. Es wird gezeigt, dass, obwohl die Wärmeübertragung des auftreffenden Strahls abnimmt (Nu: ÿ6%), der resultierende Wärmestrom durch die Vergrößerung der Zielfläche (+48%) mehr als ausgeglichen wird. Die Autoren von Ref. [131] zeigten, dass eine Erhöhung der Höhe der kubischen Mi

Machine Translated by Google



die Nusselt-Zahl, aber der größte Teil der Verbesserung kommt von der Einführung der Strukturen an sich (insbesondere bei den höheren Reynolds-Zahlen). Einige Veröffentlichungen von Virginia Tech befassten sich ebenfalls mit dieser Art von Turbulatoren [132,133]. Drei verschiedene Mikroformen wurden untersucht: zylindrisch, kubisch und konzentrisch (siehe Abbildung 24). Diese letzten wiesen eine überlegene Wärmeübertragungsverbesserung für alle getesteten Zielplattenabstände auf (der Abstand von z/d mit der höchsten Verbesserung). In Ref. [133] werden einige

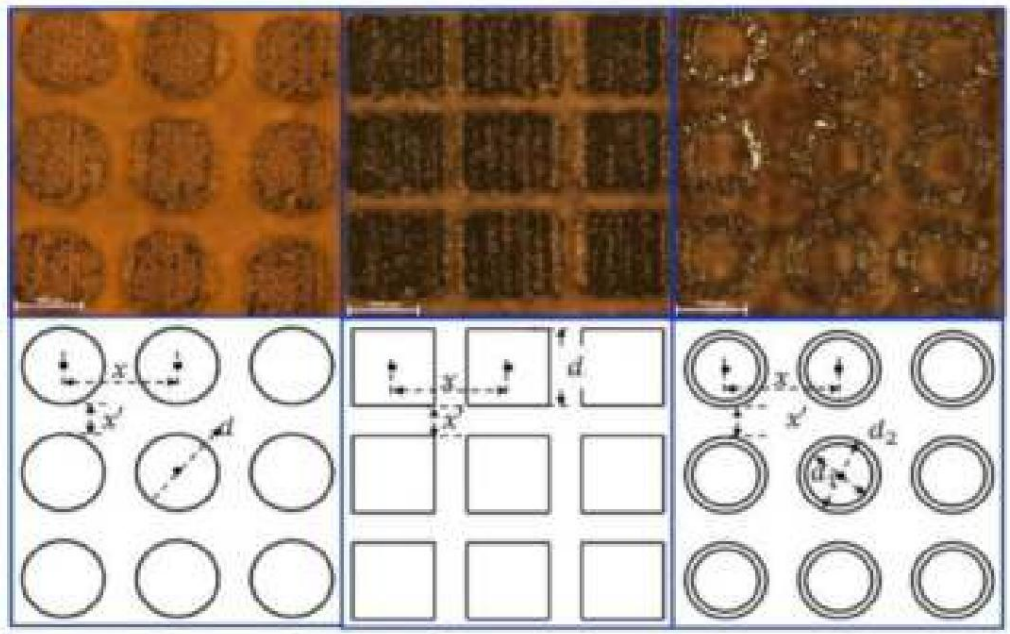



**Abbildung 24. Verschiedene Mikrorauigkeitsformen auf der Zielplatte für die Prallkühlung nach Ref. [133].**

Takeishi et al. [134] erörtern die experimentellen Untersuchungen mehrerer geometrischer Variationen von kreisförmigen Turbulatoren und Wirbelgeneratoren (siehe Abbildung 25). Die Turbulatoren weisen die höchste Wärmeübertragungssteigerung auf, wenn sie sich relativ nahe am Stagnationspunkt der Prallkühlung befinden. Die Wirksamkeit der Wirbelgeneratoren nimmt mit zunehmender Höhe zu, die Untersuchung beschränkte sich jedoch auf solche innerhalb oder knapp über der Grenzschichtdicke. Diese zeigten eine sehr gute Leistung, in Übereinstimmung mit den Ergebnissen von Ref. [135]. Höhere Rippen ragen in die Umwälzströmung hinein und dieser Bereich ist daher fast vollständig wirkungslos. Radial positionierte Turbulatoren wurden auch in Ref. [136] verwendet . In Ref. [137] wird die Form der Prallstrahlen verändert. Die V-förmigen Löcher wiesen die höchste Wärmeübertragungssteigerung auf, aber auch ziemlich hohe Druckverluste für das Kühlmittel. Annerfeldt et al. [127] schlagen vor, dass es auch von Vorteil sein kann, den Strahl durch geometrische Maßnahmen an der Zielplatte vor der ankommenden Querströmung abzus
Die Vorschläge aus Ref. [136,138] wurden in Ref. [139] untersucht . Die Kombination von Dimples mit Prallkühlung wurde u.a. in Ref. [140] vorgeschlagen, steht aber nicht im Mittelpunkt der aktuellen Forschung.

Machine Translated by Google



**Abbildung 24. Verschiedene Mikrorauheitsformen auf der Zielplatte für die Prallkühlung nach Ref [133].**

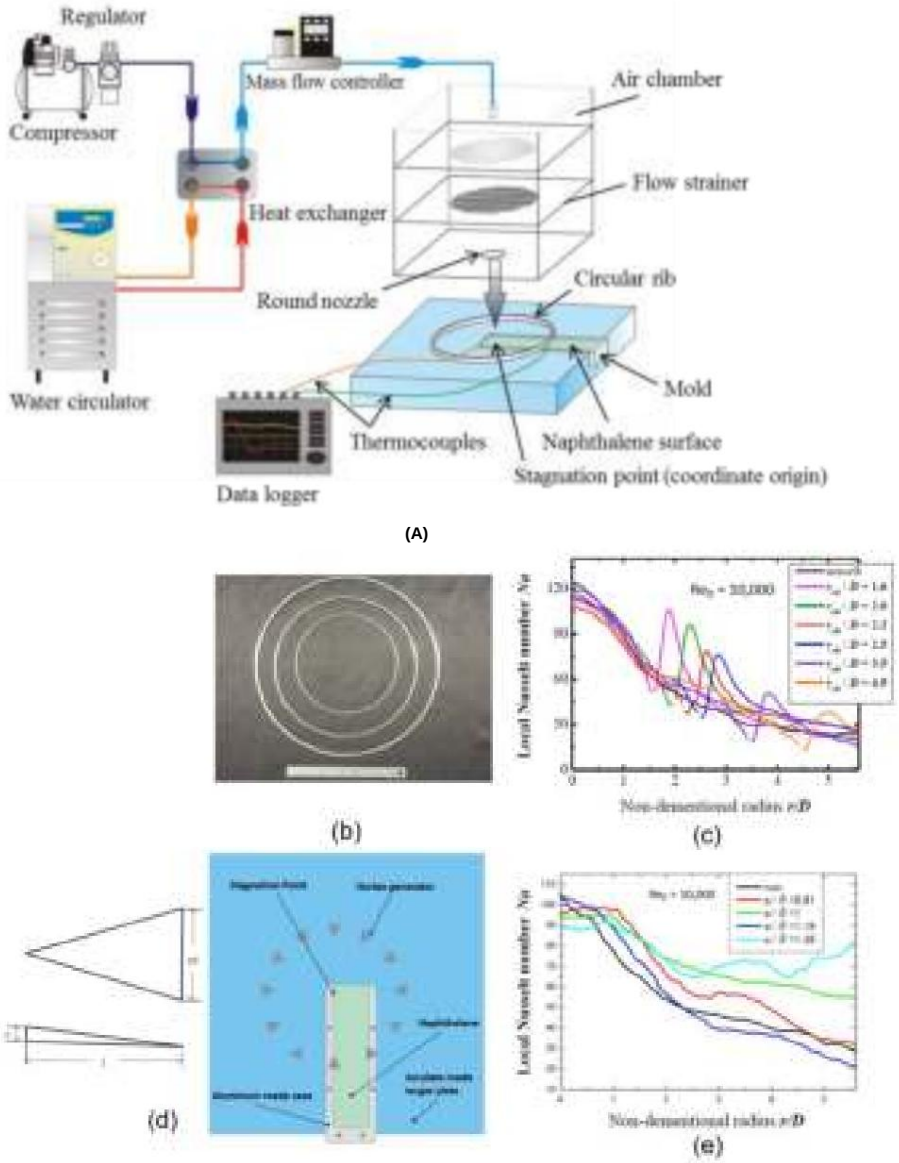



**Abbildung 25. Verbesserung des Wärmeübergangs bei der Prallkühlung durch kreisförmige Rippen und Wirbelgeneratoren [ 134]: (a) Experimentelle Apparatur, (b) kreisförmige Rippen, (c) Nu-Verteilung der kreisförmigen Rippen, (d) Wirbelgenerator und Anordnung der VGs auf der Zielplatte, (e) Nu-Verteilung der VGs.**

## 5.3. Interne Kühlung

**Interne Kühlkanäle haben beträchtliche Aufmerksamkeit erhalten, da sie einen wesentlichen Bestandteil zukünftiger Schaufelblattdesigns bilden. Dies bedeutet nicht unbedingt, dass Serpentinenkanäle so dominant bleiben werden wie heute, da (wie bereits erwähnt ) ein kombiniertes Prall-/Filmkühlungsschaufelblatt ein besseres Temperaturprofil in Spannweitenrichtung aufweisen würde. Einerseits werden sie kurz- bis mittelfristig für kleine Gasturbinen relevant bleiben, bis die neueren Designs auf Basis von Tragflächenprofilen von Flugzeugtriebwerken in Industrieturbinen eingesetzt werden. Andererseits können sie in anspruchsvollere Designs integriert werden. Tatsächlich könnte man argumentieren, dass sie ein wesentlicher Bestandteil fortschrittlicher Pra**

**Wie in Ref. [141] hervorgehoben wird , besteht nicht nur bei gekühlten Heißgaspfadkomponenten, sondern auch bei Wärmetauschern im Allgemeinen ein großes Optimierungspotenzial. Die Autoren von Ref. [142] betrachteten Wärmetauscherkonstruktionen unterschiedlicher Komplexität und kamen zu dem Schluss, dass komplexere Konstruktionen nicht unbedingt zu einer besseren Wärmeübertragungsleistung, d. h. Wärmeübertragung pro Druckverlusteinheit, führen. Dies wurde bis zu einer**

Machine Translated by Google



deren Autoren einen Hohlraum untersuchten, der mit einer „Gitterstruktur“ gefüllt war. Obwohl die Absicht darin bestand, eine doppelwandige Kühlgeometrie zu simulieren, könnte man sich vorstellen, eine solche Struktur auch in einen internen Kühlpfad zu integrieren. Die Ergebnisse zeigten, dass die komplexere Struktur die Wärmeübertragung erhöhte, aber dies geschah auf Kosten enorm erhöhter Druckverluste. Daher hatte die komplexere Struktur eine geringere Wärmeübertragungsleistung als die einfacheren oder sogar traditionellen Geometrien. In Ref. [144,145] wurde ein traditioneller schlangenförmiger Kühlkanal für AM optimiert, wobei Methoden zur Vorhersage der Sedimentablagerung eingesetzt wurden. In der ersten Veröffentlichung wurde ein turbulierter Kühlkanal für Druckverlust und Wärmeübertragung optimiert und Ref. [145] konzentrierte sich auf die U-Kurve. Komplexere, V-förmige Rippen, die für AM geeignet sind, wurden in [14

Um von den theoretischen Überlegungen zu praktischeren Aspekten überzugehen, wird ein kurzer Überblick über die Anwendung von innengekühlten AM-Komponenten in Gasturbinen geboten. Obwohl die Schaufelblätter am meisten von AM-Designs profitieren würden (die Leitschaufeln werden durch Prallkühlung bereits gut gekühlt), wurde angesichts der Bedenken hinsichtlich der Materialeigenschaften von AM-Teilen die meiste Arbeit an stationären Komponenten geleistet [109,116,147–150]. In Ref. [116] wurden additiv gefertigte NGVs getestet. Es gab erhebliche Schwierigkeiten beim Drucken des sehr dünnen Einsatzes für die Prallkühlung, was auf die Einschränkungen hinsichtlich der Herstellbarkeit von doppelwandigen Kühldesigns hinweist, die überwunden werden müssen. Die Testergebnisse zeigten keinen nennenswerten Unterschied zwischen den beiden in Bezug auf die Oberflächentemperatur. In Ref. [147] wurde die Duschkopfkühlung an der Vorderkante unter Berücksichtigung der Möglichkeiten von AM optimiert. Das in Ref. [148] konzipierte NGV konzentriert sich auf noch innovativere Designs, beispielsweise eine Sweep-Jet-Kühlung. Dies platziert dieses Design eher in den Bereich der Gasturbinen mit großem Rahmen. Darüber hinaus wurde diese Art der Kühlung noch nicht im realen Betrieb mit allen damit verbundenen Vibrationen usw. getestet. Daher wird diese vielversprechende Technik wahrscheinlich erst mittel- bis langfristig umgesetzt. Die Autoren von Ref. [149,150] konzentrierten sich auf das Gehäusesegment gegenüber der Schaufel der ersten Stufe. Sie bewerteten dies aus strukturdynamischer Sicht und zeigten die Auswirkungen der Einbeziehung wellenförmiger Mikrokanäle in das Design. Dadurch wurde die durchschnittliche Materialtemperatur im Vergleich zum Basisdesign um mehr als 11 % reduziert. Dies weist auf die praktische Anwendbarkeit der Technologie hin.

Die Autoren von Ref. [151] führten eine CFD- und FE-Analyse eines Entwurfs für eine ungekühlte AM-Schaufel mit Ummantelung durch und zeigten die Durchführbarkeit ihrer Anwendung. In Ref. [152,153] wurden auch Entwürfe für gekühlte Schaufeln untersucht. Die erstgenannte Veröffentlichung untersuchte eine Doppelwandkonfiguration, Matrixkühlung und Rippenkühlung für eine kleine Gasturbine und gab einen ersten Eindruck von ihrer Durchführbarkeit. Für die letztgenannte Veröffentlichung wurden ebenfalls eine Reihe von Kühlkonfigurationen erdacht: Prallkühlung, Serpentinenkühlung und Doppelwandkühlung. Diese wurden unter nicht rotierenden Bedingungen getestet und die doppelwandige Kühlung erwies sich als nur geringfügig besser als die konventionellen. Die Abweichungen zwischen der Vorhersage und dem Test für die doppelwandige Kühlung waren nicht vernachlässigbar. Dies zeigt, dass erstens DWC- Designs per Definition nicht besser sind und optimiert werden müssen. Zweitens kann diese Optimierung derzeit nicht auf Standard-CFD basieren, da diese für konventionelle Fälle validiert und kalibriert ist .

Die additive Fertigung von Pin-Fins wurde bisher vergleichsweise wenig erforscht . Dies kann daran liegen, dass die Größe von Pin-Fins zumindest bei kleinen Gasturbinen in einem Bereich liegt, in dem ihre Form nicht mehr kontrolliert werden kann: Ihr Durchmesser beträgt 1–1,5 mm, während die Schichtdicke der AM-Herstellung ca. 0,6 mm beträgt. Eine Untersuchung [154] zeigte, dass die Reibungsverluste von AM-Pin-Fins die ihrer gegossenen Pendants bei weitem übertrafen.
Dieser Anstieg ist stark von der Dichte der Pin-Fin-Anordnung abhängig. Die Wärmeübertragung von AM-Pin-Fin-Anordnungen nahm ebenfalls zu, jedoch nicht in einem solchen Ausmaß, dass die thermische Wirksamkeit (Wärmeübertragung pro Einheit Druckverlust) an die von gegossenen Pin-Fin-Anordnungen heranreichte. Andere Autoren [116] stellten bei additiv gefertigten und gegossenen NGVs keinen nennenswerten Unterschied in der Temperatur innerhalb der Region mit Pin-Fin-Anordnungen fest. Dies kann auch auf die relative Spärlichkeit der verwendeten Pin-Fin-Anordnung zurückgeführt werden . Man kann sich n

Machine Translated by Google



**Höherer Wärmeübergang bei geringerem Druckverlust, zum Beispiel eine gewellte Stirnwand mit schrägen Stiftrippen [155,156] (siehe Bild 26), die nicht gegossen, aber additiv gefertigt werden k**

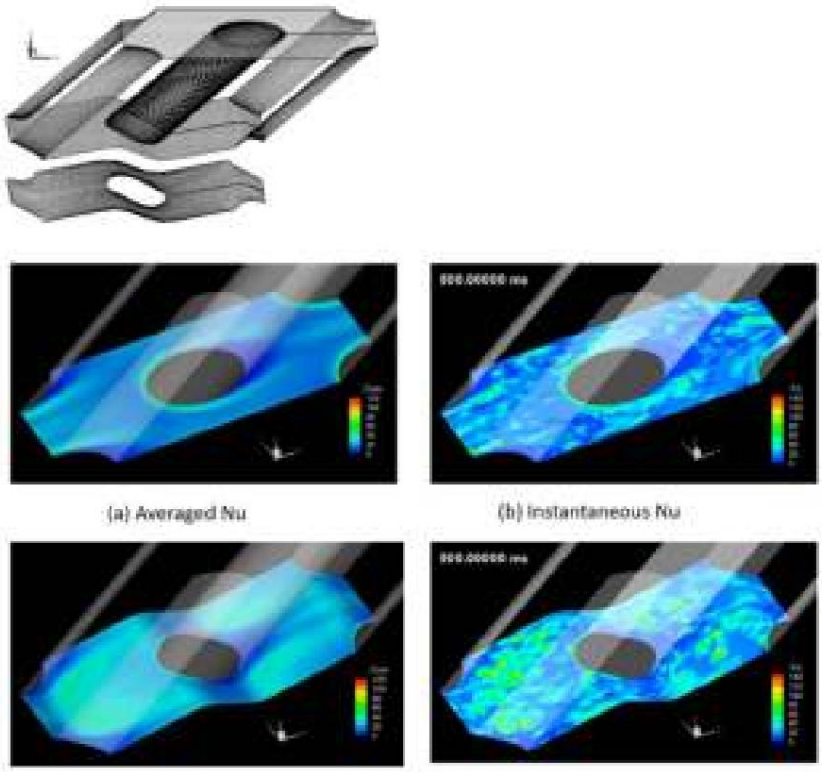



**Abbildung 26. Rechengitter und Nusselt-Zahlenverteilung für eine Pin-Fin-Anordnung mit gewellter Stirnwand [ 155].**

**In Ref. [157] wird die Hypothese von Townsend getestet, dass Rauheitsinformationen nicht über die Grenzschicht hinaus weitergegeben werden und deshalb die Strömung in einem Kanal mit Wänden unterschiedlicher Rauheit mit den aktuellen Modellierungsstrategien simuliert werden kann. Die Autoren fanden Belege, die diese Hypothese stützen.**

### 5.4. Filmkühlung

**Mit zunehmender thermischer Belastung der Turbinenschaufeln wurden die angewandten Filmkühlungsmethoden verbessert und effizientere Filmkühlungsstrukturen mit weniger Kühlluft entwickelt. Bunker fasst die historische Entwicklung der Filmkühlung in Abbildung 27 zusammen (Verweise [104,105]), und das aktuelle Ziel für die in DWC angewandte Filmkühlungstechnologie besteht darin, eine Gesamtkühleffizienz von 0,75–0,8 zu erreichen.**

**Es spricht einiges dafür, dass die Filmkühlung aufgrund der höheren TITs noch wichtiger wird als heute. Daher werden zukünftige Tragflächenprofile über eine umfangreiche Film- oder Effusionskühlung verfügen, und es würde eine enorme Kostensenkung bedeuten, wenn die Löcher gedruckt statt maschinell hergestellt werden könnten.**

**Effusionskühlung kann etwas vereinfacht als eine sehr dichte Anordnung kleiner Filmkühlungslöcher definiert werden, aus denen das Kühlmittel mit einem sehr geringen Blasverhältnis , d. h. M = 0,5 oder weniger, ausgestoßen wird. Sie wurde hauptsächlich in Brennkammern eingesetzt, aber ihre Verwendung für Tragflächen wurde fast so lange in Betracht gezogen, wie es die Filmkühlung selbst gibt. Die wachsende Bedeutung und die geringen Blasverhältniss**

Machine Translated by Google



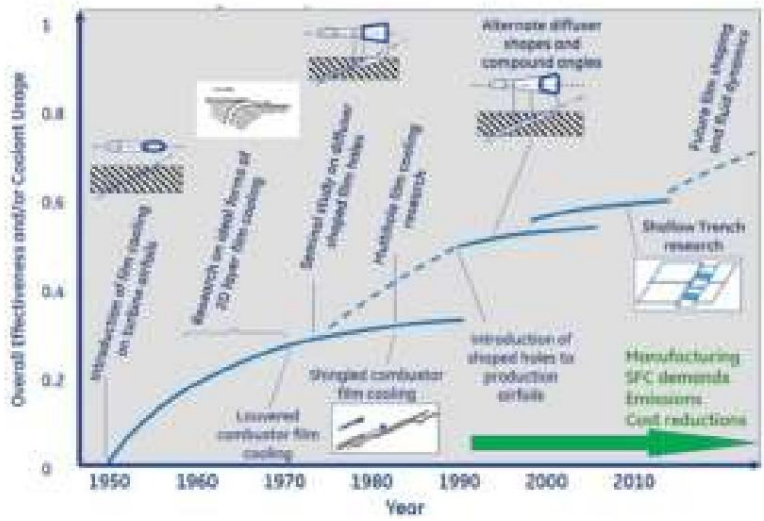



**Abbildung 27. Historische Entwicklung der Filmkühlung in Gasturbinen [104,105].**

**Es ist nicht ungewöhnlich, Sellers' Überlagerungsprinzip zur Modellierung von Film- und Effusionskühlungsanordnungen zu verwenden . Diese Methode hat ihre Defizite, funktioniert aber bei flachen Platten mit einem niedrigen Blasverhältnis recht gut. Ihre Anwendung bei Tragflächen ist umstritten, da die Strömung hier dreidimensionale Effekte zeigt, die ein einfacher Ansatz nicht darstellen kann. Es wurden eine Reihe von Korrelationen entwickelt, die jedoch normalerweise nur für die Geometrie gültig sind, für die sie entwickelt wurden. Obwohl CFD selten exakt mit Experimenten übereinstimmt, berechnet es die Wärmebelastung einer „zufälligen“ Oberfläche viel besser als die beiden zuvor erwähnten Ansätze.**

**Aufgrund der Schwierigkeiten bei der Vernetzung großer Kühlsysteme und der dafür erforderlichen Rechenzeit wurden viele Strategien zur Modellierung der Effusionskühlung als Quellterm entwickelt. Normalerweise werden die Quellterme für Masse, Impuls, Energie und Turbulenz benötigt. Diese können entweder direkt auf die Wand oder als volumetrische Quellterme in den Zellen der Grenzschicht angewendet werden. Eine Übersicht [158] berichtete von einer besseren Vorhersage sowohl des Wärmeübergangskoeffizienten als auch der Filmkühlungseffektivität für das volumetrische Modell.**
**Die Autoren von Ref. [159] schlugen ein Quelltermmodell vor, in dem Zu- und Abfluss getrennt modelliert wurden und gute Ergebnisse für niedrige Geschwindigkeitsverhältnisse (d. h. anliegende Strahlen) und niedrige Querströmungsgeschwindigkeiten zeigten. Die Verteilung der Quellen ist oft gleichmäßig, aber Ref. [160,161] präsentierten eine Reihe von semi-empirischen Korrelationen für die Verteilung der Quellterme über das Volumen mit sehr guten Ergebnissen. Einige andere Ansätze wurden verfolgt, z. B. diskutierte Ref. [162] eine spektrale Zerlegung des Problems, bei der die Anzahl der simulierten Löcher reduziert wird, ähnlich einer FFT. Ihre Ergebnisse waren sehr gut und der Ansatz ist besonders für sehr große Anzahlen von Löchern geeignet.**

**Um den kombinierten Effekt von Film- und Innenkühlung zu erfassen, sind konjugierte Simulationen erforderlich .** In diesem Zusammenhang **sind instationäre konjugierte Simulationen hervorzuheben ,** für die das Osney Laboratory in Oxford **[163,164] Pionierarbeit geleistet hat .**
**Erstere bewiesen die Möglichkeit, instationäre konjugierte Berechnungen basierend auf einer FFT-Zerlegung der fluktuierenden Temperaturkomponente durchzuführen. Ihre theoretischen Überlegungen zeigen, dass das Netz in der Nähe der Fluid/Feststoff-Grenzfläche auf der Feststoffseite viel dichter sein muss als für stationäre Berechnungen. Ihre praktischen Berechnungen zeigten, dass die Nichtberücksichtigung der fluktuierenden Komponente der Strömung zu einer Überschätzung der Feststofftemperatur führt , d. h. sie ist konservativ.**
**Die Autoren von Ref. [165] griffen das Problem auf, dass der Wärmestrom nicht streng linear von der Differenz zwischen der Fluid- und der Wandtemperatur abhängt , und schlugen eine nichtlineare (im Wesentlichen quadratische) Näherung vor.**

**Der vermehrte Einsatz konjugierter Methoden löste auch ein gewisses Interesse an der Gestaltung von Experimenten zur Validierung von Daten aus, wobei der Schwerpunkt auf der Biot-Zahl, dem Verhältnis von interner zu externer HTC und der Bohrungskühlung lag [165,166].**

**Die rauen Wände der Kühllöcher bei der Verwendung von AM wurden bereits erwähnt, aber auch der Einlass zu den Filmkühllöchern ist wichtig. Letzterer ist möglicherweise nicht gut def**

Machine Translated by Google



bei Verwendung von AM. Der Zufluss in die Kühllöcher und der Fluss innerhalb der Löcher selbst müssen anhand von CFD-Experimenten richtig modelliert werden. Es liegt in der Natur der Sache, dass der Fluss in einem Loch experimentell schwer zu visualisieren ist. Die wenigen experimentellen und zahlreichen numerischen Beweise zeigen, dass sich eine Ablöseblase bildet, die den Durchflusskoeffizienten bestimmt. Einige Messungen wurden aufgezeichnet, z. B. von Ref. [167,168] mittels MRI und von Ref. [169] mittels PIV-Messung des Flusses im Loch. Die Ergebnisse von Ref. [169] wurden direkt mit sehr hochpräzisen LES korreli

Einen guten Überblick über den aktuellen Stand der Kühllochherstellung, der die wichtigsten kommerziell verfügbaren Techniken berücksichtigt, findet man in Ref. [170]. Alle diese Techniken haben ihre Nachteile. Darüber hinaus muss man bedenken, dass die Herstellung von Filmkühllöchern in einem DWC-Tragblatt eine Herausforderung darstellt, da es, unabhängig von der Herstellungsmethode (EDM, Laserbohren, ... ), schwierig sein wird, den Kontakt zwischen dem Bohrwerkzeug und der Rückwand zu vermeiden. Darunter versteht man die Prallwand, die Stiftrippen und die Trennwände. Daher erscheint die additive Herstellung von Filmkühllöchern eine attraktive Alternative. Dabei sollte jedoch beachtet werden, dass der Durchmesser von Filmkühllöchern in der gleichen Größenordnung liegt wie die Schichtdicke bei AM, insbesondere bei kleinen und mittelgroßen Gasturbinen. Dies bringt seine eigenen Herausforderungen in Bezug auf geometrische Genauigkeit und Rauheit mit sich. Die Löcher werden tendenziell eine gewisse Geometrie annähern (z. B. rund sein) und die Oberflächenrauhigkeit wird, wenn man den Schichteffekt berücksichtigt, in der Größenordnu

Ein Forschungsstrang untersucht die Auswirkungen von AM auf herkömmliche Filmkühllöcher [ 171,172]. In der früheren Veröffentlichung wurden Löcher mit einem Nenndurchmesser zwischen 1,26 und 2,45 mm untersucht. Die mittels EDM hergestellten Kühllöcher wiesen eine deutlich geringere Rauheit auf als die AM-Löcher, und kleine additiv hergestellte Löcher, die in einem Winkel zur Baurichtung positioniert waren, waren fast vollständig verstopft. Bei den nicht verstopften Löchern trug die zusätzliche Rauheit im Kühlloch erheblich zur Gesamtkühlleistung bei, da die Wärmeübertragung innerhalb des Kühllochs zunahm.
Die Studie wurde auf eine Vielzahl unterschiedlicher Lochformen ausgedehnt [172]. Dabei bestätigte sich die Anfälligkeit für Abweichungen zwischen der Entwurfsabsicht und der erreichten Geometrie sowie der Einfluss der Rauheit auf die Gesamtergebnisse.

Ein weiterer Strang befasst sich mit der möglichen Verstopfung kleinerer Löcher [173–175]. In der ersten Veröffentlichung wurde die Auswirkung der Verstopfung kleiner (0,4 mm) Kühllöcher statistisch untersucht. In Ref. [174] wurden eine Reihe unterschiedlicher Kühllochkonfigurationen getestet. Ausnahmsweise testeten die Autoren nicht nur die thermische Leistung, sondern untersuchten auch die Zugfestigkeit der perforierten Strukturen. Es überrascht vielleicht nicht, dass die Strukturen mit dem größten Abstand zwischen den Löchern die höchste Festigkeit zeigten. Die thermische Untersuchung wurde auf eine Reihe von Geometrien ausgeweitet und in Ref. [176] experimentell untersucht. Was die großen Löcher betrifft, trug die innere Oberfläche erheblich zur Gesamtkühlwirksamkeit bei. AM-Designs, die das klassische Lochdesign vollständig aufgaben und gepackten Kugeln, einem Drahtgeflecht oder einem von Blutgefäßen inspirierten Design ähnelten, waren besonders gut. Während viele der vorherigen Studien auf die zu überwindenden Einschränkungen und die Auswirkungen auf bestehende Kühldesigns hinwiesen, weist diese letzte S

Bei der Doppelwandkühlung wird eine Filmkühlung eingesetzt, wobei auch eine konventionelle Filmkühlung angewendet werden kann. Eine mögliche Verbesserung hierzu ist die Wirbelfilmkühlung [176]. Ein Wirbel kann durch eine geneigte Pralldüse, einen Wirbelgenerator usw. erzeugt werden; wenn die Doppelwandstruktur einen Hohlraum pro Filmkühlungsloch aufweist, wird es einfacher, den „richtig Mit diesem Drall erreicht die Filmkühlungseffizienz bei niedrigem M ihren Höchstwert. Mit dieser Kombination kann das Blasverhältnis von M = 1,0 ... 2,0 auf bis zu M = 0,5 reduziert werden.

### 5.5. Abweichungen, Toleranzen und Rauheit

Aus den vorangegangenen Diskussionen sollte klar sein, dass eine der wichtigsten Herausforderungen, die aus Sicht der Kühlung überwunden werden müssen, die Abweichungen von den Nennmaßen der Kühlfunktionen sind. In einer Forschungsumgebung kommt

Machine Translated by Google



**Es werden keine skalierten, idealen Geometrien untersucht. Bei der realen Motorherstellung kommen Toleranzen ins Spiel, die berücksichtigt werden müssen. Wärmeübertragung und Wandtemperatur sind in Ref. [177] angegeben.** Diese Toleranzen ergeben sich **einerseits aus dem Herstellungsprozess (Feinguss )** und andererseits aus der anschließenden Bearbeitung. Sowohl der Kern **selbst als auch seine Positionierung relativ zum Gussstück weisen eine gewisse Variabilität auf. Darüber hinaus müssen die Rohteile für die Bearbeitung fixiert werden, was ebenfalls zu Abweichungen führt. Dies wird durch die manchmal undurchsichtige Beziehung zwischen verschiedenen Parametern, die die Abweichungen bestimmen , und die Tatsache, dass diese einer nicht-Gaußschen Verteilung folgen können, noch verschärft. Daher müssen sie quantifiziert** werden **[178,179]. Die meisten dieser Toleranzen können bei der Verwendung von AM eliminiert werden, da viel weniger Schritte erforderlich sind. Aus Kühlsicht muss die Schichtdicke von AM reduziert werden, um feinere Merkmale zu ermöglichen und die Rauheit allgemein zu reduzieren. Die Rauheit ist jedoch auf verschiedenen Oberflächen unterschiedlich, abhängig von ihrem Neigungswinkel zur Baurichtung. Auch dieser Winkel sollte reduziert werden, da dieser Winkel nicht immer kontrolliert werden kann und es schwierig ist, ihn im Konstruktionsprozess zu berücksichtigen. Wie wir gesehen haben, beeinflusst er auch die Festigkeit des Bauteils.**

**Einige Autoren [180] haben die für AM relevanten Faktoren untersucht, wie etwa die verschiedenen Modelle, die auf verschiedenen Maschinen, an verschiedenen Positionen auf der Bauplatte, mit unterschiedlichen Schichtdicken und in verschiedenen Winkeln zur Platte hergestellt werden. Alle diese Parameter haben einen Einfluss, ebenso wie die Wandstärke (wenn sie weniger als 0,6 mm beträgt, ist ein Effekt zu sehen; siehe auch Ref. [116]). Zusammenfassend lässt sich sagen, dass der Bauort einen spürbaren Einfluss auf die Rauheit hat; die Schichtdicke hingegen hat nur auf Oberflächen einen Einfluss, bei denen ein deutlicher „Treppenstufeneffekt“ auftritt. Glücklicherw**

**Die Probleme mit der inneren Oberflächenrauheit haben zu einer großen Anzahl sowohl experimenteller als auch numerischer Veröffentlichungen zu diesem Thema geführt. Erstere stehen im Mittelpunkt der Aufmerksamkeit der Forscher an der Penn State University, obwohl auch andere zunehmend Beiträge liefern [ 181–188]. Stimpson et al. [187] betonen die erhöhte Oberflächenrauheit in AM-Teilen. In Ref. [188] wird gezeigt, dass alle überhängenden Merkmale, wie z. B. Turbulatoren, aufgrund der mit AM verbundenen Einschränkungen zwangsläufig von der nominalen Geometrie abweichen.**

**Die Klassifizierung und numerische Modellierung von Rauheit ist ein äußerst kompliziertes Thema mit langer Tradition [189]. Diese Forschung bildet die Grundlage für Untersuchungen in Kombination mit AM. Große Fortschritte wurden durch Refs. [181,190]** erzielt , **die das Aupoix-Modell der Rauheit sowohl auf Druckverluste [191] als auch auf Wärmeübertragung [192] anwendeten, wie in Abbildung 28 dargestellt, und ihre Ergebnisse mit einer beträchtlichen Menge an Daten der Penn State-Gruppe validierten. Andere haben beispielsweise das verteilte Elementrauheitsmodell auf diese Geometrien** angewendet **[193] und dabei vernünftige Ergebnisse erzielt. Dies wird in absehbarer Zukunft zu numerischen Modellen führen, die auf die Besonderheiten von AM-Oberflächen abgestimmt sind. Dies wird dann auch die Grundlage für detaillierte CHT-Modelle sein, die die erhöhte Wärmeübertragung auf AM- Oberflächen berücksichtigen.**

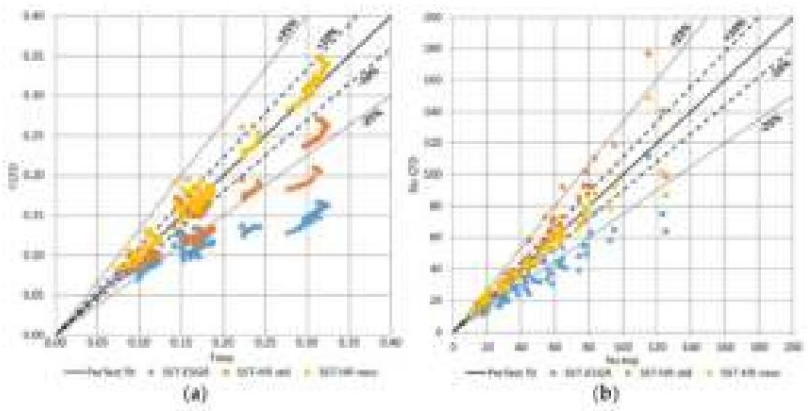



**Abbildung 28. Benchmark für vorhergesagten Reibungsfaktor und Nusselt-Zahl [181]: (a) Korrelation zwischen berechneten und gemessenen Reibungsfaktoren; (b) Nusselt-Zahlen aus Experimenten und CFD.**

Machine Translated by Google



## 6. Doppelwandkühlung

Innovative Zyklen sowie Zyklen mit höherer TIT benötigen Schaufelblätter, die an die veränderten Randbedingungen angepasst sind. Der aktuelle Stand der Technik gekühlter Schaufelblätter ist in Ref. [194] prägnant zusammengefasst. Er besteht aus einer Serpentinenkühlung in den Vorderkanten- und Mittelsehnenbereichen und einer Pin-Fin-Bank in der Hinterkante. Dies wird durchgehend mit einer Filmkühlung kombiniert.

Die Zahl der öffentlich zugänglichen Artikel, die sich mit innovativen Kühltechnologien befassen, die durch additive Fertigung ermöglicht werden, nimmt kontinuierlich zu. Die meisten davon befassen sich mit Doppelwandkühlung. Dieses Konzept ist an sich nicht neu; es erzeugt einen Hohlraum zwischen einer inneren und einer äußeren (Heißgaspfad-)Wand, was bedeutet, dass eine Kombination aus Prall-, Stift- und Filmkühlung angewendet werden kann. Ähnliche Konzepte wurden in den 1970er Jahren verfolgt, beispielsweise mit Lamilloy® [94]. Eine der ersten Artikelreihen, die mögliche neue Designs diskutierten, die an die neuen Randbedingungen des Heißgaspfads angepasst sind, waren Ref. [195,196], wo die Autoren bereits die Vorteile der Doppelwandkühlung gegenüber der klassischen Serpentinenkühlung diskutierten; die Wandtemperatur ve

Eine Gruppe, die die Vorläufer der Doppelwandkühlung frühzeitig untersuchte, war an der Universität Leeds angesiedelt. Die in Ref. [197] beschriebene experimentelle Untersuchung konzentrierte sich auf die optimale Anzahl von Prallkühlungslöchern für eine gegebene Anzahl von Effusionskühlungslöchern. Diese wurde gefunden, wenn die Anzahl der Löcher für beide Kühltechniken gleich war und sowohl in Strömungsrichtung als auch in Querrichtung genau ein halber Abstand zwischen den Prall- und Effusionskühlungslöchern bestand. In einer anderen hervorragenden experimentellen Untersuchung, Ref. [198], variierte dieselbe Gruppe die Anzahl und Größe der Effusionskühlungslöcher. Solange die Effusionskühlungsstrahlen an der Oberfläche befestigt waren (M < 0,5), hatte die Anzahl der Löcher einen begrenzten Effekt. Sobald das Abheben erfolgte, nahm die Bedeutung der Prallkühlung erheblich zu. Das Konzept wurde auch an der Yonsei-Universität untersucht. Das Muster der Prall- und Effusionskühlungslöcher wurde in Ref. [199] sowohl experimentell als auch numerisch optimiert, und der Effekt der Querströmung wurde in Ref. quantifiziert. [200]. Die Autoren stellten fest, dass die Wirkung des Prallkühlsystems stark eingeschränkt wurde, wenn das Querstromverhältnis über 0,5 stieg. Dies ist jedoch auch bei normaler Prallkühlung üblich und sollte bei kombinierten Prall-/Filmkühlungskonfigura Dieselbe Gruppe schlug vor, Rippen in den Raum zwischen den Prall- und Effusionskühlplatten einzuführen, um den Wärmeübergang zu erhöhen [201]. Darüber hinaus untersuchten sie die Auswirkungen der Rotation auf die Strömung im Spalt zwischen den beiden Platten [202], was natürlich für die Anwendung von DWC auf Schaufelblätter von großer Bedeutung ist. Untersuchungen dieser Art führten zu einer Reihe von Patenten [203–206], bevor die Möglichkeiten der add

Das Doppelwandkonzept hat mit dem Aufkommen der additiven Fertigung an Bedeutung gewonnen, da diese Geometrien nun viel einfacher hergestellt werden können. Derzeit wird an der Universität Oxford viel an diesem Thema gearbeitet [207–211]. Wie in Ref. [209] gezeigt, ist die Modellierung der Effusionskühlung mit Sellers' Superpositionsmethode eine Herausforderung , obwohl sie eine schnelle (wenn auch nicht ganz genaue) Lösung bietet. Dies wird bei der Modellierung der Doppelwandkühlung relevant [210]. In diesem letzten Artikel untersuchten die Autoren mehrere Geometrien und schlugen einen variierenden Aufbau der Doppelwandkühlung vor, der an die lokalen aerodynamisch Es sei hier betont, dass die Experimente bei motorrelevanten Reynoldszahlen durchgeführt wurden, die Versuchskörper jedoch um den Faktor 10 skaliert wurden. Bei der Optimierung der Wechselwirkung von Effusions-Kühlstrahlen sollten die Abstände in Strömungs- und Spannweitenrichtung unabhängig voneinander variiert werden, um die beste Lösung zu erzielen [208]. Die Modellierung dieser komplexen Geometrien mit CFD oder sogar CHT ist immer noch zu rechenintensiv. Daher lieferte die Gruppe auch (experimentell validierte) vereinfachte Modelle von doppelwandigen Kühlgeometrien [ 207,211].

Bei industriellen Gasturbinen, die ein System verwenden, das die Kühlluft mit dem Wasser des Bodenkreislaufs kühlt, kann es schwierig sein, die Temperatur der Kühlluft ausreichend zu erhöhen, um mit dieser Kombination aus Prallkühlung und Filmkühlung die optimale thermodynamische und Kühlleistung zu erreichen. In solchen Fällen ist eine Kühlung

Machine Translated by Google



**Es ist ein Mechanismus erforderlich, um die Temperatur auf ein geeignetes Niveau zu erhöhen, indem das Kühlmittel verwendet wird, um die Temperatur der Innenfläche der Schaufel vor der Prallkühlung zu senken . Eine solche Kühlstruktur, die auch als Zufuhrkanal für die Prallluft dient , kann als Dreifachwandkühlung bezeichnet werden. Darüber hinaus ist es erforderlich, eine optimale Struktur zu entwerfen, die die erforderliche Lebensdauer aufweist, und zwar durch eine kombinierte Analyse der Schaufeloberfläche, des Hohlraums einschließlich der Pralldüse sowie der internen Kühlung und Rippenstruktur durch stationäre und transiente thermische Analysen.**

**Die bereits erwähnte Gruppe an der Yonsei University setzte ihre Bemühungen fort und konzentrierte sich dabei auf additiv gefertigte Geometrien [212,213]. Tests und Simulationen wurden an vergrößerten Abschnitten durchgeführt, in denen das Prallkühlloch gleichzeitig als Stiftrippe in einem Mehrschichtsystem fungiert. Da das System aus drei Platten und zwei Hohlräumen besteht, ist der Abstand zwischen diesen Platten ein Parameter, der variiert werden kann. Die höchste Wärmeübertragungsleistung wurde in einem System beobachtet, bei dem der Hohlraum auf der „kalten Seite“ klein und der Hohlraum auf der „heißen Seite“ groß war [212] (siehe Abb**

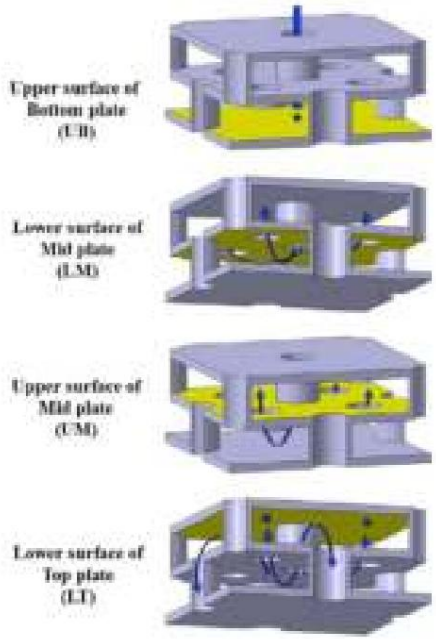



Abbildung 29. Die in Ref. **[213] konzipierte doppelwandige Kühlkonfiguration .**

**Ein frühes Beispiel einer FE-Analyse der Effusionswand ist Ref. [214]. Die Kriecheigenschaften einer simulierten Doppelwandprobe wurden in Ref. [215] untersucht. Sie kamen zu dem Schluss, dass die Pralllöcher und die Stiftfin-Verteilung wichtiger für die Kriecheigenschaften sind als die Effusionskühlungslöcher. Elmukashfi et al. [216] hingegen untersuchten das gesamte System mit Einheitszellen (ein Ansatz, der auch bei der Effusionskühlung verwendet wird , vgl. Ref. [217]) und zeigten, dass sich der Bereich maximaler Belastung je nach relativer Stärke der verschiedenen Komponenten des gesamten Systems ändert, d. h. Pralllöcher, Stiftfinn- und Effusionskühlung. In mehreren anderen Veröffentlichungen (Ref. [218–222]) wurde ebenfalls das gesamte Doppelwandsystem in Anwendung auf eine Schaufel untersucht. In Ref. [218]** wurde gezeigt , **dass im Doppelwandsystem ein erheblicher Temperaturgradient existiert, der die thermische Spannung verursacht. Die Ermüdung bei niedriger Zyklenzahl einer Schaufel mit doppelwandiger Kühlung wird durch thermische und zentrifugale Spannungen um die Kühllöcher herum verursacht, die auf den Spannungskonzentrationsfaktor zurückzuführen sind, der hier wirkt. Dieselben Autoren diskutierten die Optimierung der resultierenden Spannungen in Ref. [219] und empfahlen, die Stiftrippen relativ eng anzuordnen. Wenn die Dicke der Außenwand zunimmt, nimmt die Spannung hier ab, aber sie nimmt in der Innenwand zu. In Ref. [220] wurde der Einfluss des Winkels des Kühllochs bewertet (da ein weniger spitzer Winkel zur Außenfläche von Vorteil ist). In den letzten Arbeiten der Reihe (Ref. [221,222]) untersuchten die Autoren die konvexe u**

Machine Translated by Google



**thermoelastische Eigenschaften. Sie weisen darauf hin, dass die Druckspannungen auf die Stiftrippen an der heißen Wand extrem groß werden können und deshalb ein minimaler Stiftrippendurchmesser erforderlich ist. Abschließend schlagen die Autoren ein variables Verhältnis der inneren und äußeren Wanddicken entlang der Sehne der Schaufel vor.**

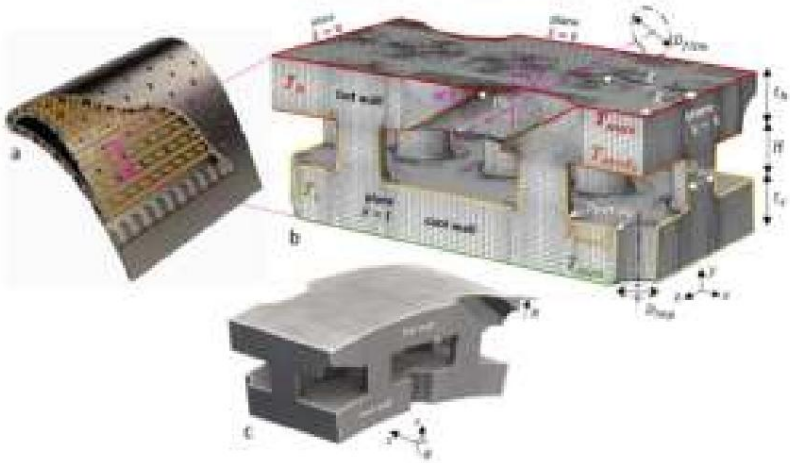


**Abbildung 30.** Der für die FE-Analyse in Ref. [221] **berücksichtigte Bereich : (a) Ein typisches doppelwandiges Transpirationskühlungssystem (DWTC) für eine Gasturbinenschaufel; (b) Sich wiederholende Elementarzelle für ein flaches DWTC-System; (c) Rückansicht einer gekrümmten Version der Elementarzelle in (b).**

**Sowohl für die FEA als auch für die genaue Berechnung der Kühlmitteltemperaturen und der Kühlwirksamkeit des DWC sind konjugierte Analysen an Komponenten in Lebensgröße mit der richtigen Oberflächenstrukturierung erforderlich.**

**Andere Arbeiten beschäftigen sich mit dem Auftreffen in engen Kanälen [223]. Hier wird gezeigt, dass die optimale Konfiguration beispielsweise von Strahldurchmesser und -abstand abhängt, wobei kleinere Durchmesser ein kleineres optimales Verhältnis von D/H aufweisen. Außerdem sagt die numerische Optimierung, wie bereits erwähnt, selbst für diese relativ einfachen Geometrien nicht immer die beste Konfiguration in der Praxis voraus. Die additive Fertigung solcher Mikrokanäle ermöglicht die Erzeugung einer abgewinkelten Verbindung zwischen den einzelnen Kanälen – etwas, das in Ref. [224]** untersucht und in Abbildung **31 gezeigt wird . Die Autoren zeigen, dass dies die Wärmeübertragung erheblich verbessert.**

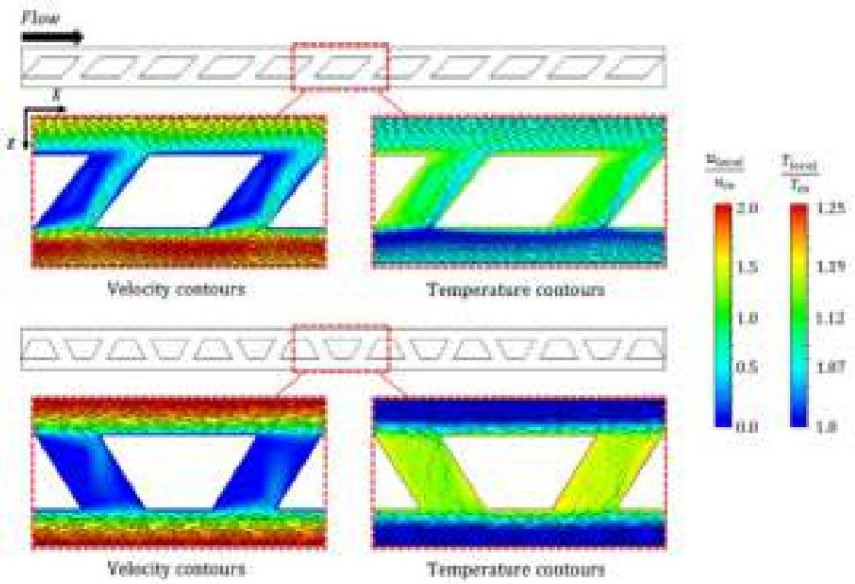



**Abbildung 31. Numerisch abgeleitete Geschwindigkeits- und Temperaturkonturdiagramme entlang der Höhe des Kanalmittelteils in der abgewinkelten Verbindung zwischen Mikrokanälen [224].**

Machine Translated by Google



**Aufgrund der starken Krümmung der Wände verdient die Vorderkante eine gesonderte Diskussion [ 131]. Die Autoren von Ref. [225] stellten fest, dass die Stiftrippen wenig Einfluss auf die Wärmeübertragung an der stark gekrümmten Zielwand selbst hatten, die Wärmeübertragung auf die Stifte jedoch von ihrer Position und Größe abhing. Sie schlagen vor, dass die Lamilloy®-** Struktur **für den vorliegenden Fall optimiert werden muss .** Die Kühlmitteleinspritzung in einen 90° **-Abschnitt eines Zylinders, der für eine Vorderkante repräsentativ ist, wurde in Ref. [226] untersucht. Der Einspritzwinkel hatte einen spürbaren Einfluss auf die Wärmeübertragung.**

## 7. Schlussfolgerungen

**In diesem Artikel werden die Konfigurationen von Tragflächenprofilen für industrielle Gasturbinen erörtert, die im kohlenstoffneutralen Zeitalter eingesetzt werden. Zunächst wird die Entwicklung der Kühlmethoden für industrielle Gasturbinen untersucht, die als Energieumwandlungsgeräte eine wichtige Rolle in der Gesellschaft spielen . Der Forschungsstand zu gekühlten Tragflächenprofilen, gussgekühlten Schaufeln und wafer- und diffusionsgebundenen Schaufeln, die noch nicht kommerziell erhältlich sind, aber eine hohe Leistung und Zuverlässigkeit bieten, wurde ebenfalls untersucht. Die Forschung zu neuen Gasturbinen-basierten Kreisläufen, wie der Verwendung kohlenstofffreier Brennstoffe (Wasserstoff oder Ammoniak), der sauberen Verwendung fossiler Brennstoffe (einschließlich Kohle) im Gasturbinenzyklus, einer Methode, bei der bei der Verbrennung bei hohen Temperaturen kein NOx entsteht, und einem neuen Gasturbinenzyklus mit einfachem CCS, wurde erörtert. Die Forschungs- und Demonstrationstests neuer Kreisläufe mit Gasturbinen wurden untersucht. Als Ergebnis** wurden **industrielle Gasturbinen und Kühlkonfigurationen für Tragflächenprofile ermittelt, die für das kohlenstoffneutrale Zeitalter geeignet sind .**

**Industrielle Gasturbinen werden als Quelle der Stromerzeugung zur Stabilisierung von Schwankungen immer wichtiger. Aus diesem Grund müssen Gasturbinen in der Lage sein, schnelle Anlauf- und Lastschwankungen zu bewältigen und auch bei Teillast eine hohe Leistung aufrechtzuerhalten . Die Notwendigkeit, kohlenstofffreien Brennstoff oder CCS zu verwenden, wird die Stückkosten der Stromerzeugung erh Um dieses Problem zu lösen, müssen Hochleistungsgasturbinen mit einer TIT von 1900 bis 2000 °C und einem Druckverhältnis von 30 für große Industriegasturbinen und 1500 bis 1600 °C für mittelgroße Gasturbinen entwickelt werden. Der Oxy-Fuel-Zyklus, der Wasserstoff als Brennstoff enthält ,** könnte als Gegenmaßnahme gegen die Entstehung von NOx **bei der Wasserstoffverbrennung und als kohlenstofffreies Stromerzeugungssystem für fossile Brennstoffe, einschließlich Kohle, nützlich sein .**

Beim Verbrennen von Wasserstoff oder Ammoniak **können kleine und mittelgroße Industriegasturbinen** für einen schnellen und flexiblen Betrieb sowohl in KWK-Anwendungen als auch (vielleicht mehr **als bisher) als SCGT eingesetzt werden. Die Einführung von AM wird die Herstellungskosten senken und gleichzeitig die Kühlleistung erhöhen, wodurch größere Lastgradienten möglich werden, als derzeit als akzeptabel gelten.**

**Die bevorzugte Kühlstruktur für die oben beschriebenen zukünftigen industriellen Gasturbinen ist die Doppelwandkühlung. Es wurden verschiedene DWC-Kühlstrukturen vorgeschlagen und ihre Wärmeübertragungseigenschaften untersucht. Unter diesen gilt die Struktur, die Prallkühlung mit Filmkühlung oder Effusionskühlung kombiniert, als die beste. AM gilt als die beste Lösung zur Herstellung dieser DWC-Kühlstrukturen. Wie bereits erwähnt, müssen drei wichtige Probleme gelöst werden: die Verfügbarkeit geeigneter Materialien und die Bestimmung ihrer Hochtemperatureigenschaften, die Kontrolle des AM- Prozesses als solches (Schichtdicke, Oberflächenrauheit) und die Kosten. Um mittels AM hergestellte DWC-Schaufeln zu realisieren, müssen Untersuchungen durchgeführt werden, die eine konjugierte Analyse der Kühlstruktur und eine Lebensdauerbewertung durch stationäre und transiente Wärmestrukturanalysen** umfassen .

**Beiträge der Autoren: Konzeptualisierung, KT; Schreiben – Vorbereitung des Originalentwurfs, KT und RK; Schreiben – Überprüfung und Bearbeitung, KT und RK. Alle Autoren haben die veröffentlichte Version des Manuskripts gelesen und stimmen ihr zu.**

**Finanzierung: Diese Forschung erhielt keine externe Finanzierung.**

**Interessenkonflikte: Die Autoren erklären, dass keine Interessenkonflikte vorliegen.**

Machine Translated by Google



## Nomenklatur und Akronyme

| | |
|---|---|
| D | **Durchmesser der Prallkühlungslöcher** |
| D | **Filmkühlungslochdurchmesser** |
| M | **Filmkühlungs-Lochblasverhältnis: ÿcuc/ÿÿuÿ** |
| Nu | **Nusselt-Zahl** |
| Re | **Reynoldszahl** |
| Sie | **Geschwindigkeit** |
| **x** | **horizontale (in der Ebene liegende) Achse/Richtung der flachen Platte** |
| **j** | **horizontale (in der Ebene liegende) Achse/Richtung der flachen Platte** |
| **z** | **vertikale (außerhalb der Ebene liegende) Achse/Richtung der flachen Platte** |
| *ÿ* | **Grenzschichtdicke** |
| *ÿ* | **Dichte** |
| **Indizes** | |
| c | **Kühlmittel** |
| F | **Film** |
| ÿ | **Mail-Stream** |
| **Abkürzungen** | |
| **ABB** | **Asea Brown Boveri** |
| **AHAT** | **Feuchtluftturbine** |
| **BIN** | **Additive Fertigung** |
| **APC** | **angekündigte Zusagen Fall** |
| **ATS** | **fortschrittliche Turbinensysteme** |
| **BBC** | **Brown, Boveri & Company** |
| **CC** | **konventionelles Gießen** |
| **CC** | **kombinierter Zyklus** |
| **GuD** | **Gas- und Dampfturbinen** |
| **CFD** | **numerische Strömungsmechanik** |
| **KWK** | **Kraft-Wärme-Kopplung** |
| **CCS** | **Kohlenstoffabscheidung und -speicherung** |
| **CCUS** | **CO2-Abscheidung, -Nutzung und -Speicherung** |
| **POLIZIST** | **Konferenz der Vertragsparteien** |
| **DAMHIRSCHKUH** | **Energieministerium** |
| **DS** | **Wörterbuch verfestigt** |
| **DWC** | **Doppelwandkühlung** |
| **DWTC** | **Doppelwandige Transpirationskühlung** |
| **Funkenerosion** | **Elektroerosive Bearbeitung** |
| **EPRI** | **Forschungsinstitut für elektrische Energie** |
| **ERDA** | **Verwaltung für Energieforschung und -entwicklung** |
| **FE** | **Finite Elemente** |
| **FEA** | **Finite-Elemente-Analyse** |
| **FFT** | **Schnelle Fourier-Transformation** |
| **GE** | **General Electric Corporation** |
| **Treibhausgase** | **Treibhausgasemissionen** |
| **GT** | **Gasturbine** |
| **GTW** | **Gasturbinenwelt** |
| **HUT** | **Feuchtluftturbine** |
| **HHV** | **hoher Heizwert** |
| **HRSG** | **Abhitzedampferzeuger** |
| **HTTT** | **Hochtemperatur-Turbinentechnologie** |
| **IEA** | **Internationale Energieagentur** |
| **IGCC** | **integrierter Gas- und Dampfturbinenkreislauf** |
| **LCF** | **Niedrigzyklische Ermüdung** |
| **Flüssiggas** | **Flüssigerdgas** |
| **Lang-Lkw** | **niedriger Heizwert** |
| **MHI** | **Mitsubishi Heavy Industries, Ltd.** |
| **Magnetresonanztomographie** | **Magnetresonanztomographie** |

Machine Translated by Google



| | |
|---|---|
| **NDC** | **national festgelegter Beitrag** |
| **Erdgas** | **Düsenleitschaufel** |
| **OEM** | **Erstausrüstungsfertigung** |
| **OFC** | **Sauerstoff-Brennstoff-Kreisprozess** |
| **PIV** | **Partikelbild-Velocimetrie** |
| **PHR** | **Kraft-Wärme-Verhältnis** |
| **PW** | **Pratt und Whitney** |
| **SCGT** | **dampfgekühlte Gasturbine** |
| **SLM** | **Selektives Laserschmelzen** |
| **STIG** | **Gasturbine mit Dampfeinspritzung** |
| **Wird noch bekannt gegeben** | **Wärmedämmschicht** |
| **TIT** | **Turbineneintrittstemperatur** |
| **UCTS** | **einheitliche Kristalltemperatursensoren** |
| **VG** | **Wirbelgenerator** |
| **WH** | **Westinghouse Electric Company** |

## Verweise


1. **Klimaschutzmaßnahmen der Vereinten Nationen. Das Pariser Abkommen. Online verfügbar: https://www.un.org/en/climatechange/paris-Vereinbarung (abgerufen am 24. Dezember 2022).**
2. **Klimawandel der Vereinten Nationen. Portal für langfristige Strategien. Online verfügbar: https://unfccc.int/process/the-paris-agreement/langfristige-strategien (abgerufen am 24. Dezember 2022).**
3. **Die Regierung Japans. Die langfristige Strategie im Rahmen des Pariser Abkommens. 2021. Online verfügbar: https://unfccc.int/sites/default/files/resource/Japan_LTS2021.pdf (abgerufen am 9. Oktober 2022).**
4. **Verordnung (EU) 2021/1119 des Europäischen Parlaments und des Rates vom 30. Juni 2021 zur Schaffung eines Rahmens für Erreichen der Klimaneutralität und zur Änderung der Verordnungen (EG) Nr. 401/2009 und (EU) 2018/1999 („Europäisches Klimagesetz“). Online verfügbar: https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/?uri=CELEX:32021R1119 (abgerufen am 24. Dezember 2022).**
5. **Ein europäischer Green Deal. Das Streben nach dem ersten klimaneutralen Kontinent. 2019. Online verfügbar: https://commission.europa.eu/strategie-und-politik/prioritäten-2019-2024/europäischer-grüner-deal_de (abgerufen am 24. Dezember 2022).**
6. **Klimabank-Roadmap der EIB-Gruppe 2021–2025. 2020. Online verfügbar: https://www.eib.org/en/publications/the-eib-group-climate-bank-roadmap (abgerufen am 24. Dezember 2022).**
7. **GEs 7 HA- und 9 HA-Anlagen erreichen eine CC-Effizienz von über 61 %. Online verfügbar: https://www.mcilvainecompany.com (abgerufen am 24. Dezember 2022).**
8. **Takamura, K.; Iijima, T.; Wakazono, S.; Hada, S.; Yuri, M.; Kataoka, M. Entwicklung der 1650 ÿC Klasse JAC der nächsten Generation Gasturbine basierend auf J Experience.** Mitsubishi Heavy Ind. Tech. Rev. **2019,** 56, **1–9. Online verfügbar: https://www.mhi.co.jp/Technologie/Überprüfung/pdf/e563/e563020.pdf (abgerufen am 11. Oktober 2022).**
9. **ASME. Die weltweit erste industrielle Gasturbinenanlage in Neuchâtel (1939), ein internationales historisches Wahrzeichen des Maschinenbaus , 2. September 1988,** Neuchâtel, **Schweiz. Online verfügbar: https://www.asme.org/wwwasmeorg/media/resou aboutasme/wer%20wir%20sind/ingenieursgeschichte/sehenswürdigkeiten/135-neuchatel-gas-turbine.pdf (abgerufen am 24. Dezember 2022).**
10. **Wettstein, HE 80 Jahre offene GT-Entwicklung in Baden. In Proceedings of the ASME Turbo Expo 2019, Phoenix, AZ, USA, 17–21 Juni 2019; Artikel Nr. GT2019-90177. [CrossRef]**
11. **Meher-Homji, CB Die Entwicklung des Whittle Turbojet.** ASME J. Eng. Gas Turbines Power **1998,** 120, **249–256. [CrossRef]**
12. **Meher-Homji, CB; Prisell, E. Bahnbrechende Turbojet-Entwicklungen von Dr. Hans Von Ohain – Von der HeS 1 zur HeS 011.** J. Eng. Gas Turbines Power **2000,** 122, **191–201. [CrossRef]**
13. **Horlock, J.** Fortgeschrittene Gasturbinenzyklen; **Elsevier Science Ltd.: Oxford, UK, 2003, ISBN 0-08-044273-0.**
14. **Horlock, J.** Kombikraftwerke einschließlich Gas- und Dampfturbinenkraftwerke (CCGT); **Pergamon Press: Oxford, UK, 1992, ISBN 0-08-040502-9.**
15. **Horlock, J. Kombinierte Kraftwerke – Vergangenheit, Gegenwart und Zukunft.** J. Eng. Gas Turbines Power **1995,** 117, **608–616. [CrossRef]**
16. **Yamakawa, A.; Araki, R.; Saito, I. Entwurf und Bau eines Gas-Dampf-Kombikraftwerks für Higashi Niigata Thermal Kraftwerk Nr. 3. In Proceedings des 1983 Tokyo International Gas Turbine Congress, Tokio, Japan, 23.–29. Oktober 1983; Papier Nr. IGTC-107.**
17. **Sudo, Y.; Sato, M.; Kobayashi, Y. Bau und Betrieb eines Gas-Dampf-Kombikraftwerks für Higashi Niigata Thermal Kraftwerk Nr. 3. In Proceedings der ASME 1986 International Gas Turbine Conference and Exhibit, Düsseldorf, Deutschland, 8.–12. Juni 1986; Papier Nr. 86-GT-236. [CrossRef]**
18. **Gülen, SC Studie über Gas- und Dampfturbinenkraftwerke – die nächsten 20 Jahre.** J. Eng. Gas Turbines Power **2015,** 138, **051701. [Querverweis]**
19. **Bergek, A.; Tell, F.; Berggren, C.; Watson, J. Technologische Fähigkeiten und späte Marktbereinigungen: Industrielle Dynamiken in den fortgeschrittenen Gasturbinenindustrie, 1987–2002.** Ind. Corp. Chang. **2008,** 17, **335–392. [CrossRef]**
20. **Ol'khovskii, GG; Radin, YA; Mel'nikov, VA; Tuz, NE; Mironenko, AV-Thermaltests der 9FB-Gasturbineneinheit durchgeführt von General Electric.** Therm. Eng. **2013,** 60, **607–612. [CrossRef]**

Machine Translated by Google




21. **Rice, I. Der kombinierte Zwischenüberhitzungs-Gasturbinen-/Dampfturbinen-Zyklus: Teil IA Kritische Analyse des kombinierten Zwischenüberhitzungs-Gasturbinen-/Dampfturbinen-Zyklu Turbinen-/Dampfturbinenzyklus.** J. Eng. Gas Turbines Power **1980,** 102, **35–41.** [CrossRef]
22. **Rice, I. Der kombinierte Zwischenüberhitzungs-Gasturbinen-/Dampfturbinenzyklus: Teil II - Der LM 5000 Gasgenerator in der Anwendung im kombinierten Nacherhitzungszyklus von Gasturbine und Dampfturbine.** J. Eng. Gas Turbines Power **1980,** 102, **42–49.** [CrossRef]
23. **Rice, I. Die Nacherhitzungs-Gasturbine mit Dampfschaufelkühlung - Ein Mittel zur Erhöhung des Nacherhitzungsdrucks, der Leistung und des kombinierten Zyklu Wirkungsgrad.** J. Eng. Gas Turbines Power **1982,** 104, **9–22.** [CrossRef]
24. **Briesch, M.; Bannister, R.; Diakunchak, I.; Huber, D. Ein kombinierter Zyklus, der einen Wirkungsgrad von über 60 Prozent erreichen soll.** J. Eng. Gas Turbines Power **1995,** 117, **734–741.** [CrossRef]
25. **Pritchard, J. H SystemTM Technology Update. In Proceedings of the ASME Turbo Expo, Atlanta, GA, USA, 16.–19. Juni 2003; Beitrag Nr. GT2003-38711.** [CrossRef]
26. **Southall, L.; McQuiggan, G. Neue 200 MW Klasse 501G Verbrennungsturbine.** J. Eng. Gas Turbines Power **1996,** 118, **572–577.** [Querverweis]
27. **Horlock, J.; Watson, D.; Jones, T. Leistungseinschränkungen bei Gasturbinen durch große Turbinenkühlströme.** J. Eng. Gas Turbines Power **2001,** 123, **487–494.** [CrossRef]
28. **Takeishi, K.; Komiyama, M.; Oda, Y.; Mori, S.; Kitamura, T. Untersuchung der Wärme- und Strömungsfelder geformter Filmkühllöcher.** Heat Transf. Res. **2011,** 42, **83–100.** [CrossRef]
29. **Vandervort, C. Fortschritte bei Gasturbinen der H-Klasse und Gas- und Dampfturbinenkraftwerken. In Proceedings of the ASME Turbo Expo, Oslo, Norwegen, 11.–15. Juni 2018; Paper-Nr.: GT2018-76911.** [CrossRef]
30. **Gülen, S.** Gasturbinen-Kombikraftwerke; **CRC Press: Boca Raton, FL, USA, 2019, ISBN 9780429244360.** [CrossRef]
31. **Takeishi, K. Entwicklung von turbinengekühlten Leitschaufeln und -schaufeln für große industrielle Gasturbinen und ihr Trend zur Kohlenstoffneutralität.** Energies **2022,** 15, **8935.** [CrossRef]
32. **Otsuki, Y. Entwicklung und Geschichte sowie Stand der Technik von Kawasaki-Gasturbinen. In** Ausgewählte Themen in Turbomaschinen und Strahlantrieben ; **Bohn, D., Hrsg.; RWTH Aachen University: Aachen, Deutschland, 2004. Online verfügbar: https://www.ikdg.rwth-aachen.de/ cms/ikdg/ Studium/Wintersemester/~olev/Ausgewaehlte-Kapitel-der-Turbomaschinen/?lidx=1 (abgerufen am 24. Dezember 2022).**
33. **Hunt, R.** Entwicklung und Geschichte der Gasturbine zur Stromerzeugung, für industrielle und maritime Zwecke, **1. Auflage; Power + Energy Associates Ltd.: Morpeth, Großbritannien, 2019, ISBN 13 9781527239401.**
34. **Saidi, K.; Orth, U.; Boje, S.; Frekers, C. Eine vergleichende Studie von Kraft-Wärme-Kopplungssystemen für eine typische Anwendung in der Lebensmittelindustrie. In Proceedings der ASME Turbo Expo, Düsseldorf, Deutschland, 16.–20. Juni 2014; Paper-Nr. GT2014-26234.** [CrossRef]
35. **Hoops, H.; Saidi, K. Eine vergleichende Studie einer Gasturbine und eines Gasmotors hinsichtlich Effizienz und Flexibilität für typische kombinierte Wärme- und Stromprozesse.** Gwf Gas Energie **2017, 6, 1–10. Online verfügbar: https://www.man-es.com/docs/default- source/energy-storage/ orchestrate-heat-and-power/man-es_mgt_technical_paper_preview.pdf?sfvrsn=51cf6dd6_6 (abgerufen am 11. Oktober 2022).**
36. **Brun, K.; Kurz, R.** Einführung in die Gasturbinentheorie, **3. Auflage; Solar Turbines Incorporated: San Diego, CA, USA, 2019, ISBN 978-0-578-48386-3.**
37. **Krewinkel, R. MAN ExpertTalk: Gas Turbine Basics & Applications, Oberhausen. 2021. Online verfügbar: https://www.man- es.com/digitalcenter/MAN-ExpertTalk-center/2021/06/23/webinar/gas-turbines{-}{-}-basics-applications (abgerufen am 24. Dezember 2022).**
38. **Tanaka, R.; Koji, T.; Ryu, M.; Matsuoka, A.; Okuto, A. Entwicklung einer hocheffizienten 30-MW-Gasturbine der Kawasaki L30A. In Proceedings of the ASME Turbo Expo, Kopenhagen, Dänemark, 11.–15. Juni 2012; Paper-Nr. GT2012-68668.** [CrossRef]
39. **IEA. Netto-Null bis 2050: Ein Fahrplan für den globalen Energiesektor – Ein Sonderbericht der Internationalen Energieagentur, Internationale Energieagentur. 2021. Online verfügbar: https://iea.blob.core.windows.net/assets/deebef5d-0c34-4539-9d0c-10b1 3d840027/NetZeroby2050-Eine RoadmapfürdenGlobalenEnergiesektor_CORR.pdf (abgerufen am 24. Dezember 2022).**
40. **Cohn, A. Zusammenfassung der Entwicklung wassergekühlter Gasturbinen. In Proceedings der Joint Power Generation Conference: GT Papers, Denver, CO, USA, 17.–21. Oktober 1982; Paper Nr. 82-JPGC-GT-5.** [CrossRef]
41. **Caruvana, A.; Day, W.; Cincotta, G.; Rose, R. Systemstatus der wassergekühlten Gasturbine für das Hochtemperatur-Turbinentechnologieprogramm . In Proceedings der International Gas Turbine Conference and Exhibit and Solar Energy Conference, San Diego, CA, USA, 12.–15. März 1979; Beitrag Nr. 79-GT-39.** [CrossRef]
42. **Plumley, D. Kaltwasser-Kohlevergasung – Ein Fortschrittsbericht.** J. Eng. Gas Turbines Power **1985,** 107, **856–860.** [CrossRef]
43. **Phillips, J.; Booras, G.; Marasigan, J. Die Geschichte integrierter Gas- und Dampfturbinenkraftwerke. In Proceedings of the ASME Turbo Expo, Charlotte, NC, USA, 26.–30. Juni 2017; Paper-Nr. GT2017-64507.** [CrossRef]
44. **Asano, A. Fallstudie: Nakoso IGCC-Kraftwerk Japan. In** Integrierte Gasifizierungs-Kombikraftwerke (IGCC)-Technologien; **Wang, T., Stiegel, G., Hrsg.; Woodhead Publishing: Kidlington, Großbritannien, 2017; S. 799–816, ISBN 978-0-08-100185-1.**
45. **Shinada, O.; Yamada, A.; Koyama, Y. Die Entwicklung fortschrittlicher Energietechnologien in Japan: IGCC – eine Schlüsseltechnologie für das 21. Jahrhundert.** Energy Convers. Manag. **2002,** 43, **1221–1233.** [CrossRef]
46. **Wang, T.; Stiegel, G.** Integrierte Gasifizierungs-Kombikraftwerke (IGCC)-Technologien; **Woodhead Publishing: Kidlington, Großbritannien, 2017, ISBN 978-0-08-100185-1.**
47. **Welch, M.; Pym, A. Verbesserung der Flexibilität und Effizienz von dezentralen Kraftwerken auf Gasturbinenbasis. In Proceedings of the Future of Gas Turbine Technology, 8. Internationale Gasturbinenkonferenz, Brüssel, Belgien, 12.–13. Oktober 2016; Beitrag Nr.**

Machine Translated by Google



**08-IGTC16. Online verfügbar: https://etn.global/wp-content/uploads/2018/09/Improving-the-flexibility-and-efficiency-of- gas-turbine-based-distrivuted-power-plant.pdf (abgerufen am 10. Juli 2022).**

**48. Bhargava, R.; Campanari, S.; Montenegro, G.; Bianchi, M.; De Pascale, A.; Peretto, A. Hocheffiziente Leistungszyklen auf Gasturbinenbasis – Eine Studie der vielversprechendsten Lösungen: Teil 1 – Ein Überblick über die Technologie. In Proceedings der ASME Turbo Expo, Berlin, Deutschland, 9.–13. Juni 2008; Paper-Nr. GT2008-51275. [CrossRef]**

**49. Bhargava, R.; Campanari, S.; Montenegro, G.; Bianchi, M.; De Pascale, A.; Peretto, A. Hocheffiziente Leistungszyklen auf Basis von Gasturbinen – Eine Studie der vielversprechendsten Lösungen: Teil 2 – Eine parametrische Leistungsbewertung. In Proceedings der ASME Turbo Expo, Berlin, Deutschland, 9.–13. Juni 2008; Paper-Nr. GT2008-51277. [CrossRef]**

**50. Gülen, S. Mit grünem Wasserstoff betriebene Gasturbinen: Die Zahlen stimmen nicht, Gas Turbine World. 2022. Online verfügbar: https://gasturbineworld.com/ gas-turbines-burning-green-hydrogen/ (abgerufen am 24. Dezember 2022).**

**51. Bossel, U.; Eliasson, B. Energie und die Wasserstoffwirtschaft. 2003. Online verfügbar: https://afdc.energy.gov/files/pdfs/ hyd_ economy_bossel_eliasson.pdf (abgerufen am 12. Juli 2022).**

**52. Becker, C.; Marder, M.; Junges, E.; Konrad, O. Technologien zur Biogasentschwefelung – Ein Überblick über aktuelle Studien.** Renew. Energy Rev. **2022,** 159, **112205. [CrossRef]**

**53. Newhall, H.; Starkman, E.** Theoretische Leistung von Ammoniak als Gasturbinenkraftstoff; **SAE Technical Papers; SAE International: Warrendale, PA, USA, 1966; Papier Nr. 660768. [CrossRef]**

**54. Verkamp, F.; Hardin, M.; Williams, J. Verbrennungseigenschaften und Leistung von Ammoniak in Gasturbinenbrennern.** Symp. Combust. **1967,** 11, **985–992. [CrossRef]**

**55. Gupta, R. (Hrsg.)** Wasserstoffkraftstoff – Produktion, Transport und Lagerung; **CRC Press: Boca Raton, FL, USA, 2009, ISBN 978-1-4200-4575-8.**

**56. Chiesa, P.; Lozza, G.; Mazzocchi, L. Verwendung von Wasserstoff als Gasturbinenkraftstoff.** J. Eng. Gas Turbines Power **2005,** 127, **73–80. [CrossRef]**

**57. Winkler-Goldstein, R.; Rastetter, A. Power to Gas: Der endgültige Durchbruch für die Wasserstoffwirtschaft?** Green **2013, 3, 69–78. [Querverweis]**

**58. Capurso, T.; Stefanizzi, M.; Torresi, M.; Camporeale, S. Perspektive der Rolle von Wasserstoff in der Energiewende des 21. Jahrhunderts.** Energy Convers. Manag. **2022,** 251, **114898. [CrossRef]**

**59. Aziz, M.; TriWijayanta, A.; Nandiyanto, A. Ammoniak als effektiver Wasserstoffspeicher: Ein Überblick über Produktion, Speicherung und Nutzung.** Energies **2020,** 13, **3062. [CrossRef]**

**60. Cesaro, Z.; Ives, M.; Nayak-Luke, R.; Mason, M.; Bañares-Alcántara, R. Ammoniak zu Strom: Prognose der Stromgestehungskosten aus grünem Ammoniak in Großkraftwerken.** Appl. Energy Part A **2021,** 282, **116009. [CrossRef]**

**61. Yapicioglu, A.; Dincer, I. Eine Übersicht über sauberes Ammoniak als potenziellen Brennstoff für Stromgeneratoren.** Erneuern. Aufrechterhalten. Energy Rev. **2019,** 103, **96–108. [CrossRef]**

**62. Valera-Medina, A.; Xiao, H.; Owen-Jones, M.; David, W.; Bowen, P. Ammoniak für Energie.** Prog. Energy Combust. Sci. **2018,** 69, **63–102. [CrossRef]**

**63. Pilavachi, P.; Stephanidis, S.; Pappas, V.; Afgan, N. Multikriterielle Bewertung von mit Wasserstoff und Erdgas betriebenen Kraftwerken Technologien.** Appl. Therm. Eng. **2019,** 29, **2228–2234. [CrossRef]**

**64. Nose, M.; Nakamura, S.; Kataoka, M.; Kawakami, T.; Kuroki, H.; Yuri, M. Entwicklung einer Wasserstoff-/Ammoniak-betriebenen Gasturbine für eine dekarbonisierte Gesellschaft.** Mitsubishi Heavy Ind. Tech. Rev. **2021, 3, 1–11. Online verfügbar: https://www.mhi.co.jp/ Technologie/Überprüfung/pdf/e583/ e583030.pdf (abgerufen am 10. Oktober 2022).**

**65. Ditaranto, M.; Li, H.; Løvås, T. Konzept eines wasserstoffbefeuerten Gasturbinenzyklus mit Abgasrückführung: Bewertung von Verbrennungs- und Emissionsverhalten.** Int. J. Greenh. Gas Control **2015,** 37, **377–383. [CrossRef]**

**66. Keller, M.; Koshi, M.; Otomo, H.; Iwasaki, H.; Mitsumori, T.; Yamada, K. Thermodynamische Bewertung eines mit Ammoniak betriebenen Gas- und Dampfturbinenprozesses unter brennstoffreichen Bedingungen.** Energy **2020,** 194, **116894. [CrossRef]**

**67. Kobayashi, H.; Hayakawa, A.; Somarathne, K.; Okafor, E. Wissenschaft und Technologie der Ammoniakverbrennung.** Proc. Combust. Inst. **2019,** 37, **109–133. [CrossRef]**

**68.** Inoue, K.; Miyamoto, K.; Domen, S.; Tamura, I.; Kawakami, T.; Tanimura, S. Entwicklung einer **Gasturbine mit Wasserstoff- und Erdgas-Koverbrennung .** Mitsubishi Heavy Ind. Tech. Rev. **2018,** 53, **1–6. Online verfügbar: https://power.mhi.com/randd/technical-review/ pdf/index_66e.pdf (abgerufen am 4. Juli 2022).**

**69. Horikawa, A.; Yamaguchi, M.; Aoki, S.; Fukue, H.; Kusterer, K.; Wirsum, M. Entwicklungen von 100 % Wasserstoff-Trockenbrennern mit niedrigem NOx-Ausstoß für Demonstrationstests von Gasturbinen und -motoren der 2-MW-Klasse.** J. Gas Turbine Soc. Jpn. **2021,** 49, **1–10. Online verfügbar: https:// www.gtsj.or.jp/technical/contents/vol49no4-02.pdf (abgerufen am 21. Oktober 2022). (Auf Japanisch)**

**70. Ito, S.; Uchida, M.; Suda, T.; Fujimori, T. Entwicklung der Ammoniak-Gasturbinen-Kraft-Wärme-Kopplungstechnologie.** IHI Eng. Rev. **2020,** 53, **1–6. Online verfügbar: https://www.ihi.co.jp/en/technology/review_library/review_en/2020/_cms_conf01/__icsFiles/ afieldfile/2021/01/14/Vol53No1_H.pdf (abgerufen am 4. Juli 2022).**

**71. Ditaranto, M.; Heggset, T.; Berstad, D. Konzept eines wasserstoffbefeuerten Gasturbinenkreislaufs mit Abgasrückführung: Bewertung der Prozessleistung.** Energy **2020,** 192, **116646. [CrossRef]**

**72. Zheng, L. (Hrsg.)** Oxy-Fuel-Verbrennung zur Stromerzeugung und Kohlendioxid-(CO2 )-Abscheidung; **Woodhead Publishing Limited: Cambridge, Großbritannien, 2011, ISBN 978-1-84569-671-9.**

**73. Stanger, R.; Wall, T.; Spörl, R.; Paneru, M.; Grathwohl, S.; Weidmann, M.; Scheffknecht, G.; McDonald, D.; Myöhänen, K.; Ritvanen, J.; et al. Oxyfuel-Verbrennung zur CO2- Abtrennung in Kraftwerken.** Int. J. Greenh. Gas Control **2015,** 40, **55–125. [CrossRef]**

Machine Translated by Google




**74. Kvamsdal, H.; Jordal, K.; Bolland, O. Ein quantitativer Vergleich von Gasturbinenzyklen mit CO2- Abscheidung.** Energy **2007,** 32, **10–24.** [CrossRef]

**75. Sanz, W.; Jericha, H.; Bauer, B.; Göttlich, E. Qualitativer und quantitativer Vergleich zweier vielversprechender Oxy-Fuel-Kraftwerke zur CO2- Abscheidung.** J. Eng. Gas Turbines Power **2008,** 130, **031702.** [CrossRef]

**76. Richards, G.; Casleton, K.; Chorpening, B. CO2 und H2O verdünnte Oxy-Fuel-Verbrennung für emissionsfreie Energie.** Proc. Inst. Mech. Eng. Teil A J. Power Energy **2005,** 219, **121–126.** [CrossRef]

**77. Sundkvist, S.; Dahlquist, A.; Janczewski, J.; Sjödin, M.; Bysveen, M.; Ditaranto, M.; Langørgen, O.; Seljeskog, M.; Siljan, M. Konzept für ein Verbrennungssystem in Oxyfuel-Gasturbinen-Kombikraftwerken.** J. Eng. Gas Turbines Power **2014,** 136, **101513.** [Querverweis]

**78. Fiaschi, D.; Manfrida, G.; Mathieu, P.; Tempesti, D. Leistung eines Oxy-Fuel-Verbrennungs-CO2- Kraftwerks einschließlich Schaufelrad Kühlung.** Energy **2009,** 34, **2240–2247.** [CrossRef]

**79. Corchero, G.;** Timón, **V.; Montañés, J. Ein halbgeschlossener Gas-Oxy-Fuel-Kombiprozess für null CO2- Emissionen: Eine thermodynamische Optimierung.** Proc. Inst. Mech. Eng. Teil A J. Power Energy **2011,** 225, **377–388.** [CrossRef]

**80. Amann, J.; Kanniche, M.; Bouallou, C. Erdgas-Kombikraftwerk, umgebaut zu einem O2/CO2- Kreislauf zur CO2- Abscheidung.** Energy Convers. Manag. **2009,** 50, **510–521.** [CrossRef]

**81. Jericha, H.; Fesharaki, M. Der Grazer Zyklus ÿ1500 ÿC Maximales Temperaturpotential H2—O2 -befeuerte CO2- Abtrennung mit CH4—O2 -Befeuerung. In Proceedings der ASME Cogen-Turbo Power Conference, Wien, Österreich, 23.–25. August 1995; Beitrag Nr. 95-GTP-75. Online verfügbar: http://www.graz-cycle.tugraz.at/pdfs/grazcycle_asme_1995.pdf (abgerufen am 7. Oktober 2022).**

**82. Sanz, W.; Braun, M.; Jericha, H.; Platzer, M. Anpassung des emissionsfreien Grazer Zyklus für die Wasserstoffverbrennung und Untersuchung seines Teillastverhaltens.** Int. J. Hydrog. Energy **2018,** 43, **5737–5746.** [CrossRef]

**83. Heitmeir, F.; Sanz, W.; Jericha, H. Graz Cycle—A Zero Emission Power Plant of Highest Efficiency. In** The NETL Gas Turbine Handbook; **Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik, Technische Universität Graz: Graz, Österreich, 2006; S. 81–95. Online verfügbar: https://netl.doe.gov/sites/default/files/gas-turbine-handbook/1-3-1-1.pdf (abgerufen am 10. Juli 2022).**

**84. Mitterrutzner, B.; Sanz, W.; Nord, L. Eine Teillastanalyse und Steuerungsstrategien für den Grazer Zyklus.** Int. J. Greenh. Gas Control **2022,** 113, **103521.** [CrossRef]

**85. Yamashita, S.; Yajima, A.; Yoshimura, K.; Nishimura, M. Exergieanalyse einer Sauerstoff-Wasserstoff-Verbrennungsturbine.** J. Gas Turbine Soc. Jpn. **2017,** 40, **170–177. Online verfügbar: https://www.gtsj.or.jp/technical/contents/vol45no3-02.pdf (abgerufen am 7. Oktober 2022). (Auf Japanisch)**

**86. Rogalev, N.; Rogalev, A.; Kindra, V.; Zlyvko, O.; Bryzgunov, P. Überprüfung geschlossener SCO2- und halbgeschlossener Oxy-Fuel-Verbrennungszyklen für die Stromerzeugung in mehreren Maßstäben im Hinblick auf Energie, Ökologie und Wirtschaftlichkeit.** Energies **2022,** 15, **9226** [Querverweis]

**87. Macchi, E.; Consonni, S.; Lozza, G.; Chiesa, P. Eine Bewertung der thermodynamischen Leistung von gemischten Gas-Dampf-Kreisprozessen: Teil A—Zwischengekühlte und dampfinjizierte Zyklen.** J. Eng. Gas Turbines Power **1995,** 117, **489–498.** [CrossRef]

**88. Chiesa, P.; Lozza, G.; Macchi, E.; Consonni, S. Eine Bewertung der thermodynamischen Leistung von gemischten Gas-Dampf-Kreisprozessen: Teil B—Wasserinjektions- und HAT-Zyklen.** J. Eng. Gas Turbines Power **1995,** 117, **499–508.** [CrossRef]

**89. Rao, A. Verdunstungsgasturbinen (EvGT)/Feuchtluftturbinen (HAT)-Zyklen. In** Handbook of Clean Energy Systems; **Yan, J., Hrsg.; Wiley: Hoboken, NJ, USA, 2014.** [CrossRef]

**90. Mori, Y.; Nakamura, H.; Takahashi, T.; Yamamoto, K. Ein hocheffizientes regeneratives Gasturbinensystem durch neue Methode der Wärmerückgewinnung mit Wassereinspritzung. In Proceedings of the International Gas Turbine Congress and Exhibition, Tokio, Japan, 23.–29. Oktober 1983; Beitrag Nr. IGTC-38.**

**91. Rao, A.; Francuz, V.; Shen, J.; West, E.** Ein Vergleich von Feuchtluftturbinen (HAT) und Gas-und-Dampf-Kombikraftwerken; **Abschlussbericht zum IE-7300-Projekt 2999-7; EPRI: Palo Alto, CA, USA, 1991.**

**92. Hatamiya, S.; Araki, H.; Higuchi, S. Eine Bewertung eines fortschrittlichen Feuchtluftturbinensystems mit Wasserrückgewinnung. In Proceedings der ASME Turbo Expo, Wien, Österreich, 14.–17. Juni 2004; Paper Nr. GT2004-54031.** [CrossRef]

**93. Araki, H.; Koganezawa, T.; Myouren, C.; Higuchi, S.; Takahashi, T.; Eta, T. Experimentelle und analytische Studie zur Operation Eigenschaften des AHAT-Systems.** J. Eng. Gas Turbines Power **2012,** 134, **051701.** [CrossRef]

**94. Nealy, D.; Reider, S. Bewertung von laminierten porösen Wandmaterialien für die Kühlung von Brennkammerauskleidungen.** J. Eng. Gasturbinenleistung **1980,** 102, **268–276.** [CrossRef]

**95. Sweeney, P.; Rhodes, J. Eine Infrarottechnik zur Bewertung von Kühlkonstruktionen für Turbinenschaufelblätter.** J. Turbomach. **2000,** 122, **170–177.** [Querverweis]

**96. Essman, D.; Vogel, R.; Tomlinson, J.; Novick, A. TF41/Lamilloy® Beschleunigter Missionstest.** J. Aircr. **1983,** 20, **70–75.** [CrossRef]

**97. Halsey, J.; Warns, R.; Weisbrod, W. Allison Advanced Turbine Systems (ATS) Motorzyklus. In Proceedings of the ASME Turbo Expo, Orlando, FL, USA, 2.–5. Juni 1997; Beitrag Nr. 97-GT-195.** [CrossRef]

**98. Broomfield, R.; Ford, D.; Bhangu, I.; Thomas, M.; Frasier, D.; Burkholder, P.; Harris, K.; Erickson, G.; Wahl, J. Entwicklung und Turbinenleistung von drei modernen Rhenium-haltigen Superlegierungen für einkristalline und gerichtet erstarrte Schaufeln und Leitschaufeln.** J. Eng. Gas Turbines Power **1998,** 120, **595–608.** [CrossRef]

**99. Gillespie, D.; Wang, Z.; Ireland, P.; Kohler, S. Vollflächige lokale Wärmeübergangskoeffizientenmessungen in einem Modell eines Integral gegossene Prallkühlungsgeometrie.** J. Turbomach. **1998,** 120, **92–99.** [CrossRef]

Machine Translated by Google




100. Sellers, R.; Dahlberg, D.; Calvert, G. Neue Ansätze zur Kühlung und Herstellung von Turbinenschaufeln. In Proceedings der 13. AIAA/SAE-Propulsion-Konferenz, Orlando, FL, USA, 11.–13. Juli 1977; Beitrag Nr. 77-948. [CrossRef]
101. George, D.; Brown, B.; Cox, A. Die Anwendung von Superlegierungen mit schneller Erstarrungsrate auf Radial-Wafer-Turbinenschaufeln. In Proceedings der 15. gemeinsamen AIAA/SAE/ASME-Propulsion-Konferenz, Las Vegas, NV, USA, 18.–20. Juni 1979; Beitrag Nr. 79-1226. [Querverweis]
102. Levari, G.; Sauer, J.; Cohn, A. Der Entwurf einer fortschrittlichen gekühlten ersten Stufe für eine vollwertige Gasturbine. Proceedings der ASME Turbo Expo, London, Großbritannien, 18.–22. März 1982; Beitrag Nr. 82-GT-207. [CrossRef]
103. Bunker, R. Wärmeübertragung bei Gasturbinen: 10 verbleibende Herausforderungen im Heißgaspfad. In Proceedings der ASME Turbo Expo, Barcelona, Spanien, 8.–11. Mai 2006; Papier Nr. GT2006-90002. [CrossRef]
104. Bunker, R. Turbinenwärmeübertragung und -kühlung: Ein Überblick. In Proceedings der ASME Turbo Expo, San Antonio, TX, USA, 3.–7. Juni 2013; Papier-Nr. GT2013-94174.
105. Bunker, R. Evolution of Turbine Cooling. In Proceedings of the ASME Turbo Expo, Charlotte, NC, USA, 26.–30. Juni 2017; Beitrag Nr. GT2017-63205. [CrossRef]
106. Oh, I.; Kim, K.; Lee, D.; Park, J.; Cho, H. Lokale Wärme-/Masseübertragung und Reibungsverlustmessung in einem rotierenden Matrixkühlkanal . In Proceedings of the ASME Turbo Expo, Orlando, FL, USA, 8.–12. Juni 2009; Paper-Nr. GT2009-59873. [CrossRef]
107. Tsuru, T.; Ishida, K.; Fujita, J.; Takeishi, K. Dreidimensionale Visualisierung von Strömungseigenschaften mittels Magnetresonanz Bildgebung (MRT) in einem Gitterkühlkanal. J. Turbomach. 2019, 141, 061003. [CrossRef]
108. Tsuru, T.; Morozumi, R.; Takeishi, K. Untersuchung der thermofluiden Eigenschaften eines Gitterkühlkanals. Int. J. Gasturbine Propuls. Power Syst. 2020, 11, 1–8. [CrossRef]
109. Torkaman, A.; Vogel, G.; Houck, L. Design, Entwicklung und Validierung einer additiv gefertigten Turbinenleitschaufel der ersten Stufe für eine Industriegasturbine der Klasse F. In Proceedings of the ASME Turbo Expo, virtuell, 7.–11. Juni 2021; Beitrag Nr. GT2021-60201. [Querverweis]
110. Hada, S.; Yuri, M.; Masada, J.; Ito, E.; Tsukagoshi, K. Entwicklung und zukünftiger Trend von Gasturbinen mit großem Rahmen – eine neue 1600-Grad-C-Gasturbine der Klasse J. In Proceedings of the ASME Turbo Expo, Kopenhagen, Dänemark, 11.–15. Juni 2012; Paper- Nr. GT2012-68574. [CrossRef]
111. Bayar, T. Die Zukunft des 3D-Drucks ist da. Power Eng. Int. 2016, 24, 2–7. Online verfügbar: https://www.powerengineeringint.com/kohlebefeuert/ausrüstung-kohlebefeuert/die-zukunft-des-3d-drucks-ist-angekommen/ (abgerufen am 22. April 2022).
112. Adair, D.; Kirka, M.; Ryan, D. Additive Fertigung von Turbinenschaufel-Prototypen zur Leistungsvalidierung heißgefeuerter Motoren Versuche. In Proceedings der ASME Turbo Expo 2019, Phoenix, AZ, USA, 17.–21. Juni 2019. [CrossRef]
113. Trosch, T.; Strößner, J.; Völkl, R.; Glatzel, U. Mikrostruktur und mechanische Eigenschaften von selektiv lasergeschmolzenem Inconel 718 Im Vergleich zum Schmieden und Gießen. Mater. Lett. 2016, 164, 428–431. [CrossRef]
114. Babu, S.; Raghavan, N.; Raplee, J.; Foster, S.; Frederick, C.; Haines, M.; Dinwiddie, R.; Kirka, M.; Plotkowski, A.; Lee, Y.; et al. Additive Fertigung von Nickel-Superlegierungen: Innovationschancen und Herausforderungen bei der Qualifizierung. Metall Mater. Trans. A 2018, 49, 3764–3780. [CrossRef]
115. Torkaman, A.; Bhattu, R. Charakterisierung der Ermüdung bei niedrigen Zyklen von additiv gefertigten Proben mit gedruckter Oberflächenrauheit aus mehreren nickelbasierten Superlegierungen. In Proceedings of the ASME Turbo Expo, Rotterdam, Niederlande, 13.–17. Juni 2022; Paper-Nr. GT2022-82484. [CrossRef]
116. Krewinkel, R.; Such, A.; Torre, A.; Wiedermann, A.; Castillo, D.; Rodriguez, S.; Schleifenbaum, J.; Blaswich, M. Design und Charakterisierung additiv gefertigter NGVs, die in einer kleinen industriellen Gasturbine betrieben werden. Int. J. Gas Turbine Propuls. Power Syst. 2020, 11, 36–44. [CrossRef] [PubMed]
117. Risse, J. Additive Fertigung der Nickel-Basis-Superlegierung IN738LC durch Laser-Pulverbett-Fusion. 2019. Online verfügbar: http://publications.rwth-aachen.de/record/764478/files/764478.pdf (abgerufen am 22. April 2022).
118. Menon, N.; Mahdi, T.; Basak, A. Mikrostruktur von IN738LC, hergestellt mittels additiver Fertigung im Laser-Pulverbett-Fusion-Verfahren. J. Turbomach. 2022, 144, 031011. [CrossRef]
119. Stößner, J.; Terock, M.; Glatzel, U. Mechanische und mikrostrukturelle Untersuchung der nickelbasierten Superlegierung IN718, hergestellt durch selektives Laserschmelzen (SLM). Adv. Eng. Mater. 2015, 17, 1099–1105. [CrossRef]
120. Wang, X.; Keya, T.; Chou, K. Bauhöheneffekt bei durch selektives Laserschmelzen hergestellten Inconel 718-Teilen. Procedia Manuf. 2016, 5, 1006–1017. [CrossRef]
121. Wang, Z.; Guan, K.; Gao, M.; Li, X.; Chen, X.; Zeng, X. Die Mikrostruktur und die mechanischen Eigenschaften von Deposited-IN718 durch Selektives Laserschmelzen. J. Alloys Compd. 2012, 513, 518–523. [CrossRef]
122. Mostafa, A.; Rubio, I.; Brailovski, V.; Jahazi, M.; Medraj, M. Struktur, Textur und Phasen in 3D-gedruckter IN718-Legierung, die Homogenisierung und HIP-Behandlungen. Metals 2017, 7, 196. [CrossRef]
123. Waugh, I.; Moore, E.; Greig, A.; Macfarlane, J.; Dick-Cleland, W. Additive Fertigung einer Brennkammer für Raketentriebwerke unter Verwendung der Nickel-Superlegierung ABD®-900AM. In Proceedings der 7. Ausgabe der Space Proplusion Conference, virtuelle Konferenz , 17.–19. März 2021. Online verfügbar: https://www.researchgate.net/profile/Iain-Waugh/publication/350278621_Additive_Herstellung_von_Brennkammern_für_Raketentriebwerke_mithilfe_der_ABDR-900AM_Nickel-Superlegierung/links/60588a1c299bf173675caf79/Additive-Herstellung-von-Brennkammern-für-Raketentriebwerke-mithilfe-der-ABDR-900AM-Nickel-Superlegierung.pdf (abgerufen am 22. April 2022).

Machine Translated by Google




124. Bridges, A.; Shingledecker, J.; Clark, J.; Crudden, D. Kriechanalyse und mikrostrukturelle Bewertung einer neuartigen additiv hergestellten Nickelbasis-Superlegierung (ABD®-900AM). J. Eng. Gas Turbines Power 2023, 145, 061005. [CrossRef]
125. Bunker, R.; Dees, J.; Palafox, P. Prallkühlung in Gasturbinen: Design, Anwendungen und Einschränkungen. In Prallkühlung Kühlung in Gasturbinen; Sunden, B., Amano, A., Hrsg.; WIT Press: Southampton, Großbritannien, 2014.
126. Schlünder, E.; Gnielinski, V. Wärme- und Stoffübertragung zwischen Gut und aufprallendem Düsenstrahl. Chem. Ing. Techn. 1967, 39, 578–584. [CrossRef]
127. Annerfeldt, M.; Persson, J.; Torisson, T. Experimentelle Untersuchung der Prallkühlung mit Turbulatoren oder oberflächenvergrößernden Elementen. In Proceedings of the ASME Turbo Expo, New Orleans, LA, USA, 4.–7. Juni 2001; Paper Nr. 2001-GT-0149. [CrossRef]
128. Brakmann, R.; Chen, L.; Weigand, B.; Crawford, M. Experimentelle und numerische Wärmeübertragungsuntersuchung eines auftreffenden Strahls Array auf einer durch kubische Mikrostiftlamellen aufgerauten Zielplatte. J. Turbomach. 2016, 138, 111010. [CrossRef]
129. Oda, Y.; Takeishi, K. Gleichzeitige Large-Eddy-Simulation der Wärmeübertragung durch Wandstrahl, verbessert durch systematisch verformte Turbulenzförderer. In Proceedings der 15. Internationalen Wärmeübertragungskonferenz IHTC15, Kyoto, Japan, 10.–15. August 2014; Beitrag Nr. IHTC15-9516. [CrossRef]
130. Dutta, S.; Singh, P. Innovationen und Verbesserungen bei der Impingement-Wärmeübertragung: Eine Diskussion ausgewählter geometrischer Merkmale In Proceedings der ASME Turbo Expo, virtuell, 7.–11. Juni 2021; Beitrag Nr. GT2021-59394. [CrossRef]
131. Ren, Z.; Yang, X.; Lu, X.; Li, X.; Ren, J. Experimentelle Untersuchung von Mikrokühleinheiten auf Druckverlust und Wärmeübertragungseigenschaften von Prallstrahlarrays. Energies 2021, 14, 4757. [CrossRef]
132. Singh, P.; Zhang, M.; Ahmed, S.; Ekkad, S. Einfluss des Düsen-Ziel-Abstands auf die Lamelleneffektivität und den konvektiven Wärmeübertragungskoeffizienten beim Auftreffen von Array-Jet auf neuartige Mikrorauhigkeitsstrukturen. In Proceedings of the IMECE2018, Pittsburgh, PA, USA, 9.–15. November 2018; Paper-Nr. IMECE2018-86501. [CrossRef]
133. Singh, P.; Zhang, M.; Ahmed, S.; Ramakrishnan, K.; Ekkad, S. Einfluss von Mikrorauheitsformen auf die Wärmeübertragung und Lamellenwirksamkeit beim Strahlaufprall. Int. J. Heat Mass Transf. 2019, 132, 80–95. [CrossRef]
134. Takeishi, K.; Krewinkel, R.; Oda, Y.; Ichikawa, Y. Verbesserung der Wärmeübertragung bei der Prallkühlung durch den Einsatz kreisförmiger Rippen oder Wirbelgeneratoren im Wandstrahlbereich eines runden Prallstrahls. Int. J. Turbomach. Propuls. Power 2019, 5, 17. [CrossRef]
135. Sugimoto, S.; Takeishi, K.; Oda, Y.; Harada, T. Eine Studie zur Verbesserung der Wärmeübertragung bei der Strahlaufprallkühlung durch Turbulenzförderer . In Proceedings des International Gas Turbine Congress 2007 Tokyo, Tokio, Japan, 2.–7. Dezember 2007; Beitrag Nr. TS-116.
136. Domnick, C. Vorrichtung zur Kühlung einer Komponente einer Gasturbine/Turbomaschine mittels Prallkühlung. US Patent 11280216, 22. März 2022. Online verfügbar: https://patents.google.com/patent/US11280216B2/en (abgerufen am 24. Dezember 2022).
137. Singh, P.; Ravi, B.; Ekkad, S. Experimentelle Untersuchung der Wärmeübertragungssteigerung durch verschiedene Strahlauftrefflochformen bei maximalem Querstrom. In Proceedings of the ASME Turbo Expo, Seoul, Republik Korea, 13.–17. Juni 2016; Paper -Nr. GT2016-57874. [CrossRef]
138. Krewinkel, R. Gasturbinentriebwerk mit einer strömungsleitenden Anordnung aus Düsen zum Leiten eines Kühlmittels auf eine Oberfläche. US-Patent 10787927, 29. September 2020. Online verfügbar: https://patents.justia.com/patent/10787927 (abgerufen am 24. Dezember 2022).
139. Yalcikkaya, O.; Durmaz, U.; Tepe, A.; Uysal, U.; Özel, M. Einfluss von schlitzförmigen Stiften auf die Wärmeübertragungsleistung im erweiterten Kühlung durch Strahlaufprall. Int. J. Sci. 2022, 179, 107698. [CrossRef]
140. Khalatov, A.; Nam, C. Aerothermische Wirbeltechnologien in der Luft- und Raumfahrttechnik. J. Korean Soc. Mar. Eng. 2004, 28, 163–184. Online verfügbar: http://www.koreascience.or.kr/article/JAKO200411922191209.page (abgerufen am 24. Dezember 2022).
141. Zhang, C.; Wang, S.; Li, J.; Zhu, Y.; Peng, T.; Yang, H. Additive Fertigung von Produkten mit funktionellen Flüssigkeitskanälen: A Rezension. Addit. Manuf. 2020, 36, 101490. [CrossRef]
142. Alsulami, M.; Mortazavi, M.; Niknam, S.; Li, D. Designkomplexität und Leistungsanalyse bei additiv gefertigten Wärme Austauscher. Int. J. Adv. Manuf. Technol. 2020, 110, 865–873. [CrossRef]
143. Parbat, S.; Min, Z.; Yang, L.; Chyu, M.-K. Experimentelle und numerische Analyse additiv gefertigter Inconel 718-Coupons mit Gitterstruktur. J. Turbomach. 2020, 142, 061004. [CrossRef]
144. Pietropaoli, M.; Ahlfeld, R.; Montomoli, F.; Ciani, A.; D'Ercole, M. Design für additive interne Kanaloptimierung. J. Eng. Gas Turbines Power 2017, 139, 102101. [CrossRef]
145. Pietropaoli, M.; Montomoli, F.; Gaymann, A. Dreidimensionale Fluidtopologieoptimierung für Wärmeübertragung. Struktur. Optim. 2018, 59, 801–812. [CrossRef]
146. Chen, I.-L.; Sahin, I.; Wright, L.; Han, J.-C.; Krewinkel, R. Wärmeübertragung in einem rotierenden, zweigängigen Kühlkanal mit variablem Längenverhältnis und profilierten V-förmigen Rippen. J. Turbomach. 2021, 143, 081013. [CrossRef]
147. Smith, R.; Dutta, S. Konjugierte thermische Optimierung mit unüberwachtem maschinellem Lernen. J. Heat Transf. 2021, 143, 052901. [Querverweis]
148. Hossain, M.; Ameri, A.; Gregory, J.; Bons, J. Experimentelle Untersuchung innovativer Kühlsysteme auf einem additiven Hergestellte Leitschaufel für Turbinendüsen im Motormaßstab. J. Turbomach. 2021, 143, 051004. [CrossRef]
149. Wimmer, T.; Rühmer, T.; Mich, Y.; Wanf, L.; Weigand, B. Experimentelle und numerische Untersuchung eines additiv gefertigten Gasturbinenringsegments mit In-Wall-Kühlung. In Proceedings of the ASME Turbo Expo, Phoenix, AZ, USA, 17.–21. Juni 2019; S. GT2019-90227. [CrossRef]

Machine Translated by Google




**150. Rühmer, T.; Wimmer, T.; Gampe, U.; Fischer, K.; Haberland, C. Strukturelle Integritätsbewertung und Motortest eines additiv gefertigten Ringsegments der ersten Stufe einer Siemens-Großgasturbine. In Proceedings of the ASME Turbo Expo, Phoenix, AZ, USA, 17.–21. Juni 2019; S. GT2019-90344.** [CrossRef]

**151. Pinelli, L.; Amedei, A.; Meli, E.; Vanti, F.; Romani, B.; Benvenuti, G.; Fabbrini, M.; Morganti, N.; Rindi, A.; Arnone, A. Innovatives Design, Strukturoptimierung und additive Fertigung von Turbinenschaufeln der neuen Generation.** J. Turbomach. **2022** [Querverweis]

**152. Magarramova, L.; Kinzburskiy, V.; Vasilyev, B. Neuartige Designs von Turbinenschaufeln für die additive Fertigung. In Proceedings of die ASME Turbo Expo, Seoul, Republik Korea, 13.–17. Juni 2016; Paper-Nr. GT2016-56084.** [CrossRef]

**153. Straub, D.; Ramesh, S.; Searly, M.; Robey, E.; Floyd, T.; Roy, A.; Ames, F. Herstellung additiv gefertigter, innengekühlter Tragflächenprofile für kleine industrielle Gasturbinen. In Proceedings of the ASME Turbo Expo, Rotterdam, Niederlande, 13.–17. Juni 2022; Paper-Nr. GT2022-83333.** [CrossRef]

**154. Kirsch, K.; Thole, K. Druckverlust und Wärmeübertragungsleistung für additiv und konventionell hergestellte Pin Fin Arrays.** Int. J. Heat Mass Transf. **2017,** 108 Pt **B, 2502–2513.** [CrossRef]

**155. Takeishi, K.; Oda, Y.; Miyaka, Y.; Motoda, Y. Konvektive Wärmeübertragung und Druckverlust in rechteckigen Kanälen mit geneigten Stiftrippen an einer gewellten Endwand.** J. Eng. Gas Turbines Power **2013,** 135, **061902.** [CrossRef]

**156. Saglam, S.; Fujitai, J.; Takeishi, K.; Oda, Y. Dreidimensionale Geschwindigkeitsfeldmessungen eines rechteckigen Kanals mit einer geneigten Pin-Fin-Anordnung an einer flachen und gewellten Endwand mittels Magnetresonanz-Velocimetrie. In Proceedings of the Asian Congress on Gas Turbines 2018, Morioka, Japan, 22.–24. August 2018; Paper-Nr. ACGT2018-TS78.**

**157. McClain, S.; Hanson, D.; Cinnamon, E.; Snyder, J.; Kunz, R.; Thole, K. Strömung in einem simulierten Turbinenschaufel-Kühlkanal mit räumlich variierender Rauheit aufgrund der additiven Fertigungsorientierung.** J. Turbomach. **2021,** 143, **071013.** [CrossRef]

**158. Mazzei, L.; Andereini, A.; Facchini, B. Bewertung von Modellierungsstrategien für Filmkühlung.** Int. J. Numer. Methoden Wärme Fluid Flow **2017,** 27, **1118–1127.** [CrossRef]

**159. Zhang, Z.; Chen, Z.; Su, X.; Yuan, X. Nicht-einheitliches Quelltermmodell für Filmkühlung mit internem Querstrom. In Proceedings der ASME Turbo Expo, virtuell, 22.–26. Juni 2020; Paper-Nr. GT2020-14404.** [CrossRef]

**160. Kamp, T.; Völker, S.; Zehe, F. Ein Modell für die Filmkühlung in zylindrischen Löchern: Teil I – Eine Korrelation für Jet-Flow mit Anwendung auf die Filmkühlung.** J. Turbomach. **2012,** 134, **061010.** [CrossRef]

**161. Kamp, T.; Völker, S. Ein Modell für die Filmkühlung zylindrischer Löcher: Teil II – Modellformulierung, Implementierung und Ergebnisse.** J. Turbomach. **2012,** 134, **061011.** [CrossRef]

**162. He, L. Blockspektraler Ansatz zur Filmkühlungsmodellierung.** J. Turbomach. **2012,** 134, **021018.** [CrossRef]

**163. He, L.; Oldfield, M. Unsteady Conjugate Heat Transfer Modelling.** J. Turbomach. **2011,** 133, **031022.** [CrossRef]

**164. Maffulli, R.; He, L. Einfluss der Wandtemperatur auf den Wärmeübergangskoeffizienten und die Aerodynamik dreidimensionaler Turbinen Blade Passage.** J. Therm. Sci. Eng. Appl. **2017, 9, 041002.** [CrossRef]

**165. Dyson, T.; Winka, J.; Helmer, D. Konjugierte Skalierung bei Bohrungskühlung. In Proceedings of the ASME Turbo Expo, Montreal, Kanada, 15.–19. Juni 2015; Paper-Nr. GT2015-43625.** [CrossRef]

**166. Stewart, W.; Dyson, T. Konjugierte Wärmeübertragungsskalierung für Inconel 718. In Proceedings der ASME Turbo Expo, Charlotte, NC, USA, 26.–30. Juni 2017; Paper-Nr. GT2017-64873.** [CrossRef]

**167. Issakhanian, E.; Elkins, C.; Eaton, J. Geschwindigkeitsmessungen von Jets mit geringem Impuls in Querströmungen im Bohrloch und in der Hauptströmun Aus kurzen Löchern hervorgehend.** Exp. Fluids **2012,** 53, **1765–1778.** [CrossRef]

**168. Milani, P.; Gunady, I.; Ching, D.; Banko, A.; Elkins, C.; Eaton, J. Anreicherung von MRI-Durchflussdaten von geneigten Jets in Querströmung mit Große Wirbelsimulationen.** Int. J. Heat Fluid Flow **2019,** 80, **108472.** [CrossRef]

**169. Peterson, S.; Plesniak, M. Short-Hole Jet-in-Crossflow-Geschwindigkeitsfeld und seine Beziehung zur Filmkühlungsleistung.** Exp. Fluids **2002,** 33, **889–898.** [CrossRef]

**170. Li, Z.; Wei, T.; Guo, Y.; Sealy, M. Stand der Technik, Herausforderungen und Aussichten bei der Herstellung von Kühllöchern für Turbinenschaufeln.** Mach. Sci. Technol. **2015,** 19, **361–399.** [CrossRef]

**171. Stimpson, C.; Snyder, J.; Thole, K.; Mongillo, D. Wirksamkeitsmessungen von additiv hergestellten Filmkühllöchern.** J. Turbomach. **2018,** 140, **011009.** [CrossRef]

**172. Snyder, J.; Thole, K. Leistungsfähigkeit von Kühlgeometrien für öffentliche Gebäude, die durch additive Fertigung hergestellt wurden.** J. Turbomach. **2020,** 142, **051009.** [CrossRef]

**173. Yang, L.; Min, Z.; Parbat, S.; Chyu, M.-K. Einfluss der Porenverstopfung auf die Transpirationskühlung mit additiv herstellbaren Perforationslöchern. In Proceedings der ASME Turbo Expo, Oslo, Norwegen, 11.–15. Juni 2018; Paper-Nr.: GT2018-75310.** [CrossRef]

**174. Min, Z.; Parbat, S.; Yang, L.; Chyu, M.-K. Thermisch-fluidische und mechanische Untersuchungen additiv gefertigter Geometrien für die Transpirationskühlung. In Proceedings der ASME Turbo Expo, Phoenix, AZ, USA, 17.–21. Juni 2019.** [CrossRef]

**175. Min, Z.; Huang, G.; Parbat, S.; Yang, L.; Chyu, M.-K. Experimentelle Untersuchung additiv hergestellter Transpirations- und Filmkühlstrukturen.** J. Turbomach. **2019,** 141, **031009.** [CrossRef]

**176. Takeishi, K.; Komiyama, M.; Oda, Y.; Egawa, Y. Aerothermische Untersuchungen zum Mischströmungsfeld bei Filmkühlung mit wirbelndem Kühlmittelstrom.** J. Turbomach. **2014,** 136, **051001.** [CrossRef]

**177. Bunker, R. Die Auswirkungen von Fertigungstoleranzen auf die Kühlung von Gasturbinen.** J. Turbomach. **2009,** 131, **041018.** [CrossRef]

**178. Högner, L.; Voigt, M.; Mailach, R.; Meyer, M.; Gerstberger, U. Probabilistische Finite-Elemente-Analyse gekühlter Hochdruckturbinenschaufeln – Teil A: Ganzheitliche Beschreibung der Fertigungsvariabilität.** J. Turbomach. **2020,** 142, **101008.** [CrossRef]

Machine Translated by Google




**179. Högner, L.; Voigt, M.; Mailach, R.; Meyer, M.; Gerstberger, U. Probabilistische Finite-Elemente-Analyse gekühlter Hochdruck-Turbinenschaufeln – Teil B: Probabilistische Analyse.** J. Turbomach. **2020,** 142, **101009.** [CrossRef]

**180. Wildgoose, A.; Thole, K.; Subramanian, R.; Kersting, L.; Kulkarni, A. Auswirkungen des additiven Fertigungsprozesses auf die Rauheit von Motorschaufeln und Kühlkanälen.** J. Turbomach. **2023,** 145, **041013.** [CrossRef]

**181. Mazzei, L.; Soghe, R.; Bianchini, C. Kalibrierung einer Methode der numerischen Strömungsmechanik zur Simulation der Auswirkungen von Rauheit auf Reibung und Wärmeübertragung in additiv gefertigten Bauteilen.** J. Turbomach. **2022,** 144, **081002.** [CrossRef]

**182. Wildgoose, A.; Thole, K. Wärmeübertragung und Druckverlust additiv gefertigter interner Kühlkanäle mit verschiedenen Formen.** J. Turbomach. **2023,** 145, **071011.** [CrossRef]

**183. Snyder, J.; Stimpson, C.; Thole, K.; Mongillo, D. Auswirkungen der Baurichtung auf Mikrokanaltoleranz und Oberflächenrauheit.** J. Mech. Des. **2015,** 137, **111411.** [CrossRef]

**184. Stimpson, C.; Snyder, J.; Thole, K.; Mongillo, D. Rauheitseffekte auf Strömung und Wärmeübertragung bei additiv gefertigten Kanälen.** J. Turbomach. **2016,** 138, **051008.** [CrossRef]

**185. Kirsch, K.; Thole, K. Wärmeübertragungs- und Druckverlustmessungen in additiv hergestellten gewellten Mikrokanälen.** J. Turbomach. **2016,** 139, **011007.** [CrossRef]

**186. Lüscher, P.; Deflorin, M.; Vogesser, M.; Stuber, M.; Galoul, V.; Ko, M. Messung der internen Wärmeübertragung an additiv gefertigten Kanälen auf Metallbasis unter Verwendung einer transienten Technik. In Proceedings of the ASME Turbo Expo, Rotterdam, Niederlande , 13.–17. Juni 2022; Paper-Nr. GT2022-79547.** [CrossRef]

**187. Stimpson, C.; Snyder, J.; Thole, K.; Mongillo, D. Auswirkungen der Skalierung der Rauheit auf Druckverlust und Wärmeübertragung von additiven Hergestellte Kanäle.** J. Turbomach. **2016,** 139, **021003.** [CrossRef]

**188. Ferster, K.; Kirsch, K.; Thole, K. Auswirkungen von Geometrie und Abstand in additiv gefertigten Mikrokanal-Pin-Fin-Arrays.** J. Turbomach. **2018,** 140, **011007.** [CrossRef]

**189. Bons, J. Eine Übersicht über die Auswirkungen der Oberflächenrauheit bei Gasturbinen.** J. Turbomach. **2010,** 132, **021004.** [CrossRef]

**190. Mazzei, L.; Soghe, R.; Bianchini, C. Kalibrierung einer CFD-Methode zur Simulation additiv gefertigter Komponenten unter Berücksichtigung der Auswirkungen von Durchmesser und Druckrichtung auf Reibung und Wärmeübertragung. In Proceedings of the ASME Turbo Expo, Rotterdam, Niederlande, 13.–17. Juni 2022; Paper-Nr. GT2022-82391.** [CrossRef]

**191. Aupoix, B. Verbesserte Wärmeübertragungsvorhersagen auf rauen Oberflächen.** Int. J. Heat Fluid Flow **2015,** 56, **160–171.** [CrossRef]

**192. Aupoix, B. Rauheitskorrekturen für das k–ÿ- Scherspannungstransportmodell: Status und Vorschläge.** J. Fluids Eng. **2014,** 137, **021202.** [Querverweis]

**193. Altland, S.; Yang, X.; Thole, K.; Kunz, R.; McClain, S. Anwendung eines verteilten Elementrauheitsmodells auf additiv gefertigte interne Kühlkanäle. In Proceedings of the ASME Turbo Expo, Rotterdam, Niederlande, 13.–17. Juni 2022; Paper-Nr. GT2022-81218.** [CrossRef]

**194. Town, J.; Straub, D.; Black, J.; Thole, K.; Shih, T. Modernste Kühltechnologie für eine Turbinenrotorschaufel.** J. Turbomach. **2018,** 140, **071007.** [CrossRef]

**195. Chyu, M.-K.; Siw, S.; Karainov, V.; Slaughter, W.; Alvin, M. Aerothermische Herausforderungen bei Synthesegas-, Wasserstoff- und Oxyfuel-Befeuerungen Turbinen – Teil II: Auswirkungen der internen Wärmeübertragung.** J. Therm. Sci. Eng. Appl. **2009, 1, 011003.** [CrossRef]

**196. Chyu, M.-K.; Alvin, M. Aerothermische Eigenschaften von Turbinenschaufeln in zukünftigen Kohle-Gas-basierten Stromerzeugungssystemen.** Wärme Transf. Res. **2010,** 41, **737–752.** [CrossRef]

**197. Dabagh, A.; Andrews, G.; Husain, R.; Husain, C.; Nazari, A.; Wu, J. Impingement/Effusionskühlung: Der Einfluss der Anzahl von Pralllöchern und Druckverlust auf den Wärmeübergangskoeffizienten.** J. Turbomach. **1990,** 112, **467–476.** [CrossRef]

**198. Andrews, G.; Dabagh, A.; Asere, A.; Bazdidi-Therani, F.; Mkpadi, M.; Nazari, A. Impingement/Effusionskühlung, Wärmeübertragung und Kühlung in Gasturbinen, AGARD-CP-527, 1993; S. 30.1–30.10. Online verfügbar: https://www.sto.nato.int/publications/ AGARD/Forms/AllItems.aspx?RootFolder=%2Fpublications%2FAGARD%2FAGARD-CP-527&FolderCTID=0x0120D5200078F9E87043356C409A0D30823AFA16F60B00B8BCE98BB37EB24A8258823D6B11F157&Anzeigen=%7B7E9C814C-056A-4D31-8392-7 C6752B2AF2B%7D (abgerufen am 24. Dezember 2022).**

**199. Cho, H.; Rhee, D.; Goldstein, R. Auswirkungen von Lochanordnungen auf den lokalen Wärme-/Massetransfer bei Prall-/Effusionskühlung mit kleinem Lochabstand.** J. Turbomach. **2008,** 130, **041003.** [CrossRef]

**200. Rhee, D.; Choi, J.; Cho, J. Strömungs- und Wärmeübertragungseigenschaften in einem Prall-/Effusionskühlsystem mit Querströmung.** J. Turbomach. **2003,** 125, **74–82.** [CrossRef]

**201. Hong, S.; Rhee, D.; Cho, H. Auswirkungen von Rippenformen und -anordnungen auf die Wärmeübertragung bei Prall-/Effusionskühlung mit Querströmung.** J. Heat Transf. **2007,** 129, **1697–1707.** [CrossRef]

**202. Hong, S.; Cho, H. Einfluss der Rotation auf Wärme-/Masseübertragung bei einem Prall-/Effusionskühlsystem.** J. Heat Transf. **2010,** 132, **114501.** [CrossRef]

**203. Dailey, G.; Evans, P.; McCall, R. Gekühltes Tragflächenprofil für ein Gasturbinentriebwerk. Europäisches Patent EP 1 022 432 B1, 23. März 2005.**

**204. Lutum, E.; Semmler, K.; Wolfersdorf, J. Gekühlte Schaufel für eine Gasturbine. US-Patent 2001/0016162 A1, 23. August 2001.**

**205. Liang, G. Statorschaufel mit integrierten Mikrokühlkanälen in Wandnähe. US-Patent 8,414,263 B1, 9. April 2013.**

**206. Liang, G. Turbinenschaufelblatt mit Kühlung mehrerer wandnaher Abteile. US-Patent 7,556,476 B1, 7. Juli 2009.**

**207. Ngetich, G.; Ireland, P.; Murray, A.; Romero, E. Ein dreidimensionaler konjugierter Ansatz zur Analyse einer doppelwandigen Effusionsgekühlte Turbinenschaufel.** J. Turbomach. **2019,** 141, **011002.** [CrossRef]

Machine Translated by Google




**208. Courtis, M.; Murray, A.; Coulton, B.; Ireland, P.; Mayo, I. Einfluss des spannweitigen und strömungsmäßigen Abstands der Filmlöcher auf die adiabatische Filmeffektivität für effusionsgekühlte Gasturbinenschaufeln.** Int. J. Turbomach. Propuls. Power **2021, 6, 37.** [CrossRef]

**209. Murray, A.; Ireland, P.; Wong, T.; Tang, S.; Rawlinson, A. Hochauflösende experimentelle und rechnerische Methoden zur Modellierung der Leistungsfähigkeit von Effusionskühlungen mehrerer Reihen.** Int. J. Turbomach. Propuls. Power **2018, 3, 4.** [CrossRef]

**210. Murray, A.; Ireland, P.; Romero, E. Experimentelle und rechnerische Methoden zur Bewertung der doppelwandigen Effusionskühlung Systeme.** J. Turbomach. **2020,** 142, **111003.** [CrossRef]

**211. Murray, A.; Ireland, P.; Romero, E. Ein experimentell validiertes Low-Order-Modell der thermischen Reaktion von Doppelwand Effusionskühlsysteme für Hochdruckturbinenschaufeln.** J. Turbomach. **2021,** 143, **111015.** [CrossRef]

**212. Bang, M.; Kim, S.; Park, H.; Kim, T.; Rhee, D.; Cho, H. Impingement-/Effusionskühlung mit einer Hohlzylinderstruktur für die additive Fertigung: Einfluss der Kanalspalthöhe.** Int. J. Heat Mass Transf. **2021,** 175, **121420.** [CrossRef]

**213. Bang, M.; Kim, S.; Choi, S.; Sohn, H.; Cho, H. Impingement/Effusionskühlung mit einer Hohlzylinderstruktur für additive Herstellung.** Int. J. Heat Mass Transf. **2020,** 155, **119786.** [CrossRef]

**214. Hahn, W.; Urner, G. Verbundvorhaben Schadstoffe in der Luftfahrt: Untersuchungen zur Kühlung von Brennkammerelementen. Forschungsbericht BMFT-20 T 9104t, 1995.**

**215. Li, L.; Wan, H.; Gao, W.; Tong, F.; Sun, S. Untersuchung der Kriecheigenschaften von doppelwandig gekühlten Proben aus Nickelbasis-Einkristalllegierungen. In Proceedings of the ASME Turbo Expo, Oslo, Norwegen, 11.–15. Juni 2018; Paper-Nr.: GT2018-76285.** [CrossRef]

**216. Elmukashfi, E.; Murray, A.; Ireland, P.; Cocks, A. Analyse der thermomechanischen Spannungen in doppelwandigen, effusionsgekühlten Systeme.** J. Turbomach. **2020,** 142, **051002.** [CrossRef]

**217. Laschet, G.; Krewinkel, R.; Hul, P.; Bohn, D. Konjugierte Analyse und effektive Wärmeleitfähigkeiten von effusionsgekühlten mehrschichtigen Schaufelblättern.** Int. J. Heat Mass Transf. **2013,** 57, **812–821.** [CrossRef]

**218. Skamniotis, C.; Courtis, M.; Cocks, A. Multiskalenanalyse thermomechanischer Spannungen bei der Transpirationskühlung in Doppelwänden Systeme für Gasturbinenschaufeln.** Int. J. Mech. Sci. **2021,** 207, **106657.** [CrossRef]

**219. Skamniotis, C.; Cocks, A. Minimierung von Spannungen in doppelwandigen transpirationsgekühlten Komponenten für Hochtemperaturanwendungen tions.** Int. J. Mech. Sci. **2021,** 189, **105983.** [CrossRef]

**220. Skamniotis, C.; Cocks, A. Konstruktion gegen starke Spannungen an zusammengesetzten Kühllöchern von doppelwandigen transpirationsgekühlten Motorkomponenten.** Aerosp. Sci. Technol. **2021,** 116, **106856.** [CrossRef]

**221. Skamniotis, C.; Cocks, A. Thermische und zentrifugale Spannungen in gekrümmten doppelwandigen transpirationsgekühlten Komponenten mit Temperaturabhängige thermoelastische Eigenschaften.** Int. J. Solids Struct. **2022,** 234–235, **111273.** [CrossRef]

**222. Skamniotis, C.; Cocks, A. 2D- und 3D-thermoelastische Phänomene in doppelwandigen Transpirationskühlsystemen für Gasturbinenschaufeln und Hyperschallflüge.** Aerosp. Sci. Technol. **2021,** 113, **106610.** [CrossRef]

**223. Stoakes, P.; Ekkad, S. Optimierte Prallkonfigurationen für doppelwandige Kühlanwendungen. In Proceedings of the ASME Turbo Expo, Vancouver, BC, Kanada, 6.–10. Juni 2011.** [CrossRef]

**224. Panse, S.; Ekkad, S. Zwangskonvektionskühlung von additiv gefertigten ein- und doppelschichtigen verbesserten Mikrokanälen.** Int. J. Heat Mass Transf. **2021,** 168, **120881.** [CrossRef]

**225. Luo, L.; Zhang, Y.; Wang, C.; Wang, S.; Sunden, B. Über die Wärmeübertragungseigenschaften einer Lamilloy-Kühlstruktur mit Krümmungen bei unterschiedlichen Pin-Fin-Konfigurationen.** Int. J. Num. Methods Heat Fluid Flow **2021,** 31, **1268–1394.** [CrossRef]

**226. Yu, Z.; Xu, T.; Li, J.; Ma, L.; Xu, T. Vergleich einer Reihe von Doppelkammermodellen mit verschiedenen Lochwinkeln zur Verbesserung der Kühlleistung.** Int. Commun. Heat Mass Transf. **2013,** 44, **38–44.** [CrossRef]


**Haftungsausschluss/Anmerkung des Herausgebers: Die in allen Veröffentlichungen enthaltenen Aussagen, Meinungen und Daten sind ausschließlich die der einzelnen Autoren und Mitwirkenden und nicht die von MDPI und/oder den Herausgebern. MDPI und/oder die Herausgeber lehnen jegliche Verantwortung für Personen- oder Sachschäden ab, die aus den im Inhalt erwähnten Ideen, Methoden, Anweisungen oder Produkten resultiere**

Machine Translated by Google

Internationale Zeitschrift für
*Turbomaschinen*
*Antrieb und Leistung*

MDPI

Rezension

## Stand der Technik bei Zweiphasenströmungen nicht mischbarer Flüssigkeiten und Gase

# Transportanalyse in Radialkreiselpumpen - Teil A:

## Allgemeine Überlegungen zu Zweiphasenströmungen von Flüssigkeiten und Gasen in Kreiselpumpen

**Gerard Bois**

**Arts et Metiers Institute of Technology, Universität Lille, CNRS, ONERA, Centrale Lille, UMR CNRS 9014-LMFL-Laboratoire de Mécanique des Fluides de Lille-Kampé de Fériet, 59000 Lille, Frankreich; gerard.bois@ensam.eu**

**Zusammenfassung: Gas-Flüssigkeits-Gemische kommen in zahlreichen industriellen Anwendungen vor, beispielsweise in der verarbeitenden Industrie, bei der Ölproduktion und dem Transport von Erdgas, der Tiefseeförderung und der Bewässerung. Jede Pumpe muss möglicherweise Mehrphasenströmungen transportieren. Das vorliegende Dokument befasst sich jedoch mit der Analyse des Transports nicht mischbarer Flüssigkeiten/Gase in Kreiselpumpen, da dieses Thema aufgrund spezifischer Körperkräfte und Auftriebswirkungen sowie großer Dichteunterschiede zwischen den Phasen eine größere Herausforderung darstellen kann als bei Axial- und Mischströmungsmaschinen. Das vorliegende Dokument stellt zuerst die wichtigsten üblichen Definitionen und Vereinfachungen von Gas-Flüssigkeits-Zweiphasengemischen vor. Eine Dimensionsanalyse führt die wichtigsten Strömungsvariablen und -parameter ein, die für Pumpen verwendet werden. Grundlegende physikalische Aspekte der Strömungsbewegung in einem Laufradkanal werden erklärt und eine schnelle Beschreibung von Zweiphasenströmungsmustern in Radialpumpen gegeben. Abschließend wird ein Überblick über vereinf**

**Schlüsselwörter: Zweiphasensystem; Pumpen; Dimensionsanalyse; analytische Modelle**

check for updates

**Zitat: Bois, G. Stand der Technik auf Zweiphasige, nicht mischbare Flüssigkeit/Gas Strömungstransportanalyse in Radial Kreiselpumpen-Teil A: Allgemeines Überlegungen zu Zweiphasen Flüssigkeits-/Gasströmungen in Kreiselpumpen.** Int. J. Turbomach. Propuls. Power **2023, 8, 16. https://doi.org/ 10.3390/ ijtpp8020016**

**Wissenschaftliche Herausgeber: Tony Arts und Rodolfo Bontempo**

**Erhalten: 15. Dezember 2022**
**Überarbeitet: 12. April 2023**
**Akzeptiert: 25. April 2023**
**Veröffentlicht: 10. Mai 2023**

**Copyright: © 2023 beim Autor. Lizenznehmer MDPI, Basel, Schweiz. Dieser Artikel ist ein Open Access-Artikel, der unter den Bedingungen und Bedingungen der Creative Commons Namensnennungs-Lizenz (CC BY-NC-ND) (https:// creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/ ).**

### 1. Einleitung

**Die Fähigkeit von Pumpen, ein Zweiphasengemisch zu fördern, hängt in erster Linie davon ab, ob Gas und Flüssigkeit eine homogene Mischung bilden oder in welchem Ausmaß sich die beiden Phasen trennen. Feine, in einer Flüssigkeit dispergierte Gasbläschen können als quasihomogene Mischung betrachtet werden. Die Bläschen werden zwar von der Flüssigkeitsströmung mitgerissen, es kommt jedoch zu einem gewissen Schlupf zwischen den Phasen, der zusätzliche Verluste verursachen kann**

**In einem geraden Kanal sind die Druckgradienten in Strömungsrichtung jedoch normalerweise moderat, und das Druckfeld in einem rotierenden Laufrad beeinflusst die Phasenverteilung stark. Eine Gasblase bewegt sich in einem Druckfeld immer zum Ort des niedrigsten Drucks. Der Transport von Gemischen mit hohen Gasanteilen durch Pumpen ist eine anspruchsvolle Aufgabe, da Gas und Flüssigkeit aufgrund ihrer großen Dichteunterschiede dazu neigen, sich zu trennen. Dies** kann sehr ineffizient oder sogar unmöglich sein, wenn die Phasentrennung durch **starke Druckgradienten senkrecht zur Hauptströmungsrichtung verstärkt wird ,** wie beispielsweise bei **Kreiselmaschinen im Vergleich zu Axialmaschinen. Je nach Laufraddesign mit Einlassform (z. B. rein zwei radiale Schaufeln oder 3D-Schaufelformen) treten in der Nähe der Saugflächenregion am Laufrad-Inducerteil unterschiedliche Phasengeschwindigkeiten auf. Da ein negativer Druckgradient vorherrscht, bewegen sich die Blasen schneller als das Wasser. Daher sind im Raum direkt hinter diesem Bereich die Verteilungen des erzielten Porenanteils höher und ungleichmäßiger. Die Änderung** der Druckverteilung aufgrund des Lufteinlasses ist auch im Einlassbereich **des Laufrads besonders deutlich . Diese Veränderungen führen zu einer Veränderung des gesamten Strömungsmusters im Laufrad und führen zu einem Leistungsabfall der Pumpe. Bei größeren Gasvolumenanteilen ist keine Blasenströmung mehr möglich, da kleine Blasen dazu neigen, sich zu größeren Gasblasen zu vereinigen.**

Machine Translated by Google



**Ansammlungen (wie bei Pfropfenströmung in einer Rohrleitung). Wenn sich Gas in der Pumpe ansammelt, kann die Förderung unterbrochen werden und die Pumpe wird „gasverstopft“.**

**Flüssigkeitströpfchen, die innerhalb eines Hauptstromgases transportiert werden, können ebenfalls als homogene Mischung betrachtet werden, werden hier jedoch nicht berücksichtigt.**

**2. Zweiphasenparameter für Pumpenanwendungen**

**Nachfolgend sind die Parameter aufgeführt, die üblicherweise für Pumpen verwendet werden. Diese Parameter werden aus grundlegenden Zweiphasendefinitionen abgeleitet, allerdings mit einigen Annahmen. Alle Einzelheiten finden Sie in Anhang A.1.**

**1. Gasanteil x:**

$$x = \frac{\dot{m}_G}{\dot{m}_l + \dot{m}_G} \quad \text{unter der Annahme eines stationären Zustands.} \tag{1}$$

**2. Porenanteil ÿ:**

$$\ddot{y} = \frac{Q_G}{Q_G + Q_L} \quad \text{unter der Annahme eines stationären Zustands.} \tag{2}$$

**3. Schlupfverhältnis zwischen den Phasen** SV:

$$SV = \frac{V_G}{V_L}$$

$$\text{oder } SV = \frac{W_G}{W_L} \quad \text{abhängig vom absoluten oder relativen Rahmen.} \tag{3}$$

**4. Massenstrom G:**

$$G = \dot{m}_l / A \quad \text{in kg/s/m2} \; \dot{m}_G + \tag{4}$$

**5. Homogene Zweiphasendichte** ÿtp:

$$ÿtp = ÿVÿG + (1 - ÿV)ÿL \tag{5}$$

**3. Anwendung der Dimensionsanalyse bei Pumpen:**

**Wenn in einer rotierenden Maschine ein zweiphasiges Gas-Flüssigkeits-Gemisch vorhanden ist, kann der Druckanstieg in der Pumpe,** ÿptp , **als Funktion mehrerer, im Folgenden aufgeführter Variablen ausgedrückt werden: – Eine charakteristische Länge der Pumpe, d. h. der Laufraddurchmesser** dimp; **– Die Drehzahl n; – Die Gas- und Flüssigkeitsdurchflussraten** QG **bzw.** QL; **– Die Gas- und Flüssigkeitsdichten** ÿG **und** ÿL; **– Die kinematischen Viskositäten von Gas und Flüssigkeit** ÿG **und** ÿL; **– Die Oberflächenspannung ÿ; – Die Erdbeschleunigung.**

$$ÿptp = F\,dimp, n, QL, QG, ÿL, ÿG, ÿL, ÿG, ÿ, g \tag{6}$$

**Dies deutet darauf hin, dass Einlassdruck und -temperatur hier nicht berücksichtigt werden, nicht weil sie keine wichtigen Parameter sind, sondern weil ihre Einflüsse im vorliegenden Ansatz vernachlässigt werden. Daher werden Kavitationseffekte hier ausgeschlossen, obwohl sie tatsächlich zur Kategorie der Zweiphasenströmung gehören, die ebenfalls die Pumpenleistung beeinflusst, aber einer anderen Physik unterliegt.**

Machine Translated by Google



**Wenn man** dimp, n **und** ÿL **(*) als Fundamentalvariablen nimmt, ist es möglich, acht dimensionslose Gruppen zu definieren und zu schreiben:**

$$ÿptp/ÿL((ndimp)^{2}) = F\ ÿQL/(nd3\ imp), QG/(nd3\ imp), ÿG, /ÿL, (nd2\ imp)/ÿL,(nd2\ \textbf{imp)/ÿG,}\ n\ 2dimp/g, ÿLn\ 2d\ \textbf{3}\ imp/ÿ \quad (7)$$

**(*) Beachten Sie, dass hier die Flüssigkeitsdichte anstelle der Dichtemischung (die ebenfalls definiert werden muss) erscheint. Die flüssige Phase ist folglich der primäre Fluss, der das hauptsächliche resultierende Druckfeld in der Pumpe bestimmt. -** nd2 **imp/ÿGL ist**

**mit der Reynoldszahl der flüssigen Phase verbunden. Typische Werte erreichen, was bedeutet, dass viskose**

**2 × 106 , Effekte hauptsächlich innerhalb der Begrenzung konzentriert sind**

**Schichten. Viskositätseffekte können im Vergleich zu Trägheitsfaktoren**

**vernachlässigt werden. -** nd2 **imp/ÿG ist mit der Reynoldszahl in der Gasphase verknüpft und typische Werte liegen na**

**1 × 105 .**

**-** ÿLn 2d **3** imp/

ÿ **hängt mit der Weber-Zahl zusammen. Typische Werte liegen bei etwa 3 × 106 . Das bedeutet, dass die Oberflächenspannungseffekte im Vergleich zu den Flüssigkeitsträgheitseffekten als vernachlässigbar**

**-** $\frac{G}{}$ **angesehen werden können.** hängt **mit dem Verhältnis zwischen Gravitations- und**

**Zentrifugalkräften zusammen und wird oft** durch **die Froude-Zahl dargestellt. Die Größenordnung beträgt etwa 5 × 10ÿ2 . Die** Zentrifugalbeschleunigung kann im Vergleich zur **Gravitationsbeschleunigung innerhalb der rotierenden Teile der Pumpe als die wichtigste**

**-** $\frac{ÿG}{ÿL}$ **angesehen werden , liegt nahe bei 10ÿ3 , wenn ein Luft-Wasser-Gemisch betrachtet wird. Dies lässt darauf schließen, dass die Wichtige Auswirkungen auf das Druckfeld werden, wie bereits erwähnt, von der flüssigen Phase dominiert. Beachten Sie, dass dieses Dichteverhältnis in einigen Fällen kontrolliert werden kann und nicht vernachlässigt werden darf.**

**Unter Berücksichtigung aller oben genannten Annahmen und Vereinfachungen kann man schreiben:**

$$ÿpT,tp/ÿL((ndimp)^{2}) = \textbf{F ''(QL/(nd3}\ imp), \frac{ÿG}{ÿL}) \quad (8)$$

**Für alle anderen Terme, die von einer anderen Variablen abhängen, gilt** $ÿ = \frac{QL}{QG}$ **wird eingeführt, damit:**

$$ÿV = \frac{QG}{QG + QL} \quad (9)$$

$$ÿV\ \textbf{1} + ÿ\ ÿV\ \frac{\textbf{1}}{} = \frac{ÿ}{\textbf{1} + ÿ} \quad (10)$$

**Daher**

$ÿ =$ **und (1 ÿ** $ÿV)(1 + ÿ) =$ **1. ist Beziehung (8) kann wie folgt geschrieben werden:**

$$ÿpT,tp/ÿL((ndimp)^{2}) = \textbf{F ''}((1 + \frac{QG}{QL}) \times nd3_{Kobold,}\ ÿV) \quad (11)$$

**oder:**

$$ÿpT,tp/ÿtp((ndimp)^{2}) = \textbf{F ''}((1 + \frac{QG}{QL}) \times QLnd3_{Kobold,}\ ÿV) \quad (12)$$

$$\textbf{mit}\ ÿtp = \textbf{(1 ÿ}\ ÿ)ÿL + ÿÿG \quad (13)$$

**Das bedeutet, dass der Druckanstieg in einer Pumpe unter Zweiphasenbedingungen hauptsächlich hängt vom Durchflusskoeffizienten und dem lokalen Porenanteil ab.**

**Beachten Sie, dass sich der lokale Porenanteil innerhalb der Pumpe ändern kann, da er vom Durchflusskoeffizienten abhängt. Die in dieser Dimensionsform vorgeschlagene Trennung der Var**

Machine Translated by Google



**Die Analyse ist daher fragwürdig. In Abschnitt 5.1 führt die von Mikielewicz vorgeschlagene Methode zur Korrelation von Leistungsmerkmalen für Pumpen unter Zweiphasenströmungen zur gleichen Ermittlung dieser beiden Hauptparameter.**

## 4. Zweiphasige Leistungsdarstellung von Pumpen – Grundlegende physikalische Aspekte

**Bei der Untersuchung von Zweiphasenströmungen in Pumpen wird häufig der Vergleich mit einphasigen** Flüssigkeitsbedingungen vorgenommen. Dabei wird der Porenanteil ÿ **am Pumpeneinlass anstelle des lokalen Anteils im Allgemeinen nicht bekannt ist und sich daraus ergibt, wie sich die Strömungsmischung im Inneren der einzelnen festen oder rotierenden Pumpenteile entwickelt.**

**Der Gesamtdruckkoeffizient** ÿT **und der Durchflusskoeffizient** *ÿ* **werden wie folgt eingeführt:** *(ÿ,* ÿ) **für inkompressible Strömung und isotherme Bedingungen:**

$$\ddot{y}T = \frac{gHT}{U_2^2} = F_1(\ddot{y},\ddot{y}) \quad (14)$$

**Die Pumpenleistungskurven betrachten die Pumpe im Allgemeinen als „Black Box“.**

**Abbildung 1 zeigt ein Beispiel für solche Kurven. (Daten von Gamboa und Prado [1]). Die Pumpenförderhöhe nimmt mit zunehmenden Werten des Einlassporenanteils ÿ ab. Das Pumpenstoßen entspricht dem Beginn des starken Druckabfalls, dessen Lage von der Flüssigkeitsdurchflussrate abhängt . Gaseinschlussbereiche beziehen sich auf konstante Druckwerte auf der linken Seite.**

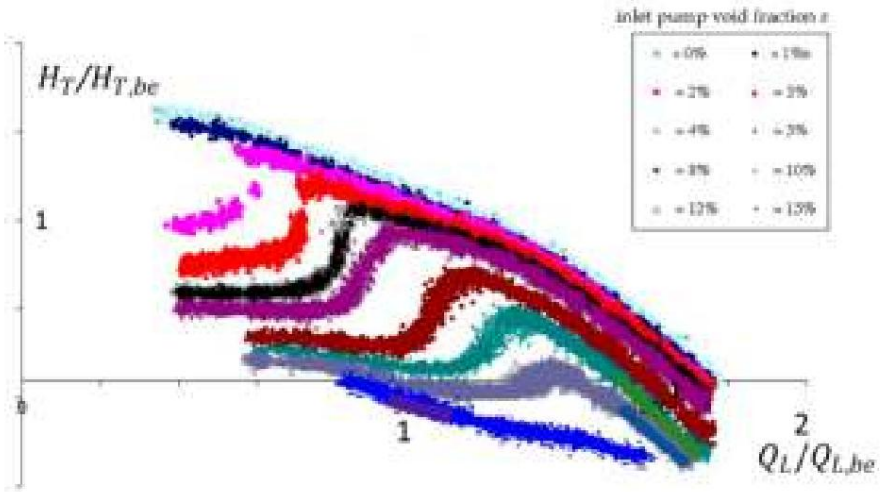



**Abbildung 1. Experimentelle Ergebnisse der Leistungsfähigkeit von zweiphasigen elektrischen Tauchpumpen (ESP) am Punkt mit bestem Wirkungsgrad (be). Dimensionslose Druckhöhe im Vergleich zur Flüssigkeitsdurchflussrate für verschiedene Einlassporenanteilswerte ÿ . (Daten von Gamboa und Prado [1]).**

**Abhängig von der Pumpenkonstruktion und dem Betriebspunkt beträgt der mittlere Querschnitt Der Anteil** ÿ **innerhalb der Pumpe ist stets höher als der Einlasswert ÿ.**

**Die Art und Weise, wie sich die Flüssigkeitsdurchflussrate (die letztlich von der Pumpe gefördert wird) ändert, hängt direkt vom Verlustniveau in den Pumpenkanälen ab, das wiederum mit der Zunahme des Einlasshohlraumanteils zusammenhängt. Estevam et al. [2] und Barrios [3] schlagen das sogenannte „Zweiphasen- Mapping“-Diagramm (Abbildung 2) vor, um zu zeigen, wie die Flüssigkeitsdurchflussrate mit der Gasdurchflussrate in Verbindung mit Strömungsmustern in Beziehung stehen kann, die von mehreren Autoren identifiziert und im nächsten Abschnitt beschrieben wurden.**

### 4.1. Zweiphasige Strömungsmuster in einer Pumpe

**Die Beschreibung und Identifizierung lokaler Strömungsmuster innerhalb einer Pumpe erfolgen in Analogie zu den Beobachtungen in horizontalen und vertikalen Rohrleitungen (Abschnitt 5.2), auch wenn die physikalischen Phänomene, die auf die Hauptströmung in Pumpen einwirken, bei Rohrleitungen andere sind (keine Rotationseffekte).**

Machine Translated by Google



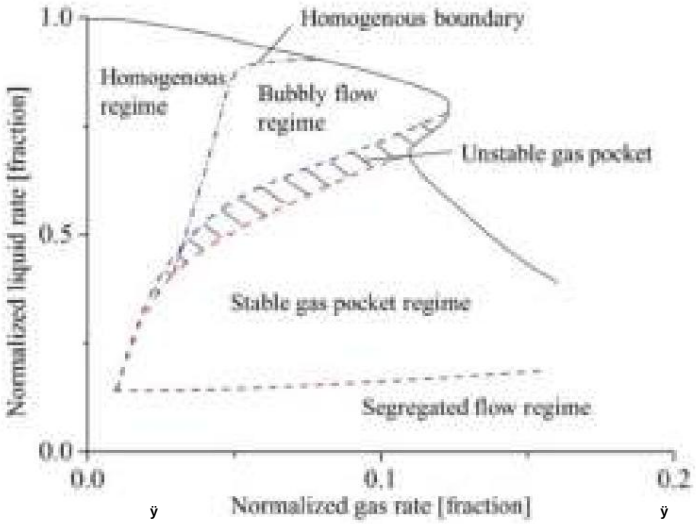
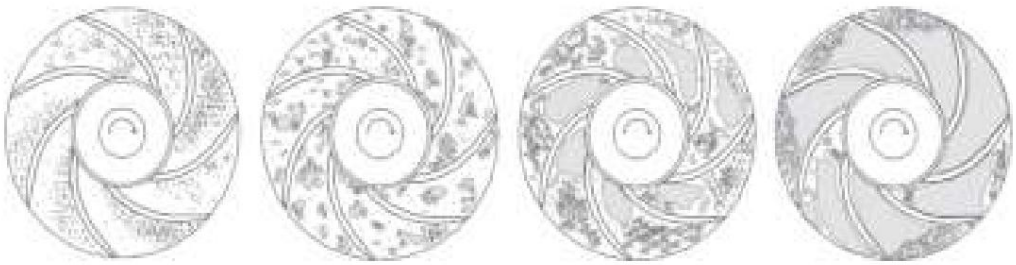



**Abbildung 2. Beispiel einer Zweiphasenabbildung (Daten von Estevam et al. [2] und Barrios [3] für ESP-Pumpen).**

**Es werden vier verschiedene Strömungsmuster detektiert. Verde et al. [4] haben das schematische Die Darstellung jedes Strömungsmusters ist in Abbildung 3 dargestellt (zunehmender Einlasshohlraumanteil von links nach rechts). Bei einem kleinen Ansaugluftanteil zeigt das Strömungsregime winzige und gleichmäßige dispergierte Blasen in den Laufradkanälen, wie in Abbildung 3a dargestellt. Unter diesem Regime Blasen bewegen sich zusammen mit der flüssigen Phase auch innerhalb des Laufrads (der Schlupf zwischen Gas und Flüssigkeit ist gering).**



**(A)** **(B)** **(C)** **(D)**

**Abbildung 3. Strömungsmuster im Zweiphasensystem innerhalb des Laufrads mit zunehmendem Einlassporenanteil (von links nach rechts): (a) blasig; (b) blasiges Agglomerat; (c) Gasblase; (d) entmischt. (Daten von Verde et al. [4]).**

**Wenn der Anteil an Luftblasen im Ansaugtrakt zunimmt, neigen die kleinen Blasen dazu, zu kollidieren und sich zu größeren Blasen zu aggregieren. Im Gegensatz zum Blasenströmungsregime ist die Phasenverschiebung zw Gas und Flüssigkeit, entsprechend einem blasenförmigen Agglomeratregime (siehe Abbildung 3b), können nicht nicht mehr vernachlässigt werden. Somit ist in Abhängigkeit vom Ansaugluftanteil der lokale Luftanteil ÿ, unter Blasenströmung höher als ÿ wird. Eine weitere Erhöhung des Einlassporenanteils führt zu heftigere Kollision und Aggregation von Blasen, so dass große Gasblasen entstehen, einschließlich agglomerierte Blasenströmung (Abbildung 3b), Gasblasenströmung (Abbildung 3c) und entmischte Strömung (Abbildung 3d). Die Intensität der Leistungsminderung der Pumpe wird direkt beeinflusst durch Strömungsmuster im Laufrad. Das Auftreten des Gastaschenströmungsmusters ist verknüpft zur Verstärkung der Verschlechterung der Pumpenleistung und zum Auftreten von Betriebsinstabilitäten. Darüber hinaus entsprechen die getrennten Strömungsmuster den Starker Leistungsabfall, der die Pumpe unfähig macht, Druck zu erzeugen.**

**Jedes Strömungsmuster kann im Allgemeinen mit spezifischen Modifikationen der Pumpe verbunden werden. Leistungsverschlechterung in Bezug auf die Änderung der Flüssigkeitsdurchflussrate. Weitere Einzelheiten finden Sie auch findet sich im Übersichtsartikel von Zhu und Zhang [5].**

**Diese Verschlechterungen hängen auch von der Pumpenkonstruktion, dem Durchflussverhältnis, der Drehzahl, und Einlasshohlraumanteil. Der Einlassblasendurchmesser wird hier nicht berücksichtigt. Eine statistische Analyse**

Machine Translated by Google



**basierend auf zweiphasigen experimentellen Ergebnissen, die an mehreren konventionellen Kreiselpumpen unter annähernden Auslegungsbedingungen durchgeführt wurden (Jiang et al. [6]), liefert ungefähre Schätzungen des maximal zulässigen Einlasshohlraumanteils, für den die homogene Annahme im Inneren des Laufrads gültig bleibt. Dies wird in Abbildung 4 veranschaulicht , wo drei farbige gerade Linien für kleine, mittlere und starke Fallhöhenneigungen gegenüber dem Einlasshohlraumanteil gezeigt sind. Die ersten beiden Neigungen entsprechen einem quasi-homogenen Strömungsmuster im Inneren des Laufradkanals.**
**Die Aufrechterhaltung eines solchen Musters bis zu einem Einlasshohlraumanteil von 7 % ist nur in wenigen Fällen möglich (dreidimensionale verdrehte Laufradeinlassformen und hohe Rotationsgeschwindigkeiten).**

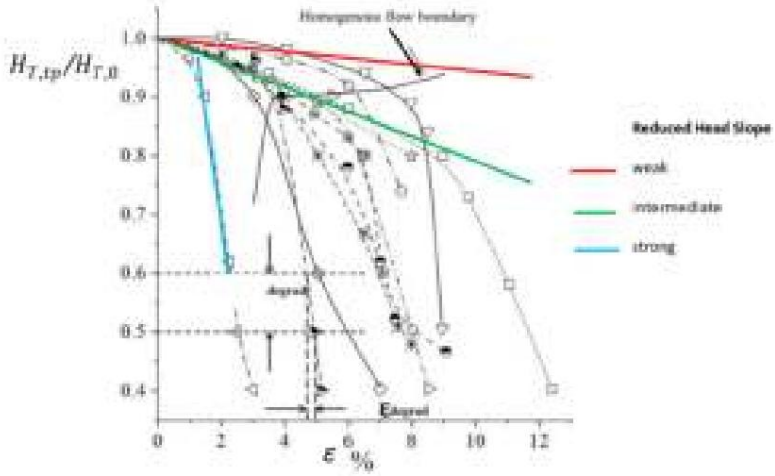



**Abbildung 4. Pumpendruck-Abnutzungsverhältnis im Vergleich zum Einlassporenanteil. Jede Kurve und jedes Symbol entsprechen einzelnen veröffentlichten Ergebnissen am Pumpenauslegungspunkt von verschiedenen Autoren, die in Jiang et al. [6] zu finden sind.**

**Ein Förderhöhenverhältnis von 50 % wird bei einem maximal zulässigen Eintrittsluftspaltanteil** ÿdegrad **von 11–12 % bei Auslegungsbedingungen erreicht, wie in Abbildung 4 dargestellt. Dies kann bei hohen Drehzahlen (über 2500 U/min) oder bei großem Laufradaustrittsradius** R **(bis zu U2 = 25 m/s) beobachtet werden. Bei niedrigen Drehzahlen und 2D-Schaufeldesigns ist jedoch eine stärkere Neigung zu beobachten (blaue Linie), was schnellen Turbulenz- und Pfropfenströmungsmustern im Laufrad oder sogar am Laufradeinlassrohr entspricht .** In diesen Fällen können bei **gleichem Förderhöhenabbauniveau nur Strömungsgemische von bis zu 3 bis 5 % gepumpt werden .** Dies ist in Abbildung

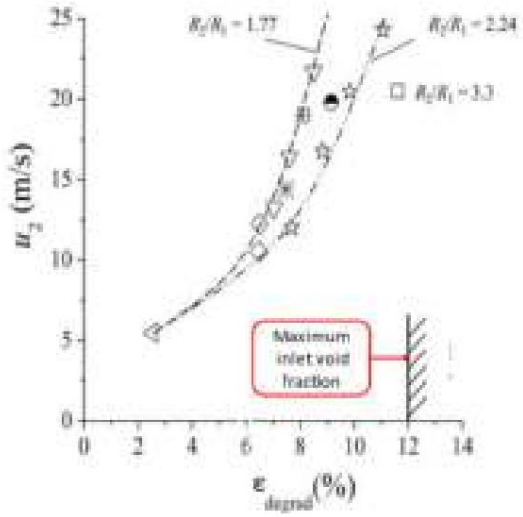



**Abbildung 5. Auswirkungen der Laufradauslassdrehzahl auf den Wert von ÿdegrad. Jede Kurve und jedes Symbol entsprechen einzelnen veröffentlichten Ergebnissen am Pumpenauslegungspunkt verschiedener Autoren, die in Jiang et al. [6] zu finden sind.**

Machine Translated by Google



4.2. Analogie zum Strömungsverlauf in einem Rohr

Das in Abbildung 3 **beobachtete Strömungsmuster wird häufig mit denen in vertikalen oder horizontalen Rohren verglichen, wie in Abbildung 6, entnommen aus Baker [7]. Diese Analogie ist rein beschreibend, wie bereits im vorherigen Abschnitt erwähnt. Ein solches Strömungsmuster muss jedoch am Einlassrohr jeder Pumpe, die mit Zweiphasengemischen arbeitet, erkannt und bekannt sein, insbesondere wenn horizontale Einlassrohre verwendet werden. Abhängig von der Flüssigkeitsdurchflussrate ist das Strömungsmuster der Einlasspumpe möglicherweise nicht immer ein homogenes Blasenströmungsregime, wie häufig angenommen oder für die Einlassrandbedingungen festgel**

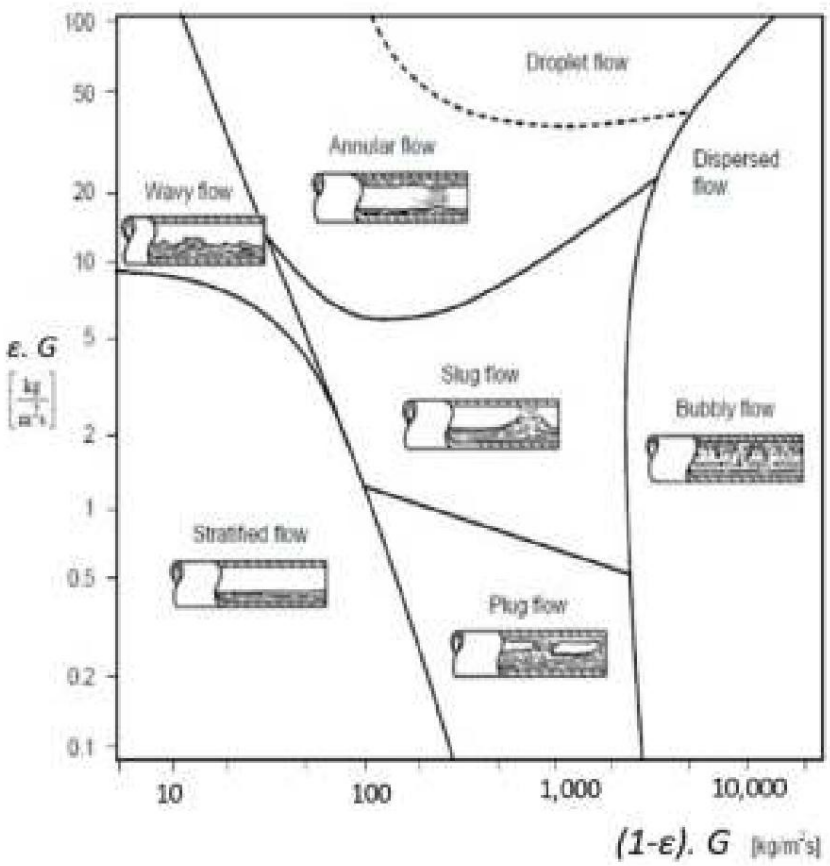



**Abbildung 6. Zweiphasige Strömungsmuster in horizontalen Rohren (Daten von Baker [7]).**

**Bei einer gegebenen Pumpe und einem gegebenen Einlassdurchflusskoeffizienten hängen Durchflussrate und Förderhöhe von der Drehzahl ab. Wenn die Durchflussrate aus irgendeinem Grund unter den Nennwert fällt, können die Zweiphasenströmungsbedingungen im Einlassrohr von einem homogenen Blasenbereich zu einem Pfropfen- oder sogar Schichtbereich wechseln .** Daher kann die Drehzahl **aufgrund variabler Zweiphasenmuster am Einlass, wie oben beschrieben, auch indirekt die Pumpenleistung beeinflussen .** Bei **vielen Versuchsergebnissen ist es sehr schwierig zu unterscheiden, ob die Pumpenleistung durch inhomogene Einlassbedingungen oder durch Schwankungen des internen Porenanteils beeinträchtigt wird. Shaoa et al. [8] haben eine Analyse zu diesem Problem vorgelegt, die in der frei zugänglichen Literatur jedoch kaum untersucht w**

4.3. Physikalischer Mechanismus – Einphasenbedingungen

**Betrachten wir das Kräftegleichgewicht, das auf ein einphasiges Partikel wirkt, das sich am Punkt M innerhalb eines Kreiselraddurchgangs befindet . Unter stationären Bedingungen, wenn Scherspannungen und Impulsaustausch zwischen Stromlinien vernachlässigt werden, ist der Druckgradient gleich der Summe der Trägheits- und Zentrifugalkräfte, die sich aus der Strömungsumkehr ergeben, plus der Zentrifugalkräfte aufgrund der Rotation und der Corioliskräfte.**

Machine Translated by Google



**Dies kann auf der Blatt-zu-Blatt-Ebene (siehe Abbildung 7) mithilfe der Stromlinienkoordinaten ( s, n, b) ausgedrückt werden, wobei** s **entlang der Stromlinie verläuft, n normal zur Stromlinie in der Blatt-zu-Blatt-Oberfläche ist und** b **die Binormale senkrecht zu** s **und n ist:**

$$\frac{1}{\ddot{y}}\ \ddot{y}\quad p = \ddot{y}\,\ddot{y}\,\text{grad}_B\ \frac{\ddot{y}W}{\ddot{y}S}\ \cdot \ddot{y}\ \text{ist}\ \pm\ \frac{W2}{Rb}\ \ddot{y}\ \text{in}\quad 2 + \ddot{y}\cdot\ R\ \ddot{y}2\ddot{y}\ \ddot{y}\ \sin \ddot{y}\cdot_{\text{Gewinnen}}\ \ddot{y}\ \ddot{y} \tag{15}$$

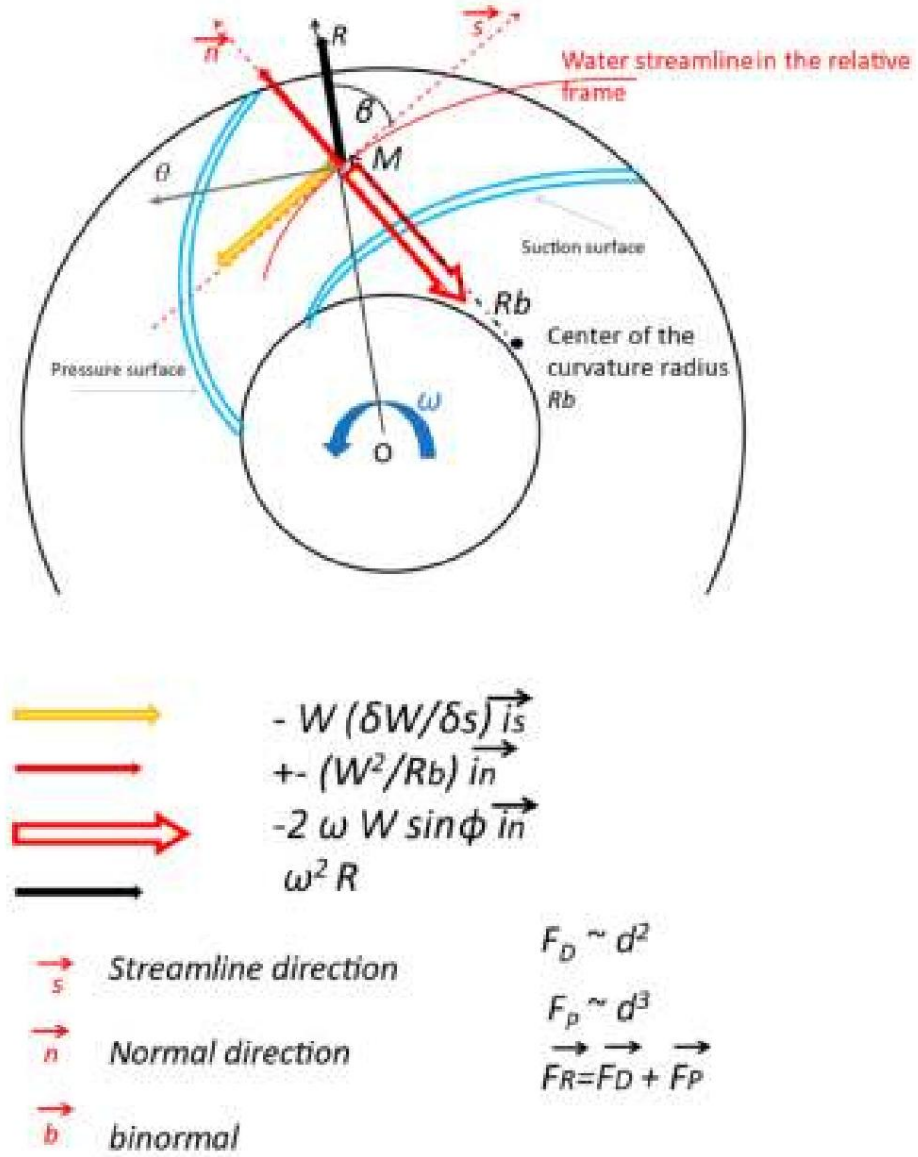



**Abbildung 7. Schaufelebene eines Kreiselrads mit rückwärtsgekrümmten Schaufeln.**

**Die Terme auf der rechten Seite entsprechen jeweils der Trägheitskraft in Strömungsrichtung, der Zentrifugalkraft aufgrund der Krümmung, der Zentrifugalkraft und der Corioliskraft. Das positive Vorzeichen des Krümmungsterms entspricht einer konvexen Stromlinie, während das negative Vorzeichen einer konkaven Stromlinie entspricht.**

**Bei rückwärtsgekrümmten Schaufelblättern ist der Krümmungsradius** Rb **groß und der Coriolis-Term größer als der Zentrifugal-Term. Aufgrund des Coriolis-Kraft-Terms entsteht ein Querdruckgradient mit hohem Druck auf der Druckseite.**

**In der Meridionalebene von Abbildung 8, wo die Krümmung** 1/Rm **an den Eintrittsstellen der Laufräder groß ist , während die absolute Tangentialgeschwindigkeit gering ist (die Tangentialgeschwindigkeitskomponente steht senkrecht auf der Meridionalebene** (Z, **R)), ist ein Druckgrad**

Machine Translated by Google



**zur Nabe gleicht die Zentrifugalkraft aufgrund der stromlinienförmigen Meridiankrümmung aus. Das Kräftegleichgewicht entlang der Normalrichtung** nm **führt zu:**

$$\frac{\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial n_m}}{} = (V_\theta^2/R)\cos\phi - (V_m^2/R_m) \quad \textbf{(16)}$$

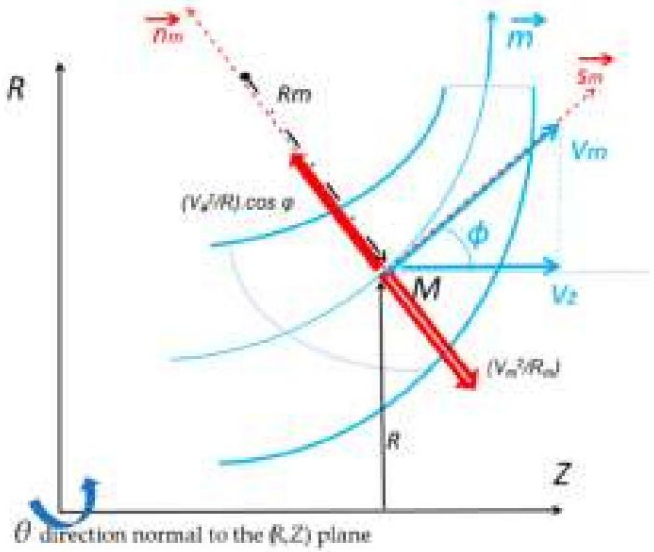



**Abbildung 8. Meridionalebene eines Kreiselrads.**

**Das reibungsfreie Kräftegleichgewicht führt daher zu einer Geschwindigkeitszunahme von der Nabe zur Abdeckung. Die Strömung im Laufrad wird durch die reibungsfreien Kräfte im Eintrittsbereich gesteuert, wo noch keine reibungsbedingten Effekte auftreten. In den radialen Teilen des Laufrads werden beide Terme auf der rechten Seite der Gleichung (16) klein und tendieren gegen Null.**

4.4. Physikalischer Mechanismus – Kräfte, die auf eine einzelne Blase innerhalb der Hauptströmung in einem Axial- und einem Kreiselrad wirken . **Bei**

**einem beliebigen Druckfeld neigt eine Gasblase immer dazu, von der umgebenden Hauptströmung der Flüssigkeit weggeschoben zu werden .** Dieses Ergebnis hängt mit dem dynamischen Strömungswiderstand FD **zusammen , den die Flüssigkeit auf die Blase ausübt, wie in den Abbildungen 9 und 10 dargestellt.**

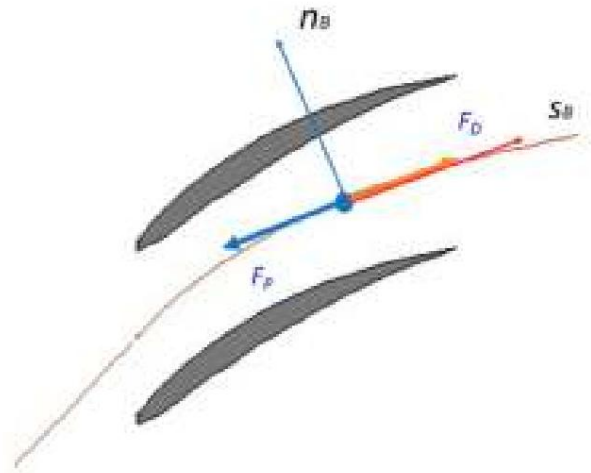



**Abbildung 9. Axialflussdurchgang von Schaufel zu Schaufel im Laufrad.**

Machine Translated by Google



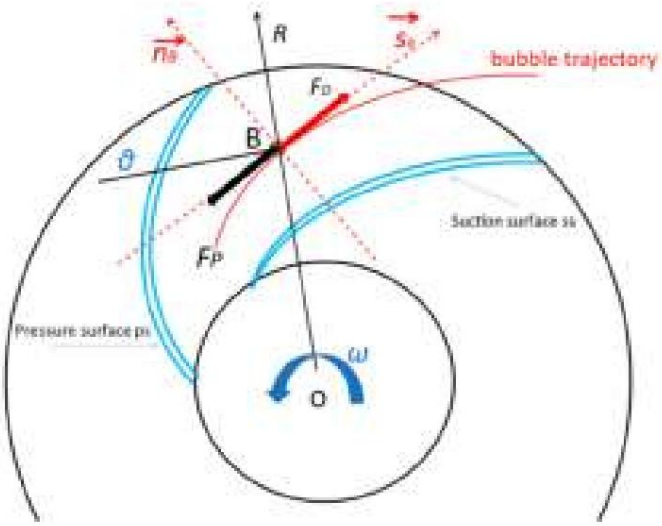



**Abbildung 10. Radialströmungsdurchgang von Schaufel zu Schaufel im Laufrad.**

**Unter der Annahme, dass auf die Blase neben ihrer Bewegung hauptsächlich die Widerstandskraft und die Druckgradientkraft einwirken , ergibt sich für die Kräftebilanz der Blase zu einem bestimmten Zeitpunkt folg**

$$\frac{mB\ddot{y}\ \ddot{y}_{VB}}{\ddot{y}t} = \ddot{y} + \ddot{y}FP \quad FD \tag{17}$$

**Der linke Term enthält die Blasenmasse und kann aufgrund des Unterschieds zwischen Blasen- und Flüssigkeitsdichte vernachlässigt werden.**

**Folglich kann die Geschwindigkeit einer Gasblase relativ zur Flüssigkeit bei einem durch den Gradienten ausgedrückten Druckfeld** ÿp **durch die folgende Beziehung ausgedrückt werden:** ÿsB

$$,, \quad =1\ddot{y} \quad , \quad \text{bräunen} \quad (VL\ \ddot{y}\ VG) \quad 2 \quad \frac{\ddot{y}p}{\ddot{y}sB} \quad \frac{2\ dB}{\ddot{y}L} \quad CD \tag{18}$$

**Dabei** ist CD **der Luftwiderstandskoeffizient und** dB **der Blasendurchmesser. Eine detaillierte Beschreibung finden Sie in Teil C.**

**Bei einem axialen Laufraddurchgang bewirkt die relative Geschwindigkeitsverzögerung einen geringeren Druckgradienten zum Auslass hin als bei Radialmaschinen. Ein stärkerer Druckgradient kann einen Einfluss haben, wenn die Blasenbahn von ihrer ursprünglichen abweicht.**

**Sekundärströmungen beeinflussen aufgrund der Kombination von Meridional- und Blattkrümmungen auch die Blasenbahnen und die Geschwindigkeitsänderungen (Gülich [9], Kapitel 5).**

**Die Flugbahn von Gasblasen wurde in einem Kreiselrad von Stel et al. [10] und jüngst von Ofuchi et al. [11]** experimentell und numerisch untersucht . **Stel et al. [10] fanden heraus, dass die Flugbahn der Blasen innerhalb des Laufradkanals sehr empfindlich auf den Blasendurchmesser reagiert. Wenn der Blasendurchmesser zunimmt, tendiert seine Flugbahn dazu, sich beim Verlassen des zweiten Engstellenbereichs zwischen den Schaufeln in Richtung der Schaufeldruckseite zu bewegen.**

**Die Stromlinien von Flüssigkeit und Blase unterscheiden sich auch je nach Lage zwischen den Schaufelblättern. Andere Faktoren wie Drehzahl, Durchflussrate und Laufrad-Designparameter beeinflussen die Blasenbahnen . Es wurde auch eine Blasenverformung beobachtet, die größere Auswirkungen auf den Luftwiderstand und die Bahnen hatte.**

**In der Praxis enthält ein Luft-Flüssigkeits-Gemisch jedoch mehrere Blasen, die miteinander interagieren und ihr Verhalten komplizierter machen. Je nach Durchflussverhältnis kann bei hohem Durchfluss eine starke Verzögerung auf der Druckseite nahe dem Schaufeleinlassbereich auftreten . Bei niedrigem Durchflussverhältnis tritt eine starke Verzögerung auf der Saugseite des Laufrads auf , im Allgemeinen nach dem Einlass-Laufrad-Einschnürungsbereich. In beiden Fällen neigen Blasen dazu, miteinander zu verschmelzen, und es kann ein kritischer Gasvolumenanteil erreicht werden, was zu einer Blockierung des Kanalgases und einer Druckminderung führt. Die Blasenkoaleszenz führt zu einer Vergrößerung de**

Machine Translated by Google



**Blaseninteraktionen. Die für eine einzelne Blase durchgeführte physikalische Analyse ist nicht mehr gültig, wenn eine Phasentrennung auftritt. Der Impulsaustausch zwischen den einzelnen Phasen und die Auswirkungen des Schlupfverhältnisses müssen berücksichtigt werden.**

**Schließlich ist zu beachten, dass die Widerstandskraft proportional zur Blasenoberfläche ist, während die Druckkraft proportional zum Blasenvolumen ist. Wenn der Blasendurchmesser zunimmt, steigt die Druckkraft schneller als die Widerstandskraft. Jede Blasenbahntendenz wird somit verstärkt.**

## 5. Vereinfachte Ansätze zur Leistungsvorhersage von Zweiphasenpumpen

### 5.1. Semi-empirische Korrelation

**Mikielewicz et al. [12] entwickelten ein Verfahren zur Korrelation der Leistungscharakteristika von Pumpen bei Zweiphasenströmungen, welches ein „Druckverlustverhältnis“ erzeugt, welches dem scheinbaren Druckverlust im Zweiphasenzustand dividiert durch den Druckverlust im Einphasenzustand** entspricht .

**Für jede Phase werden Euler-Gleichungen entwickelt, so dass der Druckverlust aus die theoretische und die tatsächliche Förderhöhe bei Zweiphasenbedingungen.**

**Der bei Zweiphasenströmungsbedingungen erzielte theoretische Druckbeiwert kann wie folgt ausgedrückt werden:**

$$\text{ÿt,th,tp} = \mathbf{1\ ÿ\ ftp,2ÿ\ tan\ ÿ2\ unter\ der\ Annahme,\ dass\ keine\ tangentiale\ Absolutgeschwindigkeit\ am\ Einlass\ vorliegt} \quad \textbf{(19)}$$

**Einführung der Zweiphasenfunktion, a:**

$$\text{ein} = \frac{ÿ}{\mathbf{1\ ÿ}\ ÿ} \cdot \frac{ÿG}{ÿL} \quad \textbf{(20)}$$

ftp **wird wie folgt definiert:**

$$\frac{\mathbf{(1} + a)\ \mathbf{1} + as2\ ftp = \ldots}{\mathbf{1} + asv^{\mathbf{2}}} \quad \textbf{(21)}$$

**Beachten Sie, dass** ftp = **1, wenn** sv = **1.**

**Man geht allgemein davon aus, dass die meisten Druckverluste auf zweiphasige Strömungsmuster zurückzuführen sind treten hauptsächlich, jedoch in geringerem Ausmaß, im Laufradkanal und in der Spirale auf.**

**Die gesamten Zweiphasenverluste sind definiert als die Summe der Wandreibungsverluste plus der Ablösungsströmungsverluste . Die Ablösungsströmungsverluste können als proportional zum Quadrat der tatsächlichen Strömungsrate** Qtp **minus der besten Effizienz** Qbe angenähert werden.

**Dies führt zu folgendem:**

$$ÿp^{\text{VERLUST}}_{\text{tp,sep}} = \text{Ksep} \left(\frac{QL}{Qtp} - \frac{Qbe}{Qtp}\right)^{\mathbf{2}} Qtp^{\mathbf{2}} \quad \textbf{(22)}$$

Ksep **ist eine Konstante für die getrennte Verlustkorrelation, die für einphasige Bedingungen erhalten oder vorhergesagt werden kann.**

**Der Ausdruck für den gesamten Druckverlust einer bestimmten Pumpe kann wie folgt geschrieben werden:**

$$ÿp^{\text{VERLUST}}_{\text{T}} = ÿpt,th,tp\ \mathbf{ÿ\ ÿpt,tp} \quad \textbf{(23)}$$

**Dieser wird als Differenz zwischen dem zweiphasigen theoretischen Druckanstieg in der Pumpe** ÿpt,th,tp **und dem tatsächlichen Druckanstieg ÿpt,tp ausgedrückt.**

$$ÿp^{\text{VERLUST}}_{\text{T}} = \text{fsp}\ \frac{\mathbf{R{\cdot}L}}{\mathbf{A2}}\ \text{dhyd}\ \frac{ÿtp}{ÿL}^{\mathbf{2}}\ Q_{\mathbf{2}\ tpÿL^{\mathbf{2}}} + K^{ÿ}\ \frac{\mathbf{1\ ÿ}\ ÿ}{\mathbf{1\ ÿ}\ ÿ + ÿsV}\ \left(\frac{Qbe}{Qtp}\right)^{\mathbf{2}} Qtp^{\mathbf{2}} \quad \textbf{(24)}$$

**Im obigen Ausdruck ist der erste Term des zweiten Elements direkt verbunden mit dem Druckverluste durch Wandreibung und zum anderen durch Ablösungsverluste.**

Machine Translated by Google



- fsp **entspricht dem üblichen einphasigen Reibungsfaktor, der von der Reynoldszahl der Pumpe und dem Wandrauheitsfaktor abhängt, wie man ihn im bekannten Moody-Diagramm findet.**
- L **ist eine ungefähre Kanallänge (Laufrad oder Spirale).**
- A **ist eine charakteristische Pumpenfläche.**
- dhyd **ist der hydraulische Durchmesser (Laufrad oder Spirale).**
- R = $\frac{1ÿx}{1ÿÿ}^2$
- $\frac{QL}{Qbe} = \frac{1ÿÿ}{1ÿÿ+ÿsV .}$

**Beachten Sie, dass für ein Luft-Flüssigkeits-Gemisch und für** sV **= 1** x **in der Größenordnung von 10ÿ4** liegt, **wenn ÿ< 30 %. Daher kann** R durch R **ÿÿ 1/( 1 ÿ** ÿ) angenähert werden.$^2$

**Dies bedeutet, dass die zweiphasigen Druckverluste durch Reibung um den Faktor 1/(1 ÿ ÿ)** verändert werden können.$^2$

**Für einen gegebenen Pumpenbetriebspunkt gehen wir davon aus, dass die Förderhöhe der Zweiphasenpumpe der**

**Systemwiderstandskurve**$^2$ **entspricht, sodass gilt:** Htp = Ksp (QG + QL). **Dies legt nahe, dass die Pumpenförderhöhe nur proportional zum Quadrat des gesamten Volumenstroms ist.**

**Dann kann es wie folgt angenähert werden:**

Htp = Ksp **(1** + **ÿ)** $^2$ QL: $^2$ = Ksp. QL $^2$(1/(1 **ÿ ÿ))2** = KspQL 2R **ÿ, Das ist gleichbedeutend mit Vorherige Beziehung, außer bei hohen Porenanteilen.**

**Der endgültige Ausdruck des Head-Ratios** H*, **wie von Michielewicz et al. [12] vorgeschlagen, kann**

**kann wie folgt geschrieben werden:**

$$\mathbf{Hÿ} = \frac{ÿHLOSS\ t,tp}{ÿHLOSS\ t,sp} = \frac{ÿHt,tp,thÿÿHt,tp}{ÿHt,sp,thÿÿHt,sp} = \left(\frac{1+a}{1+als}\right)^2 + K \frac{1ÿÿ}{1ÿÿ+ÿsV} \mathbf{Qÿ}\ ÿ\left(\frac{Qtp}{()}\right)^2 Qbe / (\mathbf{1}\ \mathbf{ÿ}\ ÿ)(1 + a)(1 + K\ \mathbf{1}\ \mathbf{ÿ} \left(\frac{Qtp}{}\right)^2) \quad \mathbf{(25)}$$

**In dieser letzten Beziehung** ist K **eine Kombination aus der geometrischen Konstante einer beliebigen Pumpe und einer Funktion des Strömungsregimes, die direkt von ÿ abhängt.**

**Daher** ist **Hÿ hauptsächlich eine Funktion des Porenanteils und des Durchflusskoeffizienten, aber auch eine Funktion der Drehzahl und des Schlupfverhältnisses.**

**Die Hauptannahme bei diesem eindimensionalen Ansatz besteht darin, dass jede Phase den Rotor mit dem gleichen absoluten Winkel betritt und das Laufrad mit dem gleichen relativen Winkel verlässt. Diese Annahme lässt sich zwar immer überprüfen, allerdings nur dann, wenn die äußeren Pumpverluste (Radreibungs- und Leckageverluste) anhand experimenteller Drehmomentmessungen richtig berechnet werden (Gülich [9]).**

**Je homogener das Strömungsregime, desto näher kommen die relativen Verluste den einphasigen Werten. Daher ist die Existenz anderer als homogener Strömungsregime der wichtigste Bestimmungsfaktor für die Vorhersage der Eigenschaften bei Zweiphasenströmung . Dies beinhaltet das Problem der Verlustvorhersage aufgrund von Blasendurchmesservariationen, Blasenagglomeration und Phasentrennung mit der zugehörigen Bewertung des Schlupfverhältnisses**

5.2. Analytische Ansätze **Es**

**wurden analytische Ansätze entwickelt, die auf eindimensionalen Hypothesen basieren, die die Strömung wie folgt**

**betrachten: (a) Eine durchschnittliche Mischung aus homogener Blasenströmung. (b) Die Berücksichtigung getrennter Phasen bezeichnet man als Zweiphasenmodellierung.**

**Beide Ansätze führen zur Lösung von Differentialgleichungen, mit denen sich die Entwicklung des lokalen Porenanteils und der Gleitgeschwindigkeit mit der Strömungsrate im Wesentlichen bestimmen lässt; im Vergleich zum zuvor vorgestellten halbempirischen Ansatz ergeben sich daher detailliertere Strömungsmerkmale .**

Machine Translated by Google



**Die detaillierte Entwicklung dieser Methoden kann direkt in den entsprechenden Referenzen nachgelesen werden, die unten aufgeführt sind. Die wichtigsten Definitionen, Annahmen und Abschlussbeziehungen, die jedem Modell zugrunde liegen, sind jedoch in**

**Anhang A** aufgeführt. **(a)** Eindimensionale Zweiphasen-Blasenströmungsmodellierung

Furuya et al. **[13] haben eine analytische Methode vorgeschlagen, die von einer reibungsfreien Strömung ausgeht, um den Druckabfall durch Zweiphasenpumpen zu untersuchen. Die Methode wird in einem Kontrollvolumen angewendet, das durch zwei aufeinanderfolgende Stromlinien begrenzt ist ,** die durch einen Abstand dn getrennt sind . **Dort wird die Impulsgleichung entwickelt und dann vom Laufradeinlass- bis zum Auslassabschnitt integriert, wobei angenommen wird, dass die Flugbahn der Flüssigkeit mit der der Blasen identisch ist. Eine einfache Grenzflächenkraft wird eingeführt, indem die Impulsg Die endgültige Differentialgleichung wird wie folgt geschrieben (siehe Anhang B):**

$$(\dot{M}_M^2/(\ddot{y}Ld_N^2))\,\overline{1\,1\ddot{y}\ddot{y}}\;\frac{\ddot{y}\ddot{y}}{\ddot{y}s}\,\ddot{y}\left(\frac{1}{Tag}\right)\left(\frac{\ddot{y}dn}{\ddot{y}s}\right)+(\dot{m}G^2/(\ddot{y}Gd\,n^2))((1\,\ddot{y}\,\ddot{y})/\ddot{y}^2)\,(1/\ddot{y})\,\frac{\ddot{y}\ddot{y}}{\ddot{y}s}\,\ddot{y}\left(\frac{1}{Tag}\right)\left(\frac{\ddot{y}dn}{\ddot{y}s}\right)+$$

$$0{,}5\,\ddot{y}L\,(mG/\ddot{y}Gdn\ddot{y})^2\,\frac{1}{\ddot{y}}\,\frac{\ddot{y}\ddot{y}}{\ddot{y}s}+\left(\frac{1}{Tag}\right)\left(\frac{\ddot{y}dn}{\ddot{y}s}\right)+(mL/(\ddot{y}L\,dn(1\,\ddot{y}\,\ddot{y})))^2\,\overline{1\,1\ddot{y}\ddot{y}}\,\frac{\ddot{y}\ddot{y}}{\ddot{y}s}\,\ddot{y}\left(\frac{1}{Tag}\right)\left(\frac{\ddot{y}dn}{\ddot{y}s}\right)= \tag{26}$$

$$(\ddot{y}L\,\ddot{y}\,\ddot{y}G)(1\,\ddot{y}\,\ddot{y})r\ddot{y}2\,\sin\ddot{y}\cos$$

$$\ddot{y}\,\ddot{y}(3/8)(CD/RB)\ddot{y}L\,.\,mL/(\ddot{y}L\,dn(1\,\ddot{y}\,\ddot{y}))\,\ddot{y}\,(mG/\ddot{y}Gdn\ddot{y})\,.\,mL/(\ddot{y}L\,dn(1\,\ddot{y}\,\ddot{y}))\,\ddot{y}\,(mG/\ddot{y}Gdn\ddot{y})$$

**Mit den folgenden Massenerhaltungsgleichungen:**

$$\dot{m}tp = (\,.\,.\,ml)\,mG +$$

$$\dot{m}tp = dn(1\,\ddot{y}\,\ddot{y})WL\ddot{y}tp$$

$$\dot{m}L = dn(1\,\ddot{y}\,\ddot{y})WL\ddot{y}L$$

$$\dot{m}G = dn\ddot{y}WG\ddot{y}G$$

**Diese Differentialgleichung enthält nur eine Variable ÿ. Alle anderen Größen sind entweder konstant oder als Funktion von s bekannt. Wenn also die Randbedingungen am Laufradeintritt bekannt sind, kann die gewöhnliche Differentialgleichung (26) nach** *ÿ* **entlang s gelöst werden. Sobald** ÿ(s) **ermittelt ist, können alle anderen Parameter gelöst werden. Darüber hinaus wird die relative Geschwindigkeit jeder Phase aus den Massenerhaltungsgleichungen bestimmt.**

**Der Vergleich mit experimentellen Daten von Furuya et al. [13] zeigt, dass der Druckabfall hauptsächlich durch eine höhere Beschleunigung in der Flüssigphase und Verzögerung in der Gasphase als bei einphasigen Strömungen verursacht wird. Da kein Modell für den relativen Auslassabweichungswinkel vorgeschlagen wird (auch kein Schlupffaktor), scheinen die Ergebnisse nur gültig zu sein, wenn Blasen in der Hauptkernströmung (oder nahe der Saugseite des Laufrads) verbleiben, was den in Axial- und Mischströmungsmaschinen beobachteten Strömungsmustern**

**entspricht. (b)** Eindimensionale Zwei-Fluid-Modellierung (Minemura et al. [14])

**Dieser Ansatz ähnelt dem von Furuya et al. [13]** vorgeschlagenen , **führt jedoch analytische Funktionen für Wandreibungsverluste, Stoßverluste, schnelle Expansion, Mischverluste am Laufradauslass auf der einen Seite und den Schlupfkoeffizienten auf der anderen Seite ein, um die effektive absolute Tangentialgeschwindigkeit zu bestimmen, die für die theoretische Berechnung der Förderhöhe verwendet wird. Er ist daher möglicherweise eher auf Kreiselpumpen anwendbar.**

**Darüber hinaus wurden mehrere Modelle für den Grenzflächenreibungskoeffizienten und den virtuellen Massenkoeffizienten entwickelt.**

**Es werden effiziente Ansätze vorgeschlagen und bei der Anwendung in realen Fällen weiter angepasst.**

**Die konstitutiven Gleichungen ermöglichen die Berechnung der effektiven Leistungsänderung unter Zweiphasenströmungsbedingungen unter Verwendung der Geschwindigkeiten und Porenanteile, die unter Blasenströmung mit Schlupf zwischen den beiden Phasen berechnet wurden. Es wird gezeigt, dass die Förderhöhe bei einem reduzierten Porenanteilbereich** (ÿ unter 25 %) kaum vom Blasendurchmesser im Laufrad und vom Reibungsfaktor zwischen den beiden Phasen beeinflusst wird, während sie bei der Methode von Furuya, jedoch bei einem **breiteren ÿ-Bereich, stärker von den relativen Geschwindigkeitsunterschieden am Auslass beeinflusst wird .**

Machine Translated by Google



**Minemura et al. [14] präsentierten auch die Ergebnisse ihres Modells und untersuchten dabei die Entwicklung der Hauptparameter entlang des Laufraddurchgangs einer Kreiselpumpe. Die folgenden Abbildungen 11 und 12 geben interessante Einblicke in die lokalen Auswirkungen auf das Schlupfverhältnis, den Druckkoeffizienten und den Porenanteil im Inneren des Laufrads, wie in Abbildung 11 (für den Punkt mit dem besten Wirkungsgrad), sowie in dimensionslose Verlustschwankungen gegenüber dem Einlassporenanteil für zwei verschiedene Durchflusskoeffizienten, wie i**

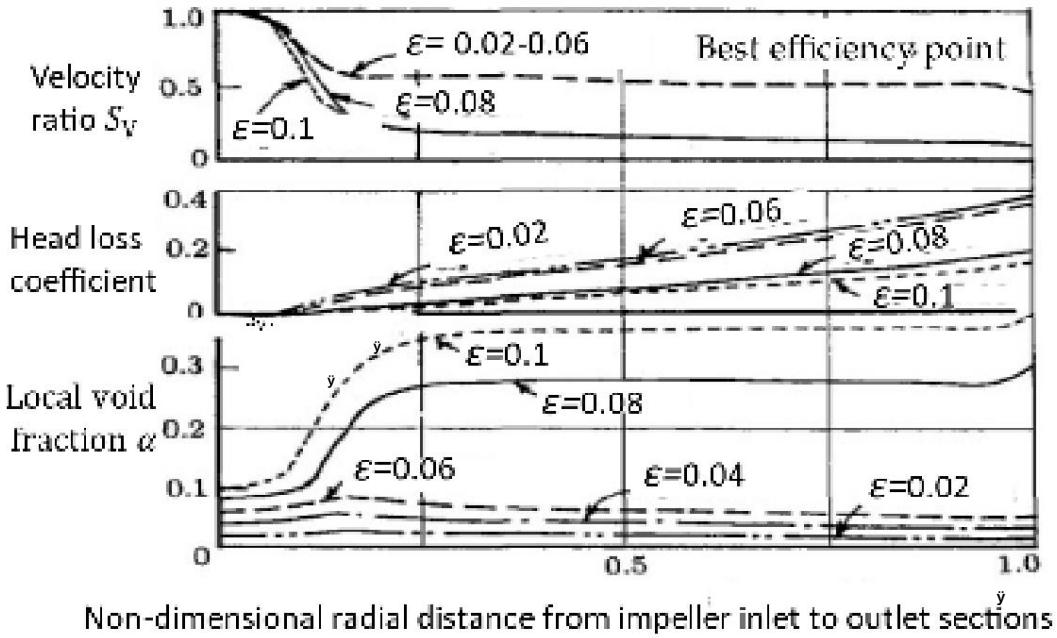



**Abbildung 11. Von oben nach unten: Beispiel der radialen Entwicklung des Geschwindigkeitsverhältnisses SV, des Druckverlustkoeffizienten und des Porenanteils innerhalb eines Laufradkanals am Punkt des besten Wirkungsgrads für verschiedene Werte des Einlassporenanteils** ( Daten **von Minemura et al. [14]).**

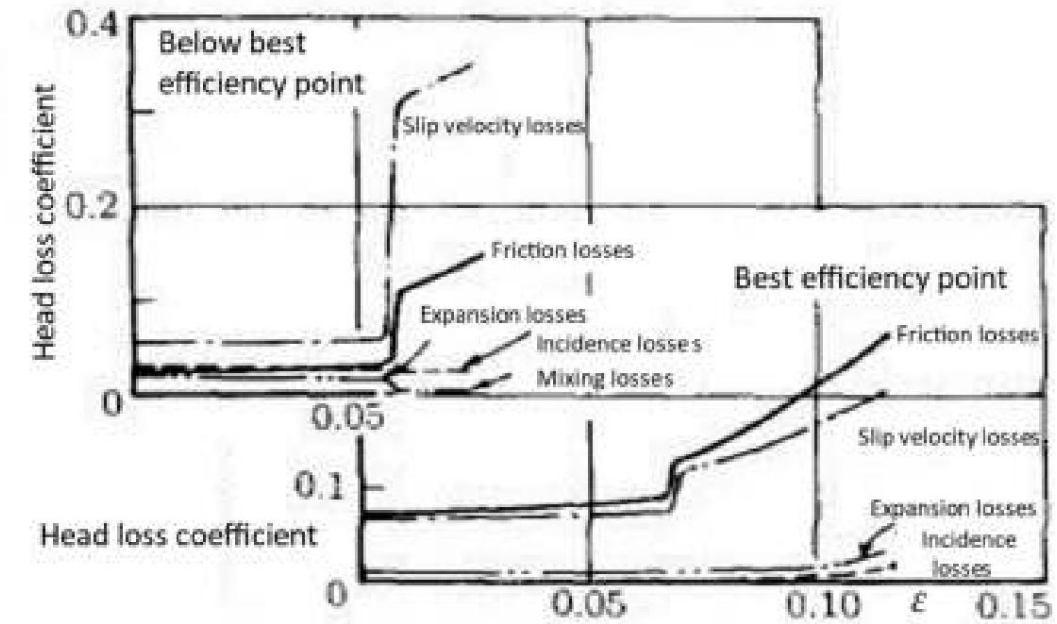



**Abbildung 12. Entwicklung mehrerer Druckverlustkoeffizienten gegenüber dem Einlasshohlraumanteil für zwei verschiedene Durchflusskoeffizienten : obere Abbildung: unter dem Punkt des besten Wirkungsgrads, untere Abbildung: Punkt des besten Wirkungsgrads. (Daten von Minemura et al. [14]).**

**In Abbildung 11 erreicht der Porenanteil nach dem ersten Engstellenquerschnitt des Laufrads maximale Werte und bleibt nahezu konstant (etwa dreimal so hoch wie der Einlasswert). Ein deutlicher Ans**

Machine Translated by Google



**kann festgestellt werden, wenn der Einlassporenanteil ÿ größer als 0,06 ist. Außerdem ist ein schneller Abfall des Geschwindigkeitsverhältnisses zu beobachten, der dem Anstieg des Druckverlustkoeffizienten entsp**

**In Abbildung 12 ist zu erkennen, dass der Reibungsverlust am höchsten ist und in der Nähe des Zusammenbruchszustands deutlich ansteigt. Der Porenanteil am Laufradaustrittsbereich ist so groß, dass die Geschwindigkeit der Flüssigphase viel größer ist als die Geschwindigkeit der Gasphase. Alle anderen Verluste sind für beide Durchflussraten eher gering. Die plötzliche Änderung im Verlauf der Verlustkurve entspricht einem bestimmten Schwellenwert von ÿ , der so gewählt wird, dass er den experimentellen Ergebnissen entspricht . Die erste abrupte Änderung entspricht dem Blasenwiderstandskoeffizienten vom homogenen zum Pfropfenströmungsmuster, der von Hench und Johnston [15] vorgeschlagen wurde, und die zweite, vom Pfropfen- zum Schüttelströmungsmuster, wurde von Zuber und Hench [16] vorgeschlagen.**

5.3. Erkennung von Überspannungskriterien

**Ein interessantes Modell zur Vorhersage der Betriebsbedingungen, die zu zweiphasigem Pumpenstoßen führen, wurde von Barrios und Prado [17] vorgeschlagen. Bei diesem Ansatz werden Oberflächenspannung und Rotationsgeschwindigkeit bei der Bestimmung der Strömungsmuster und bei der Vorhersage des Auftretens von stagnierenden Blasen am Kanaleinlass berücksichtigt. Diese beiden Variablen waren in den in früheren Abschnitten dieses Dokuments vorgestellten Modellen nicht vorhanden. Dieses Modell hängt von zwei wichtigen Variablen ab, nämlich der Größe der stagnierenden E Eine Blasengrößenkorrelation wird mit einer neuen Korrelation für den Widerstandskoeffizienten als Funktion der Rotationsgeschwindigkeit und der Reynoldszahl vorgestellt. Nicht viele Autoren verweisen auf eine s**

## 6. Schlussfolgerungen

**Der vorliegende Teil A vereint die wichtigsten Zweiphasenströmungsdefinitionen, die üblicherweise für Pumpen verwendet werden, sowie verschiedene auf Korrelation und eindimensionalen Modellen basierende Ansätze, die in der frei zugänglichen Literatur vorgeschlagen werden.**

**In der Nähe des besten Wirkungsgradpunkts können diese Modelle die Pumpenleistung unter Zweiphasenströmungsbedingungen genau** vorhersagen , **wenn homogene Bedingungen vorliegen. Bei nicht bestimmungsgemäßen Bedingungen und einem hohen Einlassporenanteil ist die einzige Möglichkeit, die Leistung mit einer Fehlerquote von ±20 % vorherzusagen, die Anpassung von Grenzflächenverlust- und Abweichungsauslasswinkelmodellen.**

**Bei Kreiselpumpen ist der eindimensionale Ansatz aufgrund starker 3D-Effekte auf einen kleinen Bereich von Porenanteilen beschränkt und hängt stark von den Blasengrößen ab, die die Grenzflächenverluste bestimmen .** Radiale Laufradströmungskanäle weisen **sowohl in Quer- als auch in Meridianrichtung erhebliche Ungleichmäßigkeiten in** der Porenanteilverteilung auf. Dies bedeutet, dass **an einer bestimmten Stelle sowohl eine turbulente Strömung mit geringer Porenanteilsverteilung als auch eine Blasenströmung mit geringem Porenanteil nebeneinander auftreten können.**

**Aus diesem Grund ist ein geeigneter 3D-CFD-Ansatz erforderlich, um** in Verbindung mit der **in Teil B vorgestellten lokalen experimentellen Analyse ein besseres lokales Strömungsverständnis (siehe Teil C)** zu erreichen.

**Finanzierung: Diese Forschung erhielt keine externe Finanzierung.**

**Datenverfügbarkeitserklärung: Nicht zutreffend.**

**Interessenkonflikte: Der Autor erklärt, dass kein Interessenkonflikt besteht.**

**Nomenklatur**

| | |
|---|---|
| A | **Zweiphasenfunktion,** a = $\frac{(\text{ŧ}\ddot{y}\ddot{y})\ddot{y}G}{\ddot{y}L}$ |
| A | **Querbereich** |
| B | **Breite des Auslasslaufrads - binormale Richtung (intrinsisches Koordinatensystem)** |
| CD | **Reynoldsabhängiger Widerstandskoeffizient** |
| d | **Durchmesser** |
| D | **Gesamtableitung** |
| F X | **Funktion** |
| G | **Massenstrom** |

Machine Translated by Google



| | |
|---|---|
| G | **Erdbeschleunigungskopf** |
| H | |
| **Hÿ** | **Druckverlustverhältnis** |
| h ÿ | **Enthalpiekonstante** |
| K.m | **Massenstrom pro Zeiteinheit** |
| M | **Masse** |
| N | **Richtung normal zu s (intrinsische Koordinaten System)** |
| N | **Drehzahl** |
| P | **Druck** |
| Q | **Volumenstrom** |
| R | **Radius** |
| R | **radiale Vektorrichtung** |
| S | **Richtung einer Stromlinie. (Intrinsische Koordinatensystem)** |
| S V | **Phasenschlupfverhältnis** |
| T | **Blattneigung, Zeit,** |
| U | **Drehgeschwindigkeit,** |
| V | **absolute Geschwindigkeit Volumen** |
| B | **Relativgeschwindigkeit** |
| X | **Gasanteil – Gasqualität axiale** |
| z | **Richtung** |
| *ÿ* | **lokaler Porenanteil, absoluter Fließwinkel, Gas-** |
| *ÿ* | **Flüssigkeits-Verhältnis, relative** |
| *ÿ* | **Fließwinkelableitung** |
| ÿ | **Inkrement, Differenz** |
| *ÿ* | **Einlasshohlraumanteil** |
| *ÿ* | Q **Durchflusskoeffizient,** $\bar{y} = \frac{\bar{y}}{2\ddot{y}R2b2U2} = \frac{Q}{2\ddot{y}\ddot{y}R22b\ \mathbf{2}}$ |
| *ÿ* | **Meridionalwinkel** |
| *µ* | **dynamische Viskosität** |
| *ÿ* | **kinematische Viskosität =** µ / ÿ |
| *ÿ* | **Verlustkoeffizient** |
| *ÿ* | **Tangentialrichtung** |
| *ÿ* | **Dichte** g |
| *ÿ* | **Druckbeiwert,** $\ddot{y}\ddot{y} = \frac{\ddot{y}\ H}{U\ \mathbf{22}}$ |
| *ÿ* | **Wirkungsgrad** |
| *ÿ* | **Winkelgeschwindigkeit** |
| *ÿ* | **Oberflächenspannung** |
| **Indizes** | |
| Sei | **beste Effizienzblase** |
| B | |
| cs | **Querschnitt** |
| absteigend | **im Zusammenhang mit einer Kopfabnahme von 50 %.** |
| D | |
| G | |
| H | **homogenes Strömungsgas** |
| Hydraulik- | **hydraulisch** |
| Kobold | **Laufrad** |
| M | **Flüssigkeit** |
| VERLUST | **im Zusammenhang mit Verlusten** |
| M | **meridional** |
| optional | **optimal** |
| p | **durch Druckgradient** |
| ps | **Druckseitige** |
| R | **Resultierende** |

Machine Translated by Google



| | |
|---|---|
| relativ | **bezogen auf die Flüssigphase** |
| ss | **Saugseite** |
| sp | **einphasig** |
| t | |
| tp | **gesamt** |
| | **theoretisch** |
| | **zweiphasig** |
| **0** | **volumetrisch** |
| **1** | **bezogen auf ÿ = 0** |
| **2** | **Laufradeintrittsquerschnitt Laufradaustrittsquerschnitt** |

**Anhang A**

Anhang A.1. Zweiphasige Grunddefinitionen

**Die folgenden grundlegenden Definitionen gelten für alle Kanäle, in denen Gas- und Flüssigkeitsphasen vorhanden sind, unabhängig davon,**

**ob sie getrennt sind oder nicht. (a) Gasanteil (oder Gasqualität)** x

$$x = mG/(mG + ml) \quad \textbf{(A1)}$$

**Für den stationären Zustand**

$$x = \textbf{. mG/( . .} \text{ ml). mG +} \quad \textbf{(A2)}$$

**b) Porenanteil**

$$\ddot{y} = \frac{\ddot{y}\,G}{\ddot{y}\,t} = \ddot{y}\,\textbf{G/(}\ \ddot{y}\,G + \ddot{y}\quad L) \quad \textbf{(A3)}$$

**Wenn ein stationärer Zustand angenommen wird, dann gilt:**

$$\ddot{y}V = QG/(QG + QL), \textbf{ wird als volumetrischer Porenanteil bezeichnet} \quad \textbf{(A4)}$$

***ÿ*** **Q entspricht dem Volumenstrom jeder Phase.**

**Mit der Annahme einer 1D-Strömung kann man schreiben:**

$$\ddot{y}cs = \ddot{y}AG/(AG + AL) \quad \textbf{(A5)}$$

ÿcs **wird daher als Querschnittshohlraumanteil bezeichnet.** AG **ist die Querschnittsfläche** eines Kanals , **der Gasphase eingenommen wird, und** AL **ist die Querschnittsfläche der flüssigen Phase. Der Einfachheit halber wird der Querschnittshohlraumanteil als ÿ bezeichnet.**

**Man kann sehen, dass der volumetrische Porenanteil den Begriff zweier aufeinanderfolgender Querschnitte, die durch eine kleine Zeitdifferenz** ÿt getrennt

sind. **(c) Querschnitts-Hohlraumanteil**

**Die am häufigsten verwendete Definition des Porenanteils ist der durchschnittliche Porenanteil im Querschnitt , der auf den relativen Querschnittsflächen basiert, die von den jeweiligen Phasen eingenommen werden. Sie werden mithilfe verschiedener Ansätze vorhergesagt, beispielsweise: -**

**Homogenes Modell, das davon ausgeht, dass sich die beiden Phasen mit derselben Geschwindigkeit bewegen.**

**- Eindimensionale Modelle, die die unterschiedlichen Geschwindigkeiten der beiden Phasen berücksichtigen.**

**- Zweidimensionale Modelle, die die Normalverteilung des lokalen Porenanteils und der Geschwindigkeiten berücksichtigen.**

**- Modelle, die auf der Physik spezifischer Strömungsregime basieren.**

**- Empirische und semi-empirische Methoden.**

Machine Translated by Google



Anhang A.2. Homogenes Modell und Geschwindigkeitsverhältnis

**(a) Homogener Porenanteil**

**Aus der Definition des Querschnittshohlraumanteils eines Kanals mit der Fläche A ergeben sich die mittleren Gas- und Flüssigkeitsgeschwindigkeiten** VG **und** VL **unter Verwendung der Gasqualität** x **und der Volumenströme des Gases bzw. der Flüssigkeit** QG **und** QL.

$$VG = \frac{QG}{A\ddot{y}} = \frac{\dot{M}}{\ddot{y}G}\left(\frac{X}{\ddot{y}}\right) \quad \textbf{(A6)}$$

$$VL = \frac{QL}{A(1\ \ddot{y})} = \frac{\dot{M}}{\ddot{y}L}\left(\frac{1\ \ddot{y}\ x}{1\ \ddot{y}\ \ddot{y}}\right) \quad \textbf{(A7)}$$

**Das homogene Modell geht davon aus, dass beide Phasen mit der gleichen Geschwindigkeit fließen. Wenn man also die obigen Gleichungen für gleiche Geschwindigkeiten** VG **=** VL gleichsetzt , **erhält man**

$$\ddot{y}H = \left(\frac{X}{\ddot{y}G}\right)/\left(\frac{(1\ \ddot{y}\ x)}{\ddot{y}L} + \frac{X}{\ddot{y}G}\right) \quad \textbf{(A8)}$$

**oder**

$$\ddot{y}H = 1/\left(1 + \left(\frac{1\ \ddot{y}\ x}{X}\right)(\ddot{y}G/\ddot{y}L)\right) \quad \textbf{(A9)}$$

**Das homogene Porenanteilmodell ist in begrenzten Fällen einigermaßen genau. Die besten Übereinstimmungen werden für Blasen- und dispergierte Tröpfchen- oder Nebelströmungen gefunden. Beachten Sie, dass bei Blasenströmung die kontinuierliche Phase die Flüssigkeit und das Gas die mitgerissene Phase ist. Bei der Nebelströmung ist die kontinuierliche Phase das Gas und die mitgerissene Phase das Wasser.**

**Bei Annäherung an den kritischen Druck einer bestimmten Mischung verschwindet der Unterschied zwischen den Dichten der einzelnen Phasen. Das homogene Porenanteilmodell ist auch bei sehr hohen Massengeschwindigkeiten und hohen Dampfqualitäten gültig.**

**(b) Geschwindigkeitsverhältnis:** SV.

**Das Geschwindigkeitsverhältnis ist ein Konzept, das in getrennten Strömungsmodellen verwendet wird, bei denen angenommen wird, dass sich die beiden Phasen mit zwei unterschiedlichen Geschwindigkeiten** VG **und** VL bewegen. **Es wird auch oft als Schlupfverhältnis bezeichnet . Darüber hinaus kann physikalisch keine Diskontinuität zwischen den Phasengeschwindigkeiten bestehen, da sich an den Schnittstellen beider Phasen eine Grenzschicht bildet. Der Einfachheit halber beschreibt das Schlupfverhältnis die relativen Durchschnittsgeschwindigkeiten der koexistierende**

$$SV = \textbf{VG/VL} \quad \textbf{(A10)}$$

$$\textbf{Dann ist } \ddot{y} = 1/\left(1 + \left(\frac{1\ \ddot{y}\ x}{X}\right) SV \left(\frac{\ddot{y}G}{\ddot{y}L}\right)\right)$$

$$\textbf{und } x = \frac{1}{1 + \left(\frac{1\ddot{y}\ddot{y}}{\ddot{y}}\right)\left(\frac{\ddot{y}L}{\ddot{y}G}\right)SV}$$

$$SV = \left(\frac{1\ \ddot{y}\ \ddot{y}}{\ddot{y}}\right)\left(\frac{X}{1\ \ddot{y}\ x}\right)(\ddot{y}L\ /\ \ddot{y}G)$$

**Bei gleichen Geschwindigkeiten wird der Ausdruck von** ÿ **zum gleichen Ausdruck wie der Ausdruck des homogenen Modells.**

**Der Wert des Geschwindigkeitsverhältnisses hängt von der Gemischkonfiguration ab. Bei Aufwärts- und horizontalen Gleichstromströmungen** ist VG **fast immer größer als** VL. **Bei vertikalen Abwärtsströmungen kann** VG aufgrund von Schwerkrafteffekten kleiner als VL sein . **In der Literatur wurden zahlreiche analytische Modelle und empirische Korrelationen zur Bestimmung des Schlupfverhältnisses vorgeschlagen .**

**(c) Massenstrom G.**

Machine Translated by Google



$$G = \dot{m}/A \quad \textbf{(A11)}$$

**(d) Homogene Zweiphasendichte** ÿtp

$$ÿtp = ÿVÿG + (1 \text{ ÿ } ÿV)ÿL = ÿL + \frac{1}{1/(\ )x\ ÿL(ÿG \text{ ÿ } ÿL)x\ ÿG \text{ ÿ } ÿL} \quad \textbf{(A12)}$$

## Anhang B.

Furuya [13] hat **1985 eine analytische Methode vorgeschlagen ,** die auf der **Annahme einer reibungsfreien Strömung beruht, um den Druckabfall infolge von Zweiphasenpumpen zu untersuchen. Die Methode wurde in einem Kontrollvolumen angewendet, in dem die Impulsgleichung entwickelt und dann vom Eintritts- bis zum Austrittsbereich des Laufrads integriert wurde, wobei angenommen wurde, dass die Bahn der Flüssigkeit mit der der Blasen identisch ist (hier durch den Index G gekennzeichnet ), sodass das Kontrollvolumen durch zwei aufeinanderfolgende Stromlinien begrenzt wird, die durch den Abstand** dn **senkrech**

$$(1 \text{ ÿ } ÿ)ÿLWL\cdot ÿWL/ÿs + ÿÿGWG\cdot ÿWG/ÿs = (ÿL(1 \text{ ÿ } ÿ) + ÿÿG)Rÿ \quad ^{2} \text{ ÿ } ÿp/ÿs \quad \textbf{(A13)}$$

**Gleichung (13) kann wie folgt geschrieben werden:**

$$(ÿ/ÿs)\ \frac{(1ÿÿ)ÿLW2 + 2_M}{2}\ \frac{ÿGÿW2_G}{}\ \text{ÿ}\ (ÿÿG + (1 \text{ ÿ } ÿ)ÿL)\cdot\ \frac{(rÿ)^2}{2}\ + p$$
$$+ ÿL(W2\ ÿ_M(rÿ)^2)/2 \text{ ÿ } ÿG(W^2_G \text{ ÿ } (rÿ)^2)/2\ (\frac{ÿÿ}{ÿs}) = 0. \quad \textbf{(A14)}$$

**Diese Beziehung zeigt explizit die Ableitung des Porenanteils** *ÿ* **mit** s **und dass es einen Unterschied zwischen den Zweiphasengeschwindigkeiten gibt. Diese Option ermöglicht es, zwischen jeder Phase unterschiedliche relative Auslassgeschwindigkeiten zu haben. Dies erklärt hauptsächlich den Zweiphasendruckabfall aufgrund der unterschiedlichen absoluten Tangentialgeschwindigkeiten jeder Phase im Vergleich zu Einphasenbedingungen. Die Auswirkungen von Kondensation und Kompressibilität werden der Einfachheit halber vernachlässigt, sodass jede Phasendichte konstant bleibt. Die auf das Kontrollvolumen wirkende externe Kraft wird als gleich der Radialkraft und der Druckkraft betrachtet, wie in Abbildung 9.**

Sie kann zwischen den **Laufradabschnitten** Einlass (Index **1) und Auslass (Index** 2) **integriert werden ,** vorausgesetzt, dass alle Größen entlang einer Stromlinie variieren. Sie entspricht der Bernoulli-**Gleichung im relativen Referenzrahmen. Sie führt zu der folgenden Gleichung, die entlang einer Stromlinie für den stationären Zustand angewendet wird:**

$$\frac{(1ÿÿ2)ÿL(W2\ \textbf{2LÿU2}\ \textbf{2}\ )}{\textbf{2}} \text{ ÿ2ÿG(W2 } \textbf{2GÿU2} + \textbf{p2 ÿ}_{\textbf{2}} \quad \frac{(1ÿÿ1)ÿL(W2\ \textbf{1LÿU2}\ \textbf{1}\ )}{\textbf{2}} \text{ ÿ1ÿG(W2 } \textbf{1GÿU2}\ \textbf{1}\ ) + \textbf{p1} +$$
$$\int_1^2 \frac{ÿL(W2\ LÿU2\ )}{\textbf{2}} \quad \frac{ÿG(W2G\ ÿU2\ )}{\textbf{2}} \cdot \frac{ÿÿ}{ÿs} \cdot ds = \textbf{0} \quad \textbf{(A15)}$$

**Die Differenz** (p2 **ÿ p1) kann durch die zweiphasige Gesamtförderhöhe ersetzt werden, die wie folgt definiert ist:**

$$\textbf{ÿHt.tp} = \frac{\textbf{p2 ÿ p1}}{gÿ_{tp}} + \frac{V^2_{\textbf{L2}} \text{ ÿ } V_{\textbf{L1}} \cdot(1 \text{ ÿ } x)}{2g} + \frac{V^2_{\textbf{G2}} \text{ ÿ } V_{\textbf{G1}} \cdot x}{2\ g} \quad \textbf{(A16)}$$

**Mit:**

$ÿ^*_{tp}$ = **mtp/(QL** + QG),
QL = dn(1 **ÿ** ÿ)WL,
QG = $dnÿ\dot{W}G$
x = (mG/ · mtp).

**Beachten Sie, dass:**

$$ÿ^ÿ_{tp} = ÿtp = (\textbf{1 ÿ } ÿ)ÿL + ÿÿG, \textbf{ wenn } WL = WG$$

Machine Translated by Google



**Durch Einführung der Gesamtförderhöhenerhöhung Ht,G und Ht,L in** jeder Phase **wie folgt:**

$$\ddot{y}H_{t,G} = \frac{p_2 \ddot{y} p_1}{g\ddot{y}G} + (V_{G2}^2 \ddot{y} V_{G1}^2)/2g \quad \textbf{(A17)}$$

$$\ddot{y}H_{t,L} = \frac{p_2 \ddot{y} p_1}{g\ddot{y}L} + (V_{L2}^2 \ddot{y} V_{L1}^2)/2g \quad \textbf{(A18)}$$

**Der zweiphasige Druckanstieg zwischen dem Einlass- und Auslassbereich des Laufrads kann wie folgt ausgedrückt werden:**

$$\textbf{ÿH}_{\textbf{t,tp}} = (\ddot{y}H_{t,L} \,..\, mG)/\,.\, mL + \ddot{y}H_{t,G}\, mtp \quad \textbf{(A19)}$$

**und führt zum unten angegebenen endgültigen Ausdruck:**

$$\textbf{ÿH}_{\textbf{t,tp}} = \ddot{y}H_{W,L}\, \ddot{y}\, \ddot{y}H_{W,2}\, \ddot{y}\, \ddot{y}H_s\, \ddot{y}\, \ddot{y}H_{\ddot{y}} \quad \textbf{(A20)}$$

**mit:**

$$\ddot{y}H_{W,L_{sp}} = (1 \ddot{y} x)\cdot \frac{V_{U,2L}^{s\,s} \ddot{y} V_{U,1L}}{G} \quad \frac{V_{U2,G}^{sp\ sp\ x} \ddot{y} V_{U,1G}}{G} \quad \textbf{(A21)}$$

$\ddot{y}H_{W,L_{sp}}$ **unterscheidet sich von** $\ddot{y}H_{sp}$**, definiert in Abschnitt 5.1. Es spiegelt nur wider, dass die absoluten Tangentialgeschwindigkeiten am Laufradauslass für jede Phase unterschiedlich sind, wie z. B. für Strahl- und Nachlaufmuster bei einphasigen Bedingungen. Dies setzt implizit voraus, dass jede Phase gut getrennt ist, was im Allgemeinen der Zustand ist, der bei hohen Porenanteilen erreicht wird. Der Vergleich mit experimentellen Daten sieht bei Porenanteilen größer als 30 % und bei axialen Mischpumpen**

**tatsächlich besser aus.** $\ddot{y}H_{W,2}$ **stellt die phasenbezogene Geschwindigkeitsänderung am Pumpenauslass dar, die durch zweiphasige Strömungsbedingungen verursacht wird:**

$$\textbf{mit } \ddot{y}V_{U,2} = \frac{(1 \ddot{y} x)U2\ddot{y}V_{U,2L}\ xU2\ddot{y}V_{U,2G}}{gg}\ \ddot{y}H_{W,2} = \qquad {}_{sp}\ U,2\ddot{y}V_{U,2} + \quad \textbf{(A22)}$$

$\ddot{y}H_s$ **hängt mit der Gleitgeschwindigkeit zwischen der Flüssigkeits- und der Gasphase zusammen:**

$$\ddot{y}H_s = (1 \ddot{y} x)\ \ddot{y}2 \quad \frac{W_{2,G}}{W_{2,N}}\ 2{,}L\ddot{y}U2\ \frac{W2}{2 \ddot{y} 1 \cdot \ddot{y} \ddot{y}1}\ 2g \quad \frac{W_{1,G}}{W_{1,N}}\ \ddot{y}\ 1 \cdot \frac{W2\ 1{,}L\ddot{y}U2}{1\ 2g} +$$
$$x(1 \ddot{y} \ddot{y}2) \quad \frac{W_{2,N}}{W_{2,G}}\ \ddot{y}\ 1 \cdot \frac{W2\ 2{,}G\ddot{y}U2\ 2{,}G}{2\ g} + (1 \ddot{y} \ddot{y}1) \quad \frac{W_{1,N}}{W_{1,G}}\ \ddot{y}\ 1 \cdot \frac{W2\ 1{,}G\ddot{y}U2\ 1{,}G}{2\ g} \quad \textbf{(A23)}$$

$\ddot{y}H_{\ddot{y}}$ **ist auf die Variation des Porenanteils entlang des Strömungskanals zwischen den Schaufelblättern zurückzuführen.**

$$\ddot{y}H_{\ddot{y}} = (1/g\ddot{y}tp) \int_1^2 \frac{\ddot{y}L\ W2\ \ddot{y}\ U2}{L\ 2} \quad \frac{\ddot{y}G\ W2\ \ddot{y}\ U2}{G\ 2} \quad \frac{\ddot{y}\ddot{y}}{\ddot{y}s} \cdot ds \quad \textbf{(A24)}$$

**Schließlich kann Gleichung (A19) wie folgt geschrieben werden, wobei die obigen Gleichungen eingeführt werden**

$$\frac{H_{t,tp}}{H_{t,sp}} = 1 \ddot{y} (\ddot{y}H_{W,2} + \ddot{y}H_S + \ddot{y}H_{\ddot{y}})/\ddot{y}H_{t,sp}^{B,L}\ \ddot{y}\ \frac{G \cdot L}{} \quad \textbf{(A25)}$$

**Zur Berechnung aller Größen der richtigen Terme der Gleichung (A24) ist es notwendig, die Entwicklung der Relativgeschwindigkeiten sowohl für die Flüssigkeits- als auch für die Gasphase sowie den Porenanteil entlang des Pfads des Laufradkanals zu kennen.**

**Die Hinzufügung eines analytischen Verlustmodells für eine Blase unter Verwendung der Impulsgleichung wird gemäß Hench und Johnston [13] vorgeschlagen.**

**Die auf eine Gasblase angewendete Impulsgleichung lautet:**

$$\ddot{y}G_{WG} \frac{DW_G}{Dt} = \ddot{y}G_{WG} \frac{\ddot{y}W_G}{\ddot{y}t} + W_G \frac{\ddot{y}W_G}{\ddot{y}s} = \ddot{y}\ F_s \quad \textbf{(A26)}$$

Machine Translated by Google



**Dies führt zur Einführung aller unten aufgeführten** Kräfte ÿ Fs, die auf eine Blase wirken: ÿp

**Druckkraft:** ÿVG( ); $\frac{}{\text{ÿs}}$

**Zentrifugalkraft:** ÿGVGrÿ2 **sin ÿcos ÿ;**

**Widerstandskraft:** CDÿL(WL **ÿ WG)·|WL ÿ WG|ÿR**$^{2}$;

**Virtuelle Massenkraft:** 0,5ÿLVG( $\frac{\text{ÿWG}}{}$ + WG ÿt $\frac{\text{ÿWG}}{\text{ÿs}}$ $\frac{\text{ÿWL}}{}$ **ÿ** WL ÿt $\frac{\text{ÿWL}}{\text{ÿs}}$ **).**

**Kombiniert man alle bisherigen Beziehungen und entspricht die Form der Blase einer Kugel, so erhält man die folgende Gleichung, mit der der Term ÿp/ÿs in Gleichung (A11) eliminiert werden kann.**

$$\text{ÿGWG} + \frac{\text{ÿWG}}{\text{ÿs}}\text{ÿLWG ÿGVGrÿ2}\ \frac{\text{ÿWG}}{\text{ÿs}}\ \text{ÿ WL}\ \frac{\text{ÿWL}}{\text{ÿs}} = \frac{\text{ÿp}}{\text{ÿs}} + \text{sin ÿcos } \ddot{y} + \left(\frac{3}{8}\right)\text{ÿL}\left(\frac{CD}{RB}\right)(\text{WL ÿ WG})|\text{WL ÿ WG}| \quad \textbf{(A27)}$$

**Der** CD- Wert **hängt von der Reynoldszahl der Blase ab.**

**Die endgültige Differentialgleichung lautet:**

$$(\text{ml}\ /(\text{ÿLd}\ ^{2}_{\text{N}}))\ \frac{}{\text{1 1ÿÿ}}\ \frac{}{\text{1 1ÿÿ}}\ \frac{\text{ÿÿ}}{\text{ÿs}}\ \text{1 ÿ}\ (\ )\overline{\ \ } + (\text{mG dn}\ \frac{\text{ÿdn}}{\text{ÿs}}\ /(\text{ÿGd n}^{2}))((1\ \text{ÿ ÿ)/ÿ}\ ^{2})\ \textbf{(1/ÿ)}\ \frac{\text{ÿÿ}}{\text{ÿs}}\ \text{1 ÿ}\ (\ )\overline{\ \ } + \text{dn}\ \frac{\text{ÿdn}}{\text{ÿs}}$$

$$\textbf{0,5 ÿL}\ \ (\text{mG/ÿGdnÿ})\ \ ^{2}\ \frac{1}{\text{ÿ}}\ \frac{\text{ÿÿ}}{\text{ÿs}} + \left(\frac{1}{\text{Tag}}\ (\ ) + \frac{\text{ÿdn}}{\text{(mL/(ÿL dn(1 ÿ ÿ))) ÿs}}\right)\ \ ^{2}\ \frac{}{\text{1 1ÿÿ}}\ \frac{\text{ÿÿ}}{\text{ÿs}}\ \textbf{ÿ}\left(\frac{1}{\text{Tag}}\ (\ ) = \frac{\text{ÿdn}}{\text{ÿs}}\right) \quad \textbf{(A28)}$$

$$(\text{ÿL ÿ ÿG})(1\ \text{ÿ ÿ})\text{rÿ2 sinÿcosÿ}$$

$$\text{ÿ(3/8)(CD/RB)ÿL . mL/(ÿL dn(1 ÿ ÿ)) ÿ (mG/ÿGdnÿ) . mL/(ÿL dn(1 ÿ ÿ)) ÿ (mG/ÿGdnÿ)}$$

**Mit den folgenden Massenerhaltungsgleichungen:**

$$\dot{m}tp = (\ .\ .\ ml)\ mG +$$

$$\dot{m}tp = dn(1\ \text{ÿ ÿ})WL\text{ÿtp}$$

$$\dot{m}L = dn(1\ \text{ÿ ÿ})WL\text{ÿL}$$

$$\dot{m}G = dn\text{ÿWGÿG}$$

## Verweise


1. **Gamboa, G.; Prado, M. Experimentelle Untersuchung der Zweiphasenleistung einer elektrischen Tauchpumpenstufe.** SPE Prod. Oper. **2012,** 27, **414–421.** [CrossRef]
2. **Estevam, V.; França, FA; Alhanati, FJS Abbildung der Leistung von Kreiselpumpen unter Zweiphasenbedingungen. In Proceedings des 17. Kongresses für Maschinenbau, COBEM 2003, Sao Paulo, Brasilien, 10.–14. November 2003.**
3. **Barrios, L. Visualisierung der Mehrphasenleistung in einer elektrischen Tauchpumpe. Dissertation, The University of Tulsa, Tulsa, OK, USA, 2007.**
4. **Verde, WM; Biazussi, JL; Sassim, NA; Bannwart, AC Experimentelle Untersuchung von Gas-Flüssigkeit-Zweiphasenströmungsmustern innerhalb Kreiselpumpen-Laufräder.** Exp. Therm. Fluid Sci. **2017,** 85, **37–51.** [CrossRef]
5. **Zhu, ZJ; Zhang, HQ Eine Übersicht über Experimente und Modellierung von Gas-Flüssigkeitsströmungen in elektrischen Tauchpumpen.** Energien **2018,** 11, **180.** [CrossRef]
6. **Jiang, Q.; Heng Liu, X.; Zhang, W.; Bois, G.; Si, Q. Eine Überprüfung der Konstruktionsüberlegungen zur Leistungsfähigkeit von Kreiselpumpen zur Handhabung von gasförmigen und flüssigen Zweiphasenströmungen am Einlass.** Energies **2019,** 12, **1078.** [CrossRef]
7. **Baker, O. Entwurf von Pipelines für gleichzeitigen Öl- und Gasfluss.** Oil Gas J. **1954, 26.**
8. **Shaoa, C.; Lia, C.; Zhoua, J. Experimentelle Untersuchung von Strömungsmustern und externer Leistung einer Kreiselpumpe, die zweiphasige Gas-Flüssigkeitsgemische transportiert.** Int. J. Heat Fluid Flow **2018,** 71, **460–469.** [CrossRef]
9. **Gülich, JF** Kreiselpumpen; **Springer: Berlin/Heidelberg, Deutschland, 2010; ISBN 978-3-642-12823-3.** [CrossRef]
10. **Stel, H.; Ofuchi, EM; Sabino, RHG; Ancajima, FC; Bertoldi, D.; Neto AM, M.; Morales RE, M. Untersuchung der Bewegung von Blasen im Laufrad einer Kreiselpumpe.** ASME J. Fluids Eng. **2018,** 141, **031203.** [CrossRef]
11. **Ofuchi, EM; Silva, HLV; Bertoldi, D.; Mancilla, E.; Stel, H.; Morales, REM Untersuchung der Blasenbewegung in einem Zentrifugalrotor basierend auf Visualisierung in einem rotierenden Referenzrahmen.** Chem. Eng. Sci. **2022,** 259, **117829.** [CrossRef]
12. **Mikielewicz, J.; Gordon Wilson, D.; Chan, T.; Goldfinch, A. Eine Methode zur Korrelation der Eigenschaften von Kreiselpumpen Zweiphasenströmung.** J. Fluids Eng. Trans. ASME **1978,** 100, **395–409.** [CrossRef]

Machine Translated by Google



**13. Furuya, O. Ein analytisches Modell zur Vorhersage der Leistung von Zweiphasen-Durchflusspumpen (nicht kondensierbar).** J. Fluids Eng. Trans. ASME **1985,** 107, **139–147. [CrossRef]**

**14. Minemura, K. Vorhersage der Luft-Wasser-Zweiphasenströmungsleistung einer Kreiselpumpe basierend auf einem eindimensionalen Zwei-Fluid-Modell.** ASME J. Fluid Eng. **1998,** 120, **327–334. [CrossRef]**

**15. Hench, JE; Johnston, JP Zweidimensionale Diffusorleistung mit Unterschall-Zweiphasen-Luft-Wasser-Strömung.** ASME J. Basic Eng. **1972,** 94, **105–121. [CrossRef]**

**16. Zuber, N.; Hench, JE** Stationärer und vorübergehender Porenanteil von Blasensystemen und ihre Betriebsgrenzen. (Teil I, Stationärer Betrieb); **Technischer Bericht Nr. 62GL100; General Electric Co.: Boston, MA, USA, 1962; 334 S.**

**17. Barrios, L.; Prado, MG Experimentelle Visualisierung einer Zweiphasenströmung innerhalb einer elektrischen Tauchpumpenstufe.** ASME J Energy Resour. Technol. **2011,** 133, **042901. [CrossRef]**

**Haftungsausschluss/Anmerkung des Herausgebers: Die in allen Veröffentlichungen enthaltenen Aussagen, Meinungen und Daten sind ausschließlich die der einzelnen Autoren und Mitwirkenden und nicht die von MDPI und/oder den Herausgebern. MDPI und/oder die Herausgeber lehnen jegliche Verantwortung für Personen- oder Sachschäden ab, die aus den im Inhalt erwähnten Ideen, Methoden, Anweisungen oder Produkten resultiere**

Machine Translated by Google

Internationale Zeitschrift für
*Turbomaschinen*
*Antrieb und Leistung*

MDPI

Rezension

# Stand der Technik bei Zweiphasenströmungen nicht mischbarer Flüssigkeiten und Gase Transportanalyse in Radialkreiselpumpen Teil C: CFD Ansätze mit Schwerpunkt auf verbesserten Modellen

**Markus Hundshagen und Romuald Skoda ***

**Lehrstuhl für Hydraulische Strömungsmaschinen, Ruhr-Universität Bochum, Universitätsstr. 150, 44801 Bochum, Deutschland;**
**markus.hundshagen@ruhr-uni-bochum.de * Korrespondenz: romuald.skoda@ruhr-uni-bochum.de**

**Zusammenfassung: Die Vorhersage der Pumpenleistung und die Gewährleistung der Betriebszuverlässigkeit unter Zweiphasenbedingungen ist ein Hauptziel der dreidimensionalen (3D) numerischen Strömungsmechanik (CFD)-Analyse von Flüssigkeits-/Gas-Radialkreiselpumpenströmungen. Daher werden 3D-CFD-Methoden in der Wissenschaft und Industrie zunehmend auf derartige Strömungen angewendet. Die CFD-Analyse von Flüssigkeits-/Gaspumpenströmungen erfordert eine sorgfältige Auswahl von Untermodellen aus mehreren CFD-Bereichen, wie Zweiphasen- und Turbulenzmodellierung, sowie eine qualitativ hochwertige Vernetzung komplexer Geometrien. Dieses Dokument bietet einen Überblick über aktuelle CFD-Simulationsstrategien und skizziert die jüngsten Fortschritte bei der Zweiphasenmodellierung. Besonderes Augenmerk wird auf verschiedene Ansätze für verteilte Blasenströmungen und kohärente Gasansammlungen gelegt. Für Bereiche mit verteilten Blasenströmungen werden Euler-Euler-Zwei-Fluid-Modelle erörtert, darunter Populationsbilanz- und Blaseninteraktionsmodelle. Für kohärente Gastaschenströmungen werden im Wesentlichen grenzflächenerfassende Fluidvolumenmethoden angewendet. Es wird ein Hybridmodell vorgeschlagen, d. h. eine Kombination aus einem Euler- Euler-Zwei-Fluid-Modell mit grenzflächenerfassenden Eigenschaften, das sowohl Blasenströmungsregime als auch Regime mit kohärenten Gastaschen vorhersagt. Die Bedeutung der Berücksicht**

**Schlüsselwörter: Kreiselpumpen; Flüssigkeits-/Gastransport; numerische Strömungsmechanik; Mehrphasenmodellierung ; skalenadaptive Simulation; Populationsbilanzmodellierung**

check for updates

**Zitat: Hundshagen, M.; Skoda, R. Stand der Technik bei Zweiphasen Analyse des Transports nicht mischbarer Flüssigkeits-/ Gasströme in Radialkreiselpumpen, Teil C: CFD-Ansätze mit Schwerpunkt auf verbesserten Modellen. Int. J. Turbomach. Propuls. Power 2023, 8, 15. https://doi.org/ 10.3390/ ijtpp8020015**

**Wissenschaftliche Herausgeber: Tony Arts und Rodolfo Bontempo**

**Erhalten: 15. Dezember 2022**
**Überarbeitet: 11. April 2023**
**Akzeptiert: 18. April 2023**
**Veröffentlicht: 4. Mai 2023**

**Copyright: © 2023 bei den Autoren. Lizenznehmer MDPI, Basel, Schweiz.**
**Dieser Artikel ist ein Open Access-Artikel, der unter den Bedingungen und Bedingungen der Creative Commons Namensnennungs-Lizenz (CC BY-NC-ND) (https:// creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).**

## 1. Einleitung

In verschiedenen industriellen und technischen Anwendungen **tritt ein Gemisch aus Flüssigkeit und nicht kondensierbarem** Gas, wie z. B. Luft, auf. Kreiselpumpen, die für **den Transport einphasiger Flüssigkeiten ausgelegt sind, müssen häufig Zweiphasengemische fördern. Zweiphasenpumpen werden in Kernkraftwerken [1] und Geothermiekraftwerken [2] , in der Zellstoff- und Papierindustrie [3] oder in der Erdölindustrie zur künstlichen Förderung [4] eingesetzt. Selbst eine geringe Gasmenge kann die Förderung erheblich stören und sogar einen Ausfall des Pumpenkopfes** verursachen **[5]. Wie in Teil A dieser Übersichtsartikelserie ausführlich erörtert, ist ein Abfall des Pumpenkopfes mit einer Trennung von L Bei Pumpen mit hohen spezifischen Drehzahlen, d. h. bei Axial- und Halbaxialpumpen, ist die Wirkung der Corioliskraft von der Radscheibe auf die Nabe gerichtet [9]. Dadurch wird eine Sekundärströmung in den Schaufelkanälen gefördert, die bis zu einem gewissen Grad der Phasentrennu Bei Umfangspumpen wirkt die Corioliskraft in Richtung der Schaufeldruckseite . Als Folge davon bilden sich Druckgradienten in Querrichtung der Schaufel. Da die Dichten von Flüssigkeit und Gas stark voneinander abweichen, kommt es bei diesen Druckgradienten zu einem Phasenschlupf , und das Gas neigt dazu, sich auf der Schaufelsaugseite anzusammeln, insbesondere bei Teillast , wo der Anströmwinkel an der Schaufelhinterkante groß ist [10].**

**Obwohl es im Prinzip keinen Unterschied zwischen der Wechselwirkung der Körperkräfte in der Flüssigkeit und den Druckgradienten gibt, die schließlich zur Phasentrennung führen, ist der Effekt auf die Entmischung bei Kreiselpumpen wesentlich ausgeprägter, aufgrund der**

Machine Translated by Google



Richtung der Corioliskräfte. Daher beschränkt sich dieser Überblick über CFD-Methoden, mit wenigen Ausnahmen, im Wesentlichen auf diesen Pumpentyp. Abschnitt 2 bietet einen Überblick über CFD-Methoden . Anders als im Überblick von beispielsweise Zhu und Zhang [11], die einen eher umfassenden Überblick über 3D-Simulationstechniken für Tauchpumpen gaben , konzentrieren wir uns im Wesentlichen auf Aspekte der Mehrphasenmodellierung. Abschnitt 2 beginnt mit der physikalischen Begründung der Modellannahmen, die aus hochpräzisen Experimenten gewonnen wurden. Basierend auf experimentellen Beobachtungen lassen sich zwei Hauptzweige von Mehrphasenmodellen unterscheiden: die Euler–Euler-Zwei-Fluid-Methode (EE2F) einerseits und die Volume-of-Fluid- Methode (VoF) andererseits. Stand der Technik und Grenzen beider Ansätze werden in den Abschnitten 2.2 und 2.3 zusammen mit Beispielergebnissen aus der Literatur vorgestellt. Es ist wichtig zu beachten, dass Kavitation im Sinne eines schnellen Phasenwechsels hier ausgelassen wird. Obwohl Kavitation und der bloße Transport einer Gasphase in einer Flüssigkeit aus physikalischer Sicht eng verwandt sind [12–15], sind die Modellierungsansätze dennoch getrennt, so dass wir uns in unserer Betrachtung auf letztere beschränken. Eine Diskussion über Kavitation in Kreiskolbenpumpen findet sich an anderer Stelle, z. B. in den Referenzen [16–23].

## 2. Überblick über CFD-Methoden für Mehrphasenströmungen in Pumpen

### 2.1. Physikalische Überlegungen

Wir beginnen unseren Überblick mit wichtigen Beobachtungen aus Experimenten. Neuere optische [24–27], Gamma- [28–31] und Röntgen- [32] experimentelle Techniken liefern detaillierte Ansichten der Mehrphasenströmungsfelder in rotierenden Systemen. Basierend auf dem Mehrphasenströmungsfeld und den Druckabfalleigenschaften erstellen mehrere Autoren [4, 24–27, 33–38] Leistungsdiagramme der Gemischförderung. Abhängig vom Betriebspunkt und der Luftbelastung beobachteten Mansour et al. [24–27] einen Übergang von Blasenströmung zu gleichmäßigen Luftansammlungen im Schaufelkanal und führten eine Kategorisierung in Form von Strömungsregimediagrammen ein. Im Pumpendruckleistungsdiagramm in Abbildung 1 für ein halboffenes Laufrad Es ist bemerkenswert, dass bei einem geschlossenen Laufrad, wie es von Mansour et al. [24,25] untersucht wurde, ein fünftes Regime in Form von getrennten Strömungsregimen beobachtet wurde, bei dem sich über die gesamte Länge der Schaufel eine Lufttasche anlagert . Dieses getrennte Strömungsregime ist bei einem halboffenen Laufrad aufgrund der starken Mischwirkung, die Teile der angelagerte Die Strömungsverhältnisse in halboffenen Laufrädern lassen sich wie folgt zusammenfassen: 1. Blasenströmung: Die Luftblasen verteilen sich überall im Laufrad.
2. Agglomerierter Blasenfluss: Luftblasen beginnen, sich in kleinen Blasenhaufen zu sammeln.
3. Wechselnde Taschenströmung: An den Laufradschaufeln treten höchst instationäre Lufttaschen mit stark variierender Größe und Lage auf, die sich jedoch nicht an jeder einzelnen Schaufel befinden.
4. Taschenströmung: Auf der Saugseite jedes Schaufelblattes befinden sich stabile und konstante Lufttaschen.

Die verschiedenen Strömungsregime stellen unterschiedliche Anforderungen an die Simulationsmethode. So ist beispielsweise die direkte Auflösung aller Phasengrenzflächen im Blasenströmungsregime (1), bei dem eine Vielzahl von getrennten Blasen in der Flüssigkeit verteilt ist, mit enormem Rechenaufwand verbunden . Daher ist ein homogener Mischungsansatz mit Behandlung von getrennten Blasen auf der Subgitterskala effizienter, wenn kleine Grenzflächenskalen in Form von Blasen vorhanden sind. Entsprechende Studien werden in Abschnitt 2.2 zusammengefasst .

Im Taschenströmungsregime (4) hingegen liegt ein großes kohärentes Luftregime vor, und die Annahmen eines homogenen Gemischansatzes sind nicht erfüllt. Stattdessen könnte eine scharfe Auflösung der Phasenschnittstelle, beispielsweise mithilfe eines VoF-Schemas, angemessener sein . Entsprechende Studien werden in Abschnitt 2.3 besprochen. Dazwischen liegt in den Regimen (2) und (3) ein Übergang der Phasenmorphologie innerhalb des Laufrads vor. Und mehr noch: Auch wenn sich im Schaufeldurchgang ein Taschenströmungsregime (4) entwickelt hat, kann gleichzeitig eine Blasenströmung vorliegen, beispielsweise im Saugrohr. Aufgrund dieser unterschiedlichen Strömungsregime in der Pumpe kann der Schluss gezogen werden, dass der Übergang der Phasenmorphologie von Blasenströmung zu kohäre Dies erfordert einen hybriden Ansatz, der in Abschnitt 2.4 zusammengefasst wird .

Eine weitere experimentelle Beobachtung entspricht hoch instationären Hohlraumbereichen, wie sie z. B. in den Referenzen [24–27,39–44] beschrieben werden. Wie oben diskutiert, alternierende instatio

Machine Translated by Google



Taschen sind in der Übergangszone zwischen Blasen- und Taschenströmungsregime vorhanden. Sogar inhärent stationäre anhaftende Hohlraumbereiche im Taschenströmungsregime zeigen instationäre Nachläufe, die in Abschnitt 4 erörtert wird . Diese Beobachtung sollte berücksichtigt werden durch vernünftige Turbulenzmodelle. Bei stark instationärer Strömung könnte die Gültigkeit der Reynolds-Mittelung in Frage gestellt werden, und Modelle, die die Turbulenzskala auflösen, könnten genau. Daher ein kurzer Überblick über Simulationen von Pumpenströmungen mit Turbulenzauflösung finden Sie in Abschnitt 2.5.

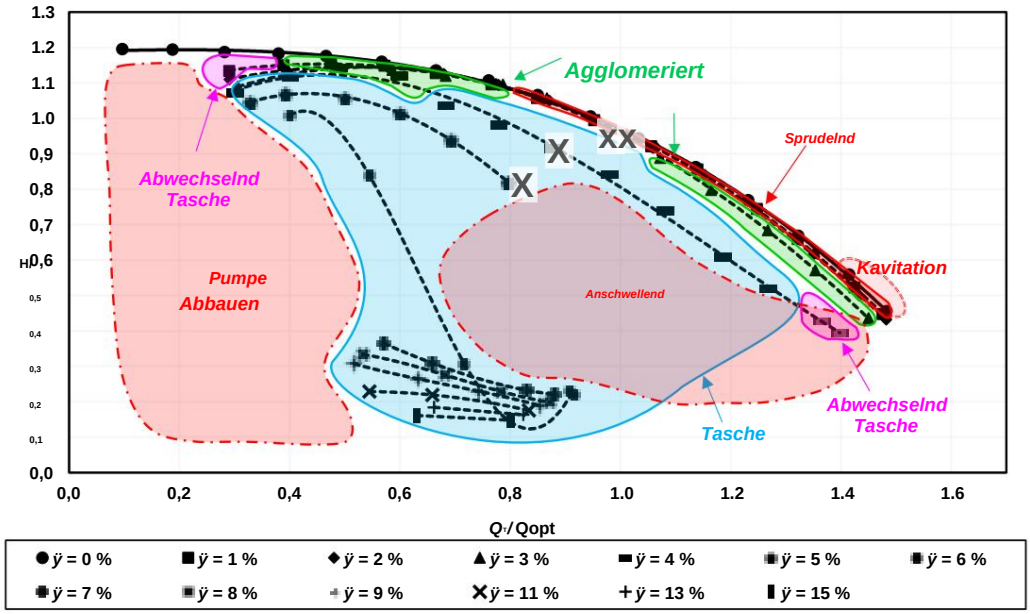



Abbildung 1. Kennfeld zur Charakterisierung der Strömungsverhältnisse, die in den Experimenten von Mansour et al. [27,39] beobachtet wurden. Einige Betriebspunkte sind mit einem „X“ markiert und leicht auseinanderg Übersichtlichkeit durch Nähe. Sie werden in den Strömungssimulationen weiter unten aufgegriffen.

### 2.2. Euler-Euler-Zwei-Fluid-Ansatz (EE2F)

Die meisten verfügbaren Studien über den Durchfluss von Radialkreiselpumpen wurden durchgeführt mit der EE2F-Modellfamilie. Ein Eulerscher Ansatz für die dispergierte Phase wird dem Lagrangescher Ansatz, da von einer moderateren Gitterabhängigkeit und einer besseren statistischen Konvergenz des Eulerschen Ansatzes ausgegangen werden kann [45]. Frühe Simulationen von Zweiphasenström in Kreiselpumpen von Pak und Lee [46] und Minemura und Uchiyama [47] wiesen darauf hin, dass Blasen zur Blattspitze wandern und sich auf der Saugseite des Blattes ansammeln und dass Der Druckabfall ist mit Phasentrennung und großen Luftansammlungszonen verbunden. mit einem vereinfachten monodispersen Ansatz und Einkanalsimulationen, Müller et al. [48] Eine gute Übereinstimmung mit dem gemessenen Druckabfall bei niedriger Luftbeladung wurde erreicht, während bei einer Anstieg des Gasvolumenanteils am Einlass, konnte nicht einmal eine qualitative Vorhersage gemacht werden, Dies bestätigt die Schlussfolgerung mehrerer früherer Studien, z. B. [49–51]. Ein signifikanter Einfluss der Rechengitterqualität auf den Ort und die Größe der Blasenansammlung wurde von Müller et al. [52] gefunden . Si et al. [40–42] und Wang et al. [53] präsentierten validierte numerische Ergebnisse einer 3D-beschaufelten Kreiselpumpe in zweiphasiger Luft-Wasser-Strömung und verglichen unterschiedliche Laufradkonstruktionen. Zhou et al. [54] untersuchten transiente, d. h. zeitaufge Charakteristik der radialen Pumpkraft, und Zhong et al. [55] analysierten die transiente Pump Eigenschaften, die beginnen, wenn Luft in das Saugrohr eingeblasen wird. Das Modell EE2F wurde auch Wir haben diese Methode in früheren Untersuchungen übernommen und dabei ein geschlossenes und ein halboffenes Laufrad verglichen [56–58]. Mehrere Autoren haben die polydisperse Blasengrößenverteilung zusammen mit der Populationsbilanzmodellierung (PBM) im Rahmen des EE2F-Modells verwendet, was zeitliche und r Variation der Blasengröße. He et al. [59] betonten die Bedeutung der Berücksichtigung der Änderung des Blasendurchmessers bei Spiralkreiselpumpen und verglichen diese Ergebnisse mit

Machine Translated by Google



die Ergebnisse einer monodispersen EE2F-Simulation. Ein Beispielergebnis von He et al. [59] in Bezug auf die Verteilung des Luftvolumenanteils ÿa ist in Abbildung 2 dargestellt. Mit dem EE2F-PBM-Modell wurde eine stärkere Luftaggregation beobachtet als mit dem monodispersen Ansatz, vermutlich weil der gewählte monodisperse Blasendurchm Der Nutzen der Verwendung eines PBM in Kombination mit dem EE2F-Ansatz wird durch die bessere Übereinstimmung mit experimentellen Daten hervorgehoben.

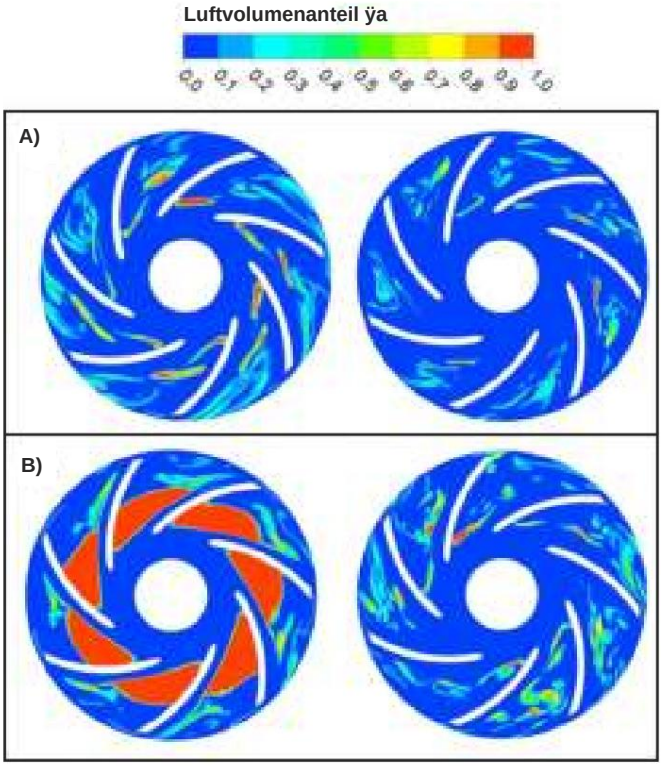



Abbildung 2. Entwicklung von Luftansammlungen, berechnet mit dem gekoppelten EE2F–PBM-Modell (links) und dem monodispersen EE2F-Modell (rechts) für ÿ = 2,21 % (a) und ÿ = 4,86 % (b) bei n = 1500 1/ min und Q = 7,7 m3/h. Die Abbildung wurde von He et al. [59] übernommen.

Yan et al. [60] bestätigten diese Schlussfolgerung. In Abbildung 3 ist der Druckkoeffizient der Pumpe gegenüber dem Einlassgasvolumenanteil für die Simulationsergebnisse angegeben, die mit einer gekoppelten EE2F-PBM und einer monodispersen EE2F erzielt wurden. Für letztere wurde der Blasendurchmesser d variiert. Durch eine Anpassung von d konnten die experimentellen Daten angenähert werden. Somit kann d als eine Art Kalibrierungsparameter in der monodispersen EE2F-Variante betrachtet werden, der für die polydisperse EE2F-PBM entbehrlich ist. Mit diesem gekoppelten EE2F-PBM-Modell analysierten Yan et al. [60] die Blasengrößenverteilung in einer mehrstufigen Kreiselpumpe.

Es ist wichtig zu beachten, dass der von den Autoren verwendete Begriff homogen (in Abbildung 3 mit „Hom.“ abgekürzt) bedeutet, dass ein gemeinsames Geschwindigkeitsfeld für Wasser und Luft angenommen wird. Dies sollte nicht mit dem Ansatz der homogenen Mischung verwechselt werden, der eine Behandlung von Blasen auf der Subgitterskala bedeutet und jeder EE2F-Variante inhärent ist. Die Nichtübereinstimmung mit den Daten bei Verwendung eines gemeinsamen Geschwindigkeitsfelds (Ergebnis in Abbildung 3 mit „Hom.“ bezeichnet) unterstreicht die Notwendigkeit unterschiedlicher Geschwindigkeitsfelder für Wasser und Luft, um

In den Simulationen von Stel et al. [61,62] konnten die in den Experimenten der gleichen Forschergruppe aus Ref. [37] beobachteten Luftansammlungszonen im Laufrad reproduzie Zhang et al. [63] beobachteten große Blasengrößen in Bereichen mit hoher Luftbelastung im Pumpenlaufrad. Chen et al. [64] analysierten den Druckabfall der ersten Stufe einer elektrischen Tauchpumpe (ESP). Kürzlich reproduzierten Si et al. [65] den Druckabfall, der bei Messungen einer fünfstufigen ESP beobachtet wurde. Sie zeigten, dass der größte Teil des Druckabfalls in der ersten und zweiten Stufe unter Zweipl

Machine Translated by Google



wird durch Abbildung 4 unterstrichen , in Bezug auf den Stufendruckkoeffizienten ÿ. Für einphasige, d. h. Bei reinem Wasserstrom leistet die erste Stufe die meiste Arbeit, gemäß Abbildung 4a. Bei zweiphasigen Bedingungen und $\ddot{y}$ > 2 %, sinkt ÿ für die Stufen eins und zwei gemäß Abbildung 4b signifikant.

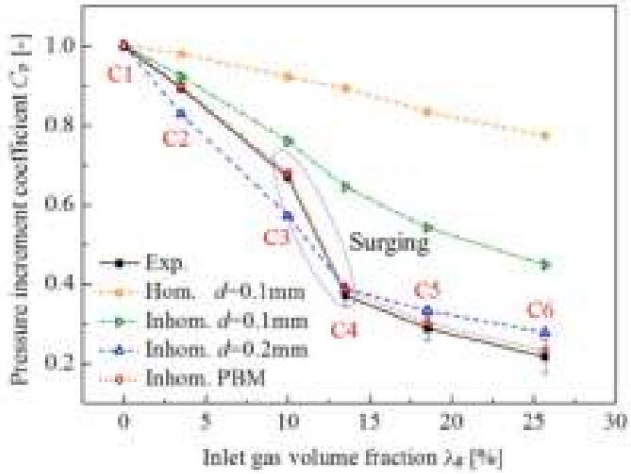



Abbildung 3. Druckkoeffizient gegenüber Einlassgasvolumenanteil für verschiedene EE2F-Modellvarianten und experimentelle Daten. Die Abbildung wurde von Yan et al. [60] übernommen.

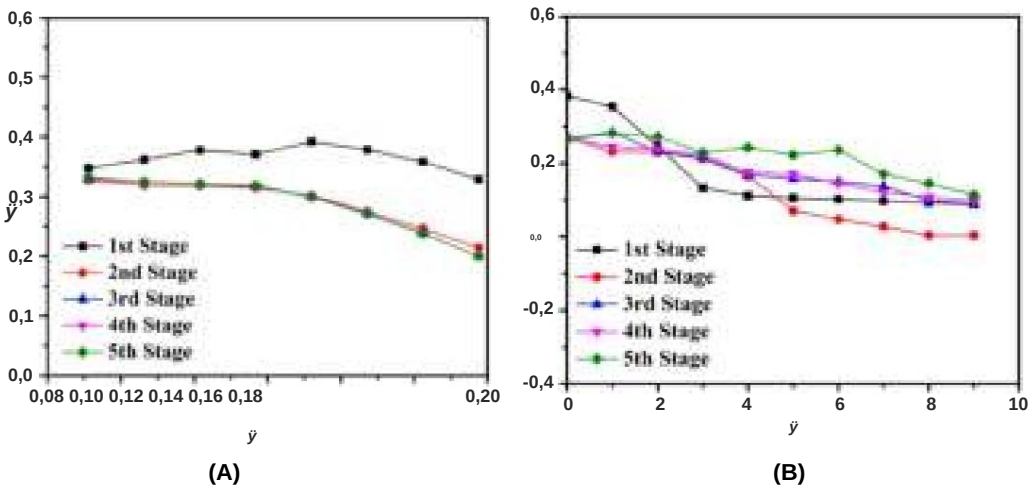



Abbildung 4. Simulationsergebnisse der Stufenleistung in Bezug auf den Druckkoeffizienten ÿ für (a) reines Wasser gegenüber dem Durchflusskoeffizienten $\ddot{y}$ und für (b) Zweiphasenströmungsbedingungen bei $\ddot{y}$ = 0,152 gegenüber dem Einlassgas Volumenanteil ÿ. Die Abbildung wurde von Si et al. [65] übernommen.

Das EE2F-Modell geht von einer dispersen Blasenströmung [58] aus, also einer homogenen Mischung aus Wasser und Luft in jeder Rechenzelle. Daher kann angenommen werden, dass in Beim EE2F-Ansatz werden Luftansammlungen durch die Ansammlung dicht verteilter Bei den experimentellen Untersuchungen an einer ebenen Diffusorströmung [66] wurde jedoch eine scharfe Grenzfläche zwischen dem Wasser und den Luftansammlungen wurde beobachtet, was auf eine kohärente, verbundene Luftstruktur, statt einer Ansammlung von getrennten Blasen. Es kann kam zu dem Schluss, dass solche großen Schnittstellenstrukturen eher durch ein VoF als durch ein Der EE2F-Ansatz [67] wird im Folgenden beschrieben.

### 2.3. Volume-of-Fluid-Ansatz (VoF)

Parikh et al. [68] optimierten mit Hilfe eines VoF-Ansatzes das Design eines Induktors durch eine Mehrzieloptimierung und untersuchten den Einfluss des Induktordesigns auf der Pumpendurchfluss. Die gleichen Autoren untersuchten die Luftverteilung für verschiedene halboffene Laufräder [69] und verglichen diese Simulationsergebnisse mit den experimentellen Ergebnissen aus die gleiche Forschungsgruppe [24,25,39]. Die Luftverteilung ist beispielsweise in Abbildung 5 dargestellt

Machine Translated by Google



für eine Variation des Einlassgasvolumenanteils. Parikh et al. [69] kamen zu dem Schluss, dass die momentane Verteilung der Hohlräume, die in den Experimenten mit einem Streulicht-
Die Technik konnte durch die Porenanteilverteilung in der Simulation gut reproduziert werden.
Bei ÿ ÿ 3% bilden sich jedoch in den Laufradkanälen stetige Luftansammlungen ,
zu den Experimenten, die in den VoF-Simulationsergebnissen nicht beobachtet wurden.

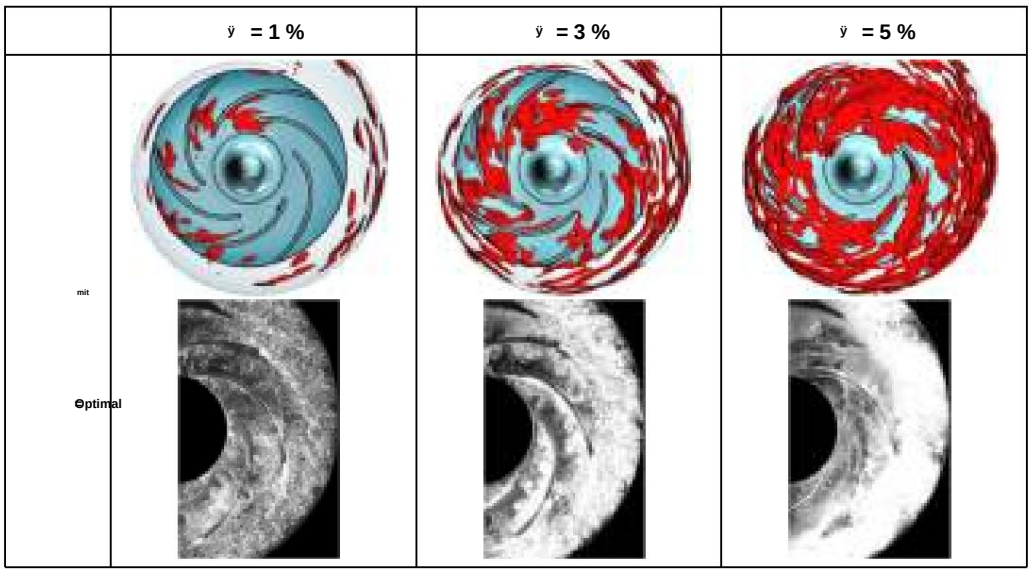



Abbildung 5. Momentane Luftverteilung in einem halboffenen Laufrad bei Variation der Einlassgasmenge Volumenanteil ÿ: experimentelle Bilder (untere Reihe) und numerische Ergebnisse von VoF-Simulationen (obere Reihe). In den Simulationen werden Isoflächen für ÿa > 0,05 gezeigt. Die Abbildung ist adaptiert von Parikh et al. [69].

Pineda et al. [70] nutzten die VoF-Methode für Strömungssimulationen in ESPs und stellten Abweichungen von bis zu 25 % gegenüber den Ergebnissen der experimentell gemessenen Pumpenförderhöhe fe Zhu et al. [71] kamen zu dem Schluss, dass das VoF-Modell dem EE2F-Modell bei der Simulation von ESP-Strömungen unterlegen ist. Mansour et al. [72] fanden die wichtigen physikalischen Mechanismen von dämpfende Pumpenleistung und die vorteilhafte Wirkung eines Inducers. Es bleibt jedoch unklar, ob die räumliche Auflösungsgrenze eine ausreichende Auflösung von Hohlraumstrukturen innerhalb die VoF-Simulationen. Laut De Santis et al. [73] sind VoF-Methoden nur dann geeignet,
zur Erfassung großer Grenzflächenstrukturen, vorausgesetzt, dass eine hohe räumliche Auflösung angewendet wird. Hundshagen et al. [74] zeigten, dass die Gitterauflösung, die in Zentrifugalmessungen möglich ist,
Pumpen, ist bei weitem zu grob, um alle kleinen Skalen aufzulösen, die in sprudelnden, dispergierten Strömungsregime. Es ist erwähnenswert, dass Level-Set-Methoden natürlich wie VoF-Methoden auch bieten eine Schnittstellenlösung. Nach bestem Wissen der Autoren gibt es jedoch keine Durchflussstudien für Kreiselpumpen unter Verwendung von Level-Set-Methoden.

### 2.4. Hybrider Zweiphasenansatz (H2P)

Bei der Verwendung der EE2F- und VOF-Ansätze gibt es zwei morphologische Grenzsituationen,
Bei ersteren wird von einer homogenen Mischung ausgegangen, d. h. einer Vielzahl von Blasen, die in der Luft verteilt sind.
jeder Rechenzelle und dass der Blasendurchmesser viel kleiner als die Zellengröße ist.
Diese Annahme ist insbesondere im Blasenströmungsbereich gültig, während sie infrage gestellt wird für anhaftende Lufteinschlüsse. Insbesondere wird die Gültigkeit des EE2F-Modells in Frage gestellt, wenn die Die Blasengröße übersteigt den Rastermaßstab, wie z. B. von Marschall [75] diskutiert wurde.
Hundshagen et al. [56–58] zeigten, dass es beim EE2F-Modell zu Konvergenzproblemen des Solvers kommen kan entweder in großen zusammenhängenden Luftgebieten oder wenn das Rechengitter sehr fein ist, d.h. wenn die Die Blasengröße übersteigt lokal die Größe der Rechenzelle. Bei VoF-Schemata ist die
Die Auflösung aller kleinen Skalen im Blasenströmungsbereich ist nicht möglich mit

Machine Translated by Google



verfügbare Rechenressourcen. In Ref. [76] wurde gezeigt, dass durch die Anwendung eines Hybridansatzes auf Pumpenströmungssimulationen ein Übergang von Blasenströmung zu kohärenten Luftansammlungen auch ohne die enorme räumliche Gitterauflösung berücksichtigt werden kann, die für die Grenzflächenerfassung durch reine VoF-Verfahren erforderlich ist. In den Hybridmodellen von Hänsch et al. [77,78], Meller et al. [79], Yin et al. [80] und Frederix et al. [81] wird Luft entweder als kontinuierliche oder disperse Phase behandelt. Da CFD-Simulationen von Kreiselpumpen komplexe Gitter umfassen und rechenintensiv sind, wurde für diese erste Anwendung ein bevorzugter einfacher Ansatz eines Hybridmodells übernommen, was bedeutet, dass Luft unabhängig von ihrer Morphologie als eine einzige Phase behandelt wird. Daher scheint eine lokale Mischung der EE2F- und VoF-Methode hinsichtlich der Grenzflächenkompression, wie sie beispielsweise von Wardle und Weller [82], Shonibare und Wardle [83] und Mathur et al. [84] vorgeschlagen wurde, eine geeignete Wahl zu sein. Dieser hybride Ansatz umfasst nur einen einzigen Impuls- und Volumenanteilgleichungssatz für die Luftphase, was bedeutet, dass die Lösung zusätzlicher Impuls- und Volumenanteilgleichungen für die Luftphase entfällt. Wir haben das hybride Zweiphasenmodell von Wardle und Weller [82] mit eigenen Erweiterungen (nachfolgend H2P-Modell genannt), einschließlich des Grenzflächenkompressionskonzepts, für die Simulation von Zweiphasenströmungen in Kreiselpumpen übernommen . Die Leistungsfähigkeit des H2P-Modells wurde an einer Forschungspumpe demonstriert, an der optische experimentelle Daten von Mansour et al. [26,27] gemessen wurden . Auf Grundlage dieser Daten und der Druckhöhenmessungen wurde der Übergang von der verteilten Blasenströmung zu Luftansammlungen, die als Blasenströmungs- bzw. Taschenströmungsregime bezeichnet werden, kategorisiert [26,27], wie oben in Abschnitt 2.1 beschrieben und in Abbildung 1 zusammengefasst. Somit steht für den H2P-Ansatz eine einzigartige Validierungsdatenbank zur Verfügung, die im Folgenden in Abschnitt 3 ausführlicher beschrieben

### 2.5. Turbulenz-Skalen-Auflösungsansatz und skalenadaptive Simulationen (SAS)

Wir gehen davon aus, dass inhärent instationäre Hohlraumstrukturen durch statistische, d. h. instationäre Reynolds-gemittelte Navier-Stokes-Turbulenzmodelle (URANS) nur ungenau aufgelöst werden kö Sogar für einphasige Strömungen gibt es mehrere Studien, die die Grenzen statistischer Modelle und die Vorteile skalenauflösender Modelle in Form von Large-Eddy-Simulationen (LES) aufzeigen. Beispiele sind die Vorhersage einer inhomogenen Strömungsverteilung bei Teillast [85], Druckinstabilitäten [86], Teillastinstabilitäten und Strömungsablösung [87–94], Randwirbel [95], Druck- und Geschwindigkeitsschwankungen aufgrund der Rotor-Stator-Wechselwirkung [96–105] sowie Entropieproduktion [106]. Gemäß Ref. [107,108] sollten 80 % der spektralen Energie aufgelöst werden, sodass eine ausreichend aufgelöste LES eine extrem hohe Anzahl von Rechenzellen erfordert. Daher werden hocheffiziente numerische Verfahren eingesetzt, z. B. in Form von Immersed-Boundary-Methoden, wie sie von Posa et al. [91,92], Kim und Choi [109] und Kye et al. vorgeschlagen wurden . [101], oder kleine Reynoldszahlen untersucht werden, zB [103,106].
Posa et al. [97–100] und Kye et al. [101] verwendeten zylindrische Rechengitter mit bis zu 500 Mio. Zellen. Pacot et al. [102] führten mithilfe einer Finite-Elemente-Methode mit körperangepassten Overset-Gittern Simulationen bei reduzierter Reynoldszahl durch und schätzten, dass für eine angemessene Auflösung bei realistischen Reynoldszahlen eine Anzahl von 600 · 109 Rechenzellen erforderlich ist. Diese Beispiele verdeutlichen die hohen Anforderungen an die Simulationsmethode und die für eine angemessene LES erforderliche räumliche Auflösung.

Ein Hauptproblem bei wandaufgelösten LES ist die schlechte Vorhersage des wandnahen Verhaltens aufgelöster Größen durch ein Modell im Untergittermaßstab. Dieses Problem kann durch hybride URANS-LES-Turbulenzmodelle überwunden werden. Es wurden verschiedene hybride Methoden wie Detached Eddy Simulation (DES) [110,111], Delayed DES (DDES) [112], Very LES [113], Partial-Averaged Navier–Stokes (PANS) [114,115] oder Partial-Integrated Transport Model (PITM) [116] vorgeschlagen . Hybride Turbulenzmodelle und insbesondere DES und DDES werden zunehmend für Pumpenströmungssimulationen eingesetzt, da ihr Rechenaufwand geringer ist als der von LES [117,118]. Bei hybriden Ansätzen und in wandnahen Regionen mit anliegenden Grenzschichten wird ein URANS-Modell verwendet, während weit von der Wand entfernt ein LES- Ansatz eingesetzt wird. Als Übergangskriterium zwischen LES und URANS wird die lokale Gitterdichte verwendet [119]. Ein Nachteil von DES können gitterbedingte Entmischungszonen sein [120].
Über DDES hinaus wurde dieses Problem z. B. durch Abschirmfunktionen angegangen [121,122] .

Machine Translated by Google



Der beste Ansatz zur Maßstabsauflösung basiert auf der exakten Längen-Maßstabs-Gleichung von Rotta [123]. Diese skalenadaptive Klasse von Turbulenzmodellen kann als eine Klasse erweiterter statistischer Modelle [124] verstanden werden, welche die turbulenten Strukturen bis zur Gittergrenze au Dies wird durch eine lokale Reduzierung der Wirbelviskosität auf der Basis der von Kármanschen und integralen Längenskala erreicht. Nach Jakirli´c et al. [125] kann die lokale Gitterauflösung als weiterer Modellparameter in den oben aufgeführten Hybridansätzen betrachtet werden. Im Zusammenhang mit dieser Bewertung ist es interessant festzustellen, dass für das SAS der Filter, der die Gitterauflösung steuert, nicht unmittelbar von der lokalen Gitterauflösung, sondern von der lokalen von Kármánschen Längenskala bestimmt wird. Eine recht weit verbreitete Variante dieses Modells ist das k-ÿ-SST-SAS-Modell [126], das als Erweiterung des URANS k-ÿ-SST-Modells [120,127] in Richtung Skalenauflösung verstanden werden kann. Ein Rückgriff auf eine URANS-Lösung in stationären Strömungsbereichen oder Bereichen mit geringer räumlicher und zeitlicher Auflösung ist ein besonders praktischer Weg, um Unsicherheiten in der spektralen Energieauflösung zu vermeiden [128]. Mehrere Studien haben das Potenzial skalenadaptiver Simulationen (SAS) bei hochtransienten Pumpenströmungen im Vergleich zu herkömmlichen statistischen Turbulenzmodellen hinsichtlich Geschwindigkeitsverteilungen, Druckschwankungen und Integraleigenschaften gezeigt [89,93,129–132]. Die Autoren der vorliegenden Arbeit haben auch den Nutzen skalenadaptiver Simulationen bei einphasiger Strömung in einer Kreiselpumpe [133] und einem Pumpenmischer [134] demonstriert. Es wurde festgestellt, dass die SAS eine zuverlässig Diese Beobachtung wurde für die Mehrphasenströmung in einer Kreiselpumpe [74,76] und einem Laufradkanal [58] bestätigt.

### 3. Jüngste Verbesserungen bei CFD-Methoden

#### 3.1. Zusammenfassung der modernsten Methodenalgorithmen

Wie in Abschnitt 2 zusammengefasst, werden die EE2F- und VoF-Schemata zur Simulation des Mehrphasenströmungstransports in Kreispumpen verwendet. Die Autoren dieser Studie haben in ihren vorangegangenen Studien auch EE2F- [48,52,56–58,135] und VoF- Ansätze [74] verwendet . Diese Algorithmen werden hier kurz zusammengefasst, bevor wir in Abschnitt 3.2 mit den jüngsten Verbesserungen in Bezug auf den H2P-Ansatz fortfahren. Für das EE2F-Modell wird ein Euler-Ansatz für die disperse Phase verwendet. Es wird angenommen, dass eine dispergierte Blasenluftphase mit einer kontinuierlichen Wasserphase vermischt ist, was bedeutet, dass jede Rechenzelle eine homogene Mischung aus dispergierten Blasen enthält. Es werden separate Massen- und Impulsbilanzgleichungen für Wasser und Luft gelöst, was gemäß Wardle und Weller [82] ein separates Geschwindigkeitsfeld für jede Phase ergibt :

$$\frac{\ddot{y}\,\ddot{y}\ddot{y}}{\ddot{y}t} + \ddot{y}\cdot \ddot{y}\ddot{y}c\ddot{y} + \ddot{y}\cdot cc\ddot{y}\ddot{y}\,\mathbf{1}\,\ddot{y}\,\ddot{y}\ddot{y} \underbrace{\qquad}_{\text{Schnittstellenkomprimierungsbegriff}} = 0 \tag{1}$$

$$\frac{\ddot{y}\,\ddot{y}\ddot{y}\ddot{y}c\ddot{y} + \ddot{y}\cdot \ddot{y}\ddot{y}\ddot{y}c\ddot{y}c}{\ddot{y}t} + \ddot{y}_{\ddot{y}}^{\mathbf{T}} + \ddot{y}\cdot \ddot{y}\ddot{y}\ddot{y}\ddot{y}R\,\ddot{y}_{\ddot{y}}^{\mathbf{eff}} = \ddot{y}\ddot{y}\ddot{y}\ddot{y}p + M\ddot{y} + \mathbf{Ms},\ddot{y}. \tag{2}$$

Die Verwendung getrennter Geschwindigkeitsfelder wird in der Literatur oft als inhomogener Ansatz bezeichnet, z. B. von Yan et al. [60], und sollte nicht mit der Annahme einer homogenen Mischung zweier Phasen in jeder Rechenzelle verwechselt werden. Die Verwendung getrennter Geschwindigkeitsfelder ist unverzichtbar, um eine Phasentrennung und Luftansammlungen vorherzusagen, und ihr Weglassen führt zu einer Unterschätzung des Druckabfalls, wie von Yan et al. [60] nachgewiesen und in Abbildung 3 dargestellt wurde. Der Massentransfer zwischen den Phasen v Beachten Sie, dass der Schnittstellenkompressionsterm in Gleichung (1) im reinen EE2F- Modell ebenfalls weggelassen wird, hier jedoch erwähnt wird, um die Zusammenfassung des VoF-Algorithmus weiter unten zu erleic Der diffusive Massentransport wird vernachlässigt, eine Annahme, die durch eine Peclet-Zahl größer als 100 für den untersuchten Pumpenstrom gerechtfertigt ist. Der Volumenanteil, die Dichte und die Geschwindigkeit der Phase $\ddot{y}$ werden durch $\ddot{y}\ddot{y}$, $\ddot{y}\ddot{y}$ bzw. $c\ddot{y}$ symbolisiert , und R stellt den Spannungstensor dar, der Reynolds- (turbulente) und viskose Spannungen kombiniert. Beachten Sie, dass die Angabe von Reynolds-gemittelten Größen hier der Einfachheit halber weggelassen wird. Die Sätze der Impulsgleichungen sind durch Grenzflächen-Impulsübertragungskräfte

Machine Translated by Google



Die Transferterme, d. h. der Luftwiderstand und die virtuelle Massenkraft, werden durch *Mÿ repräsentiert,* während Ms,ÿ die Oberflächenspannungskraft ist. Bezüglich *Mÿ* dominieren die Luftwiderstandskraft Ma,D und die virtuelle Massenkraft Ma,vm alle anderen Grenzflächenkräfte [37], so dass hier nur diese Kräfte berücksicht Im reinen EE2F-Modell wird Ms,ÿ auf Null gesetzt. Der Widerstandskoeffizient wird gemäß Schiller und Naumann [136] berechnet, und der virtuelle Massenkraftkoeffizient wird gemäß Refs. [137,138] konstant auf 0,5 gesetzt. Für beide Phasen wird ein separates Turbulenzfeld angewendet, d. h., Bilanzgleichungen für die kinetische Turbulenzenergie *kÿ* und die turbulenzspezifische Dissipation *ÿÿ* werden für beide Phasen gelöst. Beide Phasen teilen sich das gleiche Druckfeld, was bedeutet, dass eine einzige Gemischkontinuitätsgleichung in Form einer Druck-Poisson-Gleichung gelöst wird.

Somit werden im EE2F-Ansatz und auch im H2P-Ansatz (letzterer wird weiter unten vorgestellt) zwei Sätze von Erhaltungsgleichungen gelöst, d. h. ein Satz für jede Phase ÿ. Im VoF-Ansatz wird typischerweise ein einziger Satz von Erhaltungsgleichungen gelöst, der formal durch Summieren der Impulsgleichungen beider Phasen (Gleichung (2)) und Setzen von *ÿ* auf Mischungseigenschaften erhalten wird, wobei ein gemeinsames Geschwindigkeits- und Druckfeld für beide Phasen im gesamten Strömungsbereich angenommen wird. Für Wasser wird eine Massenbilanzgleichung gelöst, während der Volumenanteil der Luftphase mit ÿa = 1 ÿ ÿw berechnet wird. Die Wasser/Luft-Grenzfläche wird durch einen Grenzflächenschärfungsprozess [82] (Grenzflächenkompressionsterm in Gleichung (1)) scharf aufgelöst, der der numerischen Diffusion entgegenwirkt und in Abschnitt 3.2 ausführlicher erläutert wird . Für VoF wird die Oberflächenspannungskraft Ms,ÿ gemäß Brackbill et al. als Kontinuumskraft betrachtet . [139], mit einem konstanten Oberflächenspannungsfaktor zwischen Wasser und Luft von 0,07275 (siehe auch Gleichung (5) in Abschnitt 3.2) und *Mÿ* wird auf Null gesetzt.

Sowohl für das EE2F- als auch das VoF-Verfahren werden beide Phasen als inkompressible Fluide mit einer Dichte von ÿw = 998 kg/m3 und ÿa = 1,185 kg/m3 behandelt , was beispielsweise von Hundshagen et al. [56–58,74,76] begründet wurde. Die Ergebnisse weichen kaum ab, wenn die Luftphase als kompressibel oder inkompressibel behandelt wird , was von Müller et al. [48] für den EE2F-Ansatz gezeigt wurde und auch für die VoF- und H2P-Ansätze angenommen wird. Die Strömung wird als isotherm angenommen, sodass eine konstante Temperatur von 25ÿC gewählt wurde und die Energieerhaltungsgleichung weggelassen wurde . Sowohl das EE2F- als auch das VoF-Verfahren wurden in OpenFOAM in unterschiedlichen Lösern implementiert, die, wo möglich, beispielsweise für Moving-Grid- Funktionen angepasst wurden [74]. Die EE2F- und VoF-Implementierungen basieren auf OpenFOAM Version 6 innerhalb des reagierenden MultiphaseEulerFoam- bzw. InterFoam-Solvers.

### 3.2. Hybrider Zweiphasenansatz (H2P)

Kürzlich haben wir ein verbessertes EE2F-Modell vorgestellt, das die Fähigkeit zur lokalen Phasengrenzflächenauflösung besitzt [76,140], so dass es lokal wie ein VoF-Schema funktioniert. Die Funktionalität dieses Hybridschemas lässt sich am besten durch den Grenzflächenkompressionsterm in Gleichu Um eine Auflösung der Grenzfläche zu ermöglichen, wird nach Wardle und Weller [82] ein Korrekturfluss an der Phasengrenzfläche in Form einer Grenzflächenkompression eingeführt. Dieser Korrekturfluss wird in Gleichung (1) dem Grenzflächenkompressionsterm hinzugefügt, indem die Kompressionsgeschwindigkeit cc und der Volumenanteilsterm *ÿÿ* 1 ÿ *ÿÿ* eingeführt werden . Die Kompressionsgeschwindigkeit cc wirkt der numerischen Diffusion an der Phasengrenzfläche entgegen, um ein Verschmieren der Grenzfläche zu verhindern und eine scharfe Grenzfläche aufrechtzuerhalten . Sie wird mithilfe der Mischfunktion *Cÿ* und der Größe der Mischgeschwindigkeit |cm| geschätzt , was ergibt:

$$\mathbf{cc} = C\ddot{y}\,|\mathbf{cm}|\,\left|\frac{\ddot{y}\ddot{y}}{|\ddot{y}\ddot{y}|}\right| \cdot \qquad (3)$$

Das Verhältnis ÿÿ/|ÿÿ| bewirkt, dass der Grenzflächenkompressionsterm orthogonal zur Phasengrenzfläche wirkt, während *ÿÿ* 1 ÿ *ÿÿ* in Gleichung (1) sicherstellt, dass der Grenzflächenkompressionsterm im Wesentlichen in der Nähe der Phasengrenzfläche wirkt. Die Mischungsgeschwindigkeit cm wird aus einem Volumenanteilsmittel der Wasser- und Luftgeschwindigkeit berechnet. Zur Berechnung von *Cÿ* in Gleichung (3) wird eine von Hänsch et al. [77] ü

$$C\ddot{y} = [\,0{,}5\ \mathbf{tanh(aB(\ddot{y}a}\ \ddot{y}\ \mathbf{amin))} + \mathbf{0{,}5}\,][\,0{,}5\ \mathbf{tanh(aB\,(amax}\ \ddot{y}\ \ddot{y}a)) + \mathbf{0{,}5}\,]. \qquad (4)$$

Machine Translated by Google



Im Grenzfall *Cÿ* = 0 wird die ursprüngliche EE2F-Formulierung beibehalten, während bei *Cÿ* = 1 eine VOF-ähnliche Grenzflächenauflösung angewendet wird. An dieser Stelle ist es wichtig zu erwähnen, dass bei reinen VoF-Schemata, wie in Abschnitt 3.1 beschrieben, keine Mischung für *Cÿ* angewendet wird. Daher wird ein konstanter Wert von *Cÿ* = 1 festgelegt [141]. Ein zweiter Unterschied zwischen reinen VoF- und H2P -Schemata besteht darin, dass bei VoF nur ein Satz von Massen- und Impulsgleichungen gelöst wird, während bei H2P für jede Phase eine Massen- und Impulsgleichung gelöst wi

Die Oberflächenspannungskraft Ms,ÿ in Gleichung (2) wird als Kontinuumskraft betrachtet, nach Brackbill et al. [139] und lautet:

$$\mathbf{Ms,ÿ} = C\ddot{y}\ddot{y}\ddot{y}\ddot{y}\ddot{y}\ddot{y}. \tag{5}$$

Der Oberflächenspannungsfaktor für ein Wasser/Luft-System und die Grenzflächenkrümmung betragen $\frac{\ddot{y}\ddot{y}\ddot{y}}{|\ddot{y}\ddot{y}\ddot{y}|}$ 0,07275 und *ÿÿ* = ÿÿ [82]. Ms,ÿ wird ebenfalls gemäß Gleichung (5) mit *Cÿ* vermischt , so dass die Oberflächenspannungskraft nur in Bereichen aktiv ist, in denen *Cÿ* vom Wert Null abweicht , was bedeutet, dass der Phasengrenzflächen-Auflösung

In der dispergierten Phase (Index *ÿ* = a) sind dispergierte Luftblasen in einer kontinuierlichen Wasserphase (Index *ÿ* = w) vermischt. Die Impulsgleichungen (Gleichung (2)) für jede der beiden Phasen *ÿ* sind durch die Kräfte *Mÿ gekoppelt.* Wie bereits für das EE2F-Modell in Abschnitt 3.1 festgestellt, dominieren die Widerstandskraft Ma,D und die virtuelle Massenkraft Ma,vm alle anderen Grenzflächenkräfte [62], sodass hier nur diese Kräfte berücksichtigt wurden. Während der Ausdruck für Ma,vm an anderer Stelle [76] dargestellt ist , stellen wir für die Widerstandskraft fest:

$$\mathbf{Ma,D} = \frac{3}{4} C\ddot{y} \frac{\ddot{y}w}{dB} \ddot{y}a|CD|cw\ \ddot{y}\ ca|(cw\ \ddot{y}\ ca). \tag{6}$$

dB ist der Blasendurchmesser und wird weiter unten in Abschnitt 3.3 erläutert. In Gleichung (6) wird eine zweite Mischfunktion *Cÿ* verwendet, die aus Ref. [142] übernommen und für den H2P- Löser in Ref. [76] angepasst wurde. *Cÿ* lautet:

$$C\ddot{y} = \min\max\left[\frac{(1\ \ddot{y}\ \ddot{y}a)bmax}{(1\ \ddot{y}\ bmax)\ddot{y}a}, \frac{bmin}{\ddot{y}a}, 1\right]. \tag{7}$$

Diese Widerstandsmischung bewirkt, dass die Widerstandsformulierung nur im dispergierten Teil der Strömung aktiv ist und innerhalb von Luftansammlungen abgeschaltet wird, was der Annahme entspricht , dass innerhalb von Luftansammlungen nur eine kontinuierliche Luftphase vorhanden ist, während kein dispergiertes Wasser in Form von Tropfen vorhanden ist. Wir setzen die Konstant Daher wurde angenommen, dass Luftansammlungen in einem Bereich des Luftvolumenanteils zwischen 0,8 und 1,0 vorhanden sind.

In den Gleichungen (4) und (7) wurden unterschiedliche Mischfunktionen *Cÿ* und *Cÿ* für die Kompression und den Widerstand an der Grenzfläche verwendet. Die jeweilige Funktion und die Konstanten von *Cÿ* und *Cÿ* wurden gewählt und implementiert, um Stabilität für den komplexen Kreiselpumpenfluss zu erreichen . Die Verwendung derselben Mischfunktion für die Kompression und den Widerstand an der Grenzfläche könnte konsistenter sein , wie z. B. von De Santis et al. [73,143] und Ma

Genauer gesagt haben wir zwei verschiedene Mischfunktionen für *Cÿ* und *Cÿ* verwendet, da wir bei der Verwendung von *Cÿ* auch für den Widerstand auf Stabilitätsprobleme gestoßen sind . Dies ist auf das komplexe Gitter und Strömungsfeld der Kreiselpumpe zurückzuführen. Der Einfachheit halber haben wir daher die verteilte Widerstandskraft auf einen niedrigen endlichen Wert begrenzt, indem wir *Cÿ* in Bereichen mit Luftansammlungen auf 10ÿ4 begrenzt haben, d. h. ÿa > 0,8. Eine weitere Optimierung von *Cÿ* und *Cÿ* bleibt zukünftigen Arbeiten vorbehalten.

Das oben beschriebene Hybridmodell wurde in den OpenFOAM- Versionen 6 und 9 als Erweiterung des EE2F-Modells innerhalb des reagierenden MultiphaseEulerFoam- und MultiphaseEulerFoam- Solvers implementiert. Es war das erste Mal, dass es für den Durchfluss von Kreiselpumpen übernommen wurde und bietet sicherlich Potenzial für weitere Verbesserungen. In der Literatur wurden ausgefeiltere hybride Mehrphasenansätze beschrieben, wie der verallgemeinerte Mehrphasenmodellierungsansatz (GEMMA) von De Santis et al. und Colombo et al. [73,143,144] und das hybride Mehrskalenmodell von Meller et al. [79]. Das GEMMA-Modell weicht grundlegend von dem hier beschriebenen ab, indem es eine Grenzflächenwiderstandsformulierung für große

Machine Translated by Google



Skalenschnittstellen, die erstmals von Marschall [75] im Rahmen von EE2F vorgeschlagen wurden. Meller et al. [79] koppelten zwei kontinuierliche Phasen durch die Anwendung eines Widerstandsmodells von Štrubelj und Tiselj [ 145]. Das GEMMA-Modell führte auch ein Kriterium für die Auflösung der Grenzfläche ein, das erstmals in Ref. [83] beschrieben wurde und auf dem Verhältnis der lokalen Zellgröße Vc zum Sauter -Durchmesser der dispergierten Phase d32 basiert. Der Interphasenkompressionsterm wird aktiviert, wenn das Kriterium d32/Vc > ÿ erfüllt ist. Die Konstante ÿ wird auf einen Wert von zehn gesetzt [73,83,143], was fallabhängig sein kann. Somit weicht das GEMMA-Modell auch dadurch von unserem Ansatz ab, dass es die Tropfengröße in die Formulierung der Mischfunktion einbezieht. Sowohl das GEMMA- Modell als auch der Ansatz von Meller et al. [79] sollten in zukünftigen Studien für den Durchfluss durch Kreiselpumpen getestet werden .

### 3.3. Bevölkerungsbilanzmodell (PBM)

Optische Messdaten von Mansour und Parikh et al. [24–27,69], die in Teil B dieser Übersichtsartikelserie beschrieben werden, deuten auf eine polydisperse Blasengrößenverteilung innerhalb der Pumpe hin, was bedeutet, dass dispergierte Blasen ein Spektrum von Eigenschaften aufweisen. Wie in Abschnitt 2.2 zusammengefasst, haben mehrere Autoren [59–65] eine EE2F-Methode mit einem Populationsbilanzmodell (PBM) [146,147] gekoppelt. Dadurch wird eine zusätzliche Transportgleichung für die spezifische Anzahldichte nB (dB) von Blasen gelöst. Über den Transport von nB(dB) hinaus werden Geburts- und Sterberaten aufgrund von Koaleszenz und Zerfall von Blasen mit Durchmesser dB durch Quell- und Senkenterme behandelt . Wir haben die OpenFOAM-Implementierung des PBM von Lehnigk et al. [148] übernommen und in den dispergierten Teil des hybriden H2P-Lösers integriert. Unter Anwendung des Ansatzes von Kumar & Ramkrishna [149] wird die Populationsbilanzgleichung in Gruppen bestimmter Größe diskretisiert, was zur Klassenmethode von Lo [146] führt, die auch als Multi-Size- Group-Modell (MUSIG) bezeichnet wird [147,150]. Der Koaleszenzkernel von Prince & Blanch [151] und der Aufbrechungskernel von Luo & Svendsen [152] wurden gewählt. Das Koaleszenzmodell wurde nach Liao et al. [153] erweitert, was zu einer Formulierung führte, die der von Stel et al. [61] für die Simulation einer Flüssigkeits-/Gas-Zentrifugalrotorströmung vorgeschlagenen ähnelt. Die Kernel bestehen aus empirischen Parametern, die nicht angepasst, sondern auf den ursprünglichen Werten belassen wurden, die in Refs. [151,152] vorgeschlagen wurden. Aus der resultierenden Blasengrößenverteilung wird ein statistischer Mittelwert in Bezug auf d32 ermittelt und geht in den dispersen Teil des H2P ein, wie beispielsweise in Gleichung (6).

### 3.4. Simulationsmethode

Für unsere CFD-Simulationen der Mehrphasenströmung in Kreiselpumpen oder Pumpenmischern wurden vorzugsweise angepasste Versionen von OpenFOAM als Softwareplattform verw
Die Implementierung verwendete den Pressure Implicit with Splitting of Operators (PISO)-Algorithmus von Jasak [155]. Das PISO-Schema funktioniert wie ein quasi-expliziter Löser und erwies sich als besonders effizient für kleine Zeitschritte, entsprechend einer konvektiven Courant-Friedrich-Lewy-Zahl von nicht mehr als 0,5 [155]. Für größere Zeitschritte wurden nichtlineare Iterationsschleifen und eine Unterrelaxation durchgeführt, was zum gut etablierten PIMPLE-Algorithmus führte, einer Kombination aus PISO und dem Semi-Implicit Pressure Method for Pressure Linked Equations (SIMPLE)-Schema, das in [156] eingeführt wurde. Die Diskretisierung der konvektiven Terme wurde durch Total Variation Diminshing (TVD)-Schemata zweiter Ordnung durchgeführt.
Besondere Sorgfalt wurde bei der Verwendung von Turbulenz-Skalen-auflösenden Modellen wie SAS angewendet . Für eine angemessene Skalenauflösung werden maßgeschneiderte hybride Diskretisierungsschemata verwendet, wie an anderer Stelle beschrieben [76,133].

## 4. Anwendungsbeispiel des hybriden Zweiphasenmodells (H2P) 4.1. Testfall und Simulationsaufbau Eine Forschungspumpe

mit einem halboffenen Laufrad und 2D-Beschaufelung, d. h. sechs zylindrischen (nicht verdrehten) Schaufeln, wurde untersucht. Die Pumpenförderhöhe H = *ÿp/(ÿwg)* + ÿz wurde anhand des statischen Drucks und der Höhendifferenz ÿp bzw. ÿz zwischen Saug- und Druckanschluss ermittelt. Neben den Messungen der Pumpenförderhöhe und der Durchflussrate, die zu Leistungskarten gemäß Abbildung 1 führten, wurde eine Hochgeschwindigkeitsvisualisierung der Zweiphasenströmungsstrukturen mithilfe der Streulichttechnik durchgeführt. Daher wurde die Abbildung

Machine Translated by Google



Um optischen Zugang zu erhalten, wurden Rotor und Gehäuse aus transparentem Acrylglas hergestellt . Die Experimente wurden von Mansour et al. [26,27] bei reduzierter Drehzahl n = 650 1/min durchgeführt , um eine Beschädigung der Acrylkomponenten zu vermeiden. Einzelheiten zu den Experimenten finden Sie an anderer Stelle [24–27,39,56,58,76] sowie im begleitenden experimentellen Teil B dieser Übersichtsartikelserie.

Der Simulationsbereich ist in Abbildung 6a dargestellt. Ziel war eine möglichst realistische Abbildung der realen Geometrie, so dass der Bereich das Laufrad, die Saug- und Druckleitung, das Spiralgehäuse und die Seitenkammer umfasst. Um die Rotor-Stator-Wechselwirkung zu erfassen und etwaige instationäre Effekte zu berücksichtigen, wurden instationäre Pumpensimulationen im absoluten Referenzrahmen und mit bewegtem Laufradnetz durchgeführt und die beliebige Netzschnittstelle von Farrell und Maddison [157] verwendet. Das SAS-Turbulenzmodell, wie in Abschnitt 2.5 beschrieben, wurde angewendet. Geschwindigkeit und Druck wurden als Dirichlet-Randbedingungen am Einlass bzw. Auslass des Berechnungsbereichs vorgegeben. Am Einlass wurden dispergierte Luftblasen angenommen, die in Form einer Dirichlet-Bedingung für *ÿÿ* und dB = 0,5 mm vorgegeben wurden. Die in der Simulation berücksichtigten Betriebspunkte sind oben in Abbildung 1 angegeben. Durch diese Bandbreite an Betriebsbedingungen wurden alle Strömungsbereiche von der Blasenströmung über agglomerierte Bl

Besondere Sorgfalt wurde auf die Erzeugung des Rechengitters verwendet. Durch eine Gitterverfeinerung wurde zunächst die Genauigkeit des Diskretisierungsschemas erhöht. Gleichzeitig wirkte sich die Gitterverfeinerung auch auf die Turbulenz- und Zweiphasenmodelle aus. Einerseits wurde die Auflösungsfähigkeit des SAS auf Turbulenzskalen verbessert, da turbulente Fluktuationen bis zur lokalen Gitterauflösung aufgelöst werden konnten. Andererseits wurden sukzessive feinere Porenstrukturen durch den H2P-Solver aufgelöst, der zu einem VoF-ähnlichen Schema mit Phasengrenzflächenauflösung überging. Eine inhärente Gitterabhängigkeit der Ergebnisse ließ sich daher nicht vermeiden. Darüber hinaus erforderte die komplexe Geometrie von Kreiselpumpen besondere Sorgfalt hinsichtlich der Gitterqualität. Beispielsweise ist die Vernetzung runder Hinterkanten oder enger Spalte in halboffenen Laufrädern besonders anspruch Trotz des erheblichen Aufwands für die Gittererzeugung bevorzugen wir, wo immer möglich, hexaedrische Zellgitter aufgrund ihrer höheren Genauigkeit als beispielsweise dreieckige Zellen. Besonderheiten der Gittererzeugung sind in den Referenzen [56–58,76] beschrieben und werden hier nicht alle wiederholt. Es wurde eine Gitterstudie durchgeführt, und das bevorzugte Rechengitter, dessen Ergebnisse weiter unten vorgestellt werden, hatte etwa 16 Mio. Zellen. Eine gröbere Version des Gitt Optisch erscheinen Glätte und Orthogonalität mangelhaft. Allerdings wurden dimensionslose Gitterqualitätskriterien in Form von maximaler Nichtorthogonalität und minimalem Flächenvolumenverhältnis aus der OpenFOAM-Nomenklatur [155] übernommen und wiesen unter Berücksichtigung der Komplexität der Pumpengeometrie auf eine recht hohe Qualität hin. Es wurde sichergestellt, dass die aus den Simulationsergebnissen gezogenen Schlussfolgerungen nicht du Details zum Simulationsaufbau und zur Netzstudie werden an anderer Stelle vorgestellt [76].

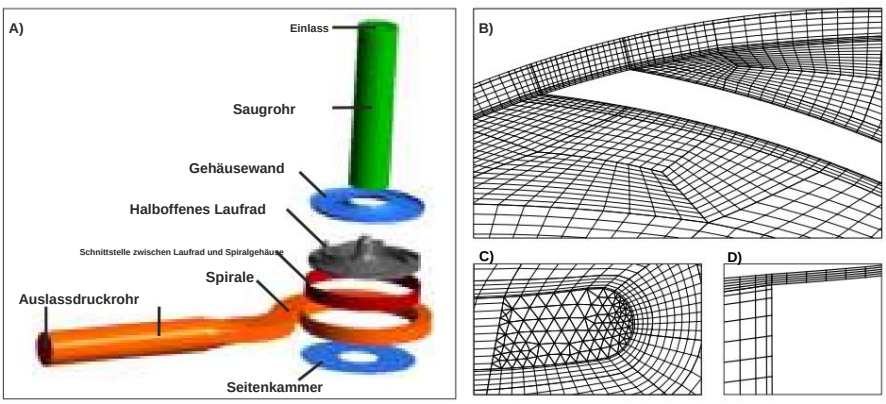



**Abbildung 6. Explosionsansicht des Berechnungsbereichs (a). Detailansicht des Laufradgitters in der Nähe der Schaufelhinterkante in Spannweitenmitte (b), im Spitzenspalt an der Vorderkante aus axialer Blickrichtung (c) und im Spitzenspalt aus radialer Blickrichtung (d).**

Machine Translated by Google



### 4.2. Ausgewählte Ergebnisse

Ausgewählte Ergebnisse, die mit dem H2P-Modell in Kombination mit dem PBM erzielt wurden, werden hier vorgestellt. In Abbildung 7 wird der Pumpendruckabfall durch einen Anstieg des Einlassgasvolumenanteils ÿ gezeigt . Obwohl es noch Unterschiede zum experimentellen Ergebnis gab, wurde der Trend beim ersten Versuch gut erfasst. Dies ist bemerkenswert, da mithilfe eines monodispersen Ansatzes der in der Simulation vorhergesagte Druckpegel durch die vorgegebene Blasengröße dB [56–58] sofort an die experimentellen Daten angepasst werden kann. Tatsächlich ergab für die angewandte Gitterauflösung auch ein Wert von dB = 2,0 mm eine angemessene Druckabfallkurve. Offensichtlich wurde durch die Verwendung des PBM eine angemessene Blasengrößenverteilung erzielt, ohne dass eine Anpassung erforderlich war, die die richtigen Druckabfalleigenschaften beeinträchtigt hätte. Darüber hinaus wurde die Robustheit des Lösers durch das PBM im Vergleich zur Verwendung eines konstanten dB-Werts verbessert, was wir auf die Tatsache zurückführen, dass in Strömungsbereichen mit kleiner Zellgröße die Scherung und damit das Blasenz

Die Luftansammlung wird in Abbildung 8a anhand der ensemblegemittelten experimentellen Ergebnisse einer Graustufenanalyse visualisiert. Mit steigendem ÿ sammelte sich sukzessive Luft an der Schaufelsaugseite, was wiederum einen Druckabfall verursachte. Luftansammlungen waren bei ÿ = 1% weder im Versuchs- noch im Simulationsergebnis zu beobachten. Bei ÿ = 3% begann sich die Luft an der Saugseite der Schaufel zu agglomerieren. Bei ÿ = 4% nahm die Tendenz von Wasser und Luft, sich innerhalb des Schaufelkanals zu trennen, weiter zu. Luftansammlungen bildeten sich an der Schaufelsaugseite nahe der Vorderkante. Interessant ist, dass die Ansammlungen im Simulationsergebnis an jeder zweiten Schaufel zu beobachten waren. Dieses Verhalten spiegelt tatsächlich das alternierende Taschenströmungsregime wider, wie es von Hundshagen et al. [76] ausführlich diskutiert wurde.

Bei ÿ = 5 % lagerten sich die Luftansammlungen an jedem Rotorblatt an und vergrößerten sich, was wiederum gut mit dem experimentell beobachteten Trend übereinstimmte. Zusammenfassend lässt sich sagen, dass die Größe der Luftansammlungen durch die Simulationen gut erfasst wurde, wie in Abbildung Auch hier sei darauf hingewiesen, dass sich diese Ansammlungen ohne weitere Anpassung der Simulationsparameter, beispielsweise hinsichtlich der Koaleszenz- und Zerfallsparameter, entwicke

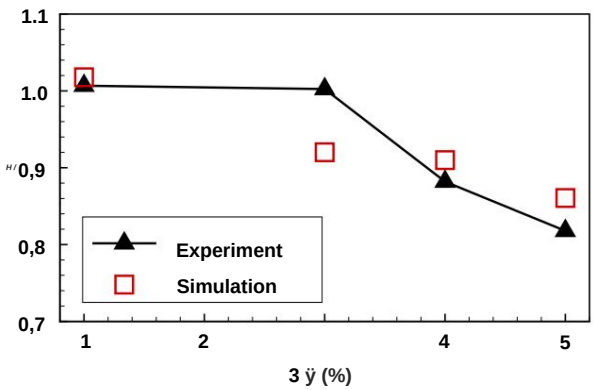



Abbildung 7. Normalisierte Pumpenförderhöhe H gegenüber dem Einlassgasvolumenanteil ÿ. Experimentelle Werte stammen von Mansour et al. [27,39].

Somit wurde von ÿ = 1 % bis ÿ = 5 % ein Übergang vom Blasenströmungsregime über das Blasenagglomeratströmungsregime zum Taschenströmungsregime beobachtet. In Abbildung 8c ist die Standardabweichung des Luftvolumenanteils in Bezug auf ÿa,RMS dargestellt. Im Blasenagglomeratströmungsregime für ÿ = 3 % war die Blasenansammlung sehr instationär, da die höchsten ÿa,RMS- Werte in Regionen mit den höchsten ÿa - Werten zu beobachten waren . Im alternierenden Taschenströmungsregime bei ÿ = 4 % war die Lufttasche, die nur an jedem zweiten Blatt anhaftete , entsprechend dem niedrigen ÿa,RMS- Niveau innerhalb der Anhaftungszone stabil. An den anderen Schaufelblättern waren lokale Maxima von ÿa,RMS an derselben Schaufelstelle vorhanden (wie im Strömungsregime mit agglomerierten Blasen an jeder Schaufel), was tatsächlich das instationäre Verhalten des Strömungsregimes mit alternierenden Taschen widerspiegelte. Mit einem steigenden Wert von ÿ von ÿ = 3 % auf ÿ = 5 % nahmen die Werte von ÿa,RMS im Bereich der Luftansamm

Machine Translated by Google



was bedeutete, dass die Ansammlungen immer stabiler wurden. Die höchsten Werte von ÿa,RMS waren im Gefolge der Akkumulationen vorhanden, was der experimentelle Beobachtungen eines instationären Nachlaufs und unterstrich den Nutzen der Verwendung eines maßstabsauflösendes Turbulenzmodell.

In Abbildung 9a ist der mittlere Sauterdurchmesser d32 der Blasen dargestellt. Er beträgt wiederum aus den Simulationsergebnissen in Spannweitenmitte ausgewertet. Ein Vergleich mit Abbildung 8b zeigt dass die Lage großer Blasendurchmesser mit Luftansammlungszonen korrelierte, die bedeutete, dass sich bevorzugt große Blasen ansammelten. Ein genauerer Blick auf die Koaleszenz Das Kernelergebnis (hier nicht gezeigt) zeigte eine hohe Kernelaktivität in diesen Regionen, so dass ein Es war ein selbstverstärkender Effekt vorhanden, der zu einem verstärkten Wachstum der Akkumulation führte. Ein Blick bei der Mischfunktion *Cÿ* gemäß Gleichung (7), die in Abbildung 9b dargestellt ist, durch eine Isofläche *Cÿ* = 0,8 zeigte, dass der H2P-Solver in einem VoF-ähnlichen Modus arbeitete in die Akkumulationsbereiche. Es ist wichtig darauf hinzuweisen, dass durch den Übergang des Lösers in Richtung VoF innerhalb der Ansammlungszonen, die disperse Natur der Mischung hatte lokal verblasste, und die physikalische Bedeutung von dB und damit von d32 degenerierte. Tatsächlich ist der Durchmesser zu einer rein numerischen Variable mit abnehmender Rückkopplung zum lokalen Fluss mutiert Lösung. Es ist interessant festzustellen, dass keine besonderen Mittel angewendet werden mussten, um den Solver zu verbessern Stabilität in diesen Strömungssituationen. Somit wurden die Luftansammlungen in einer vernünftigen durch eine Kombination aus einem EE2F- und VoF-Ansatz im Hinblick auf den H2P-Solver.

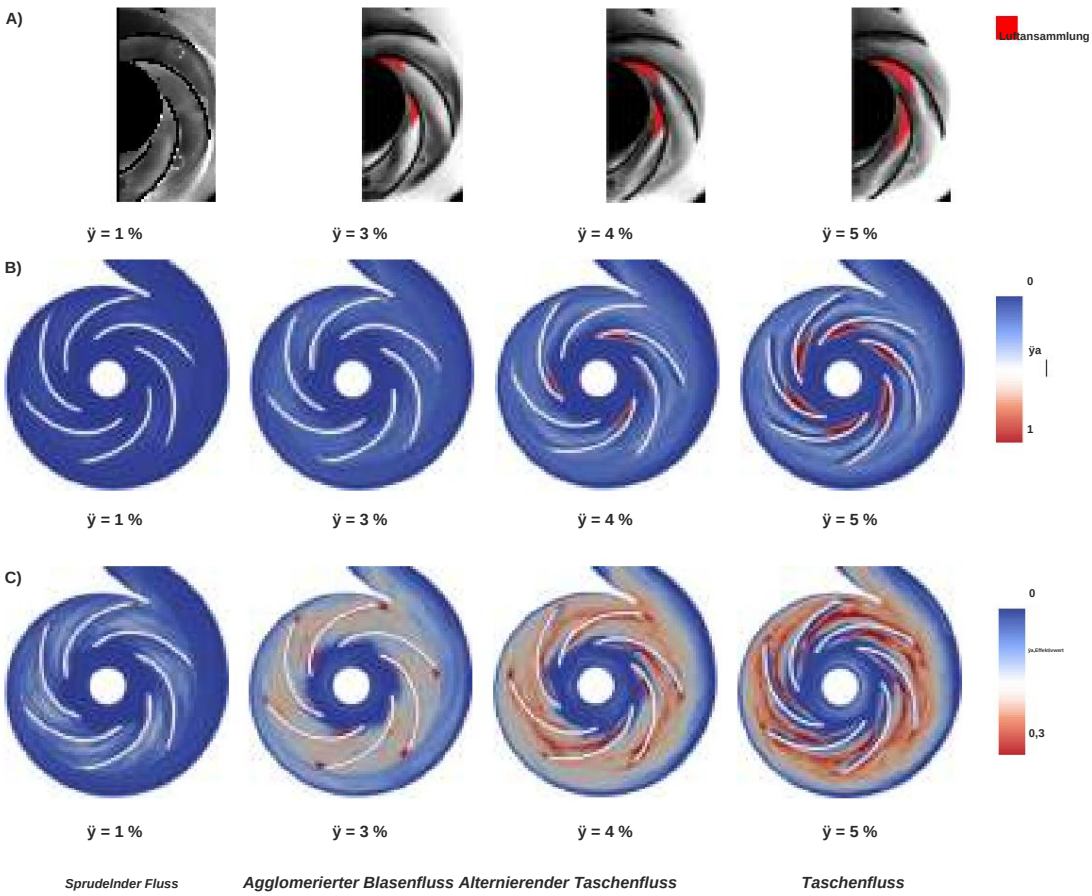



**Abbildung 8. Luftverteilung im Laufrad: Ensemble-gemittelte experimentelle Ergebnisse einer Graustufen-Analyse (a). Zeitlich gemittelter Luftvolumenanteil in Laufradmitte (b) und dessen Standardabweichung (c), aus Simulationsergebnissen gewonnen.**

Machine Translated by Google



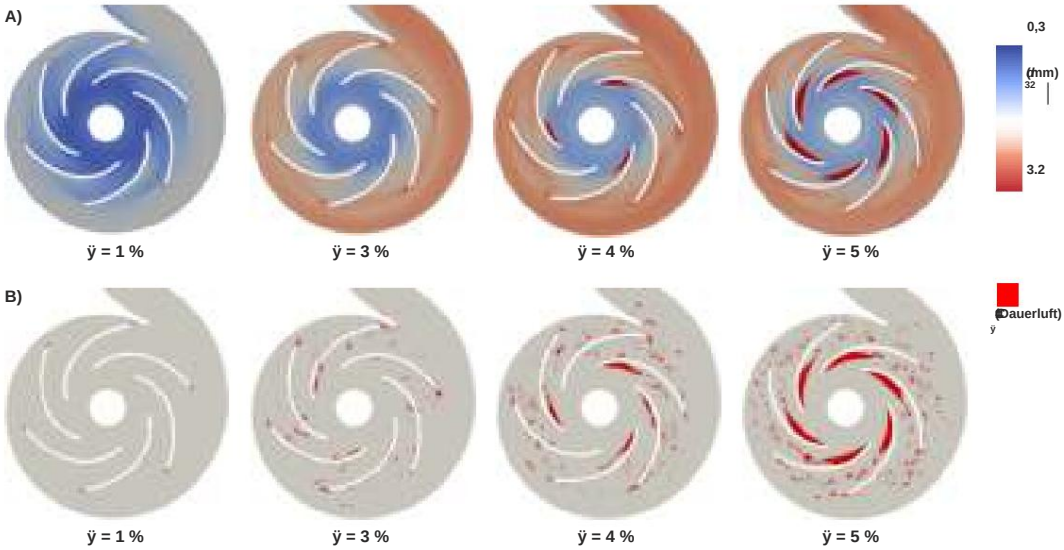



**Abbildung 9. Konturdiagramme in Laufradmitte für den zeitlich gemittelten Sauter-Durchmesser d32 (a) und Isoflächen mit einem Mischfunktionsschwellenwert *Cÿ* = 1,0 (b).**

**5. Schlussfolgerungen**

**Wir haben auf die Grenzen der jüngsten Ansätze zur 3D-Simulation von Flüssigkeits-/ Gasströmungen in Kreiselpumpen hingewiesen . Einerseits ist die Auflösung aller Phasengrenzflächen durch Volume-of-Fluid (VoF) Methoden sind nicht durchführbar, so dass diese Art von Ansatz beschränkt ist auf die Auflösung großer kohärenter Luftansammlungen. Andererseits ist die Euler–Euler Two-Fluid (EE2F) Modelle behandeln verstreute Blasen auf einer Subgrid-Ebene. Inspiriert von CFD-Ansätzen aus chemische und verfahrenstechnische Forschung [73,77–79,82–84,143,144,158,159], eine hybride Methode (H2P) wird vorgeschlagen, das auf einem EE2F-Schema in den meisten Bereichen des Strömungsfeldes basiert, und geht zu einer VoF-ähnlichen Auflösung über, wenn Luftansammlungen erkannt werden. Der H2P ist kombiniert mit einem Populationsbilanzmodell (PBM) zur Erfassung der Blasengrößenverteilung in Strömungsbereiche mit verstreuten Blasen, d.ÿh. dort, wo das H2P im reinen EE2F-Modus arbeitet. Es zeigte sich, dass Koaleszenzaktivitäten mit Luftansammlungen korrelieren, was bedeutet, dass In Ansammlungszonen wachsen Blasen durch Koaleszenz, was zu großen Lufteinschlüssen führt. Bei diesem Ansatz wurde der Übergang von der Blasenströmung zur Taschenströmung im Experimente konnten erstmals in 3D-Strömungssimulationen reproduziert werden. Die Bedeutung eines skalenauflösenden Turbulenzverfahrens zur Erfassung instationärer Wirbelschleppen hinter der Luft Taschen wurde gezeigt. Trotz dieser recht vielversprechenden ersten Anwendung des H2P-Schemas auf Kreiselpumpen [76] und eher allgemeine Diffusorströmungen [140], Verbesserungen, zum Beispiel in Bezug auf Mischfunktionen, werden für zukünftige Arbeiten vorgeschlagen. Das PBM, insbesondere die Aufbruchs- und Koaleszenzkerne, wurden bisher einfach von völlig verschiedene Anwendungen, wie Blasensäulen, und sollte für Kreiselpumpen zugeschnitten sein Flow-Anwendungen in der Zukunft. In zukünftigen Studien sollte auch untersucht werden, ob die H2P Die Methode konvergiert tatsächlich zu einer VoF-Lösung mit übermäßiger Gitterverfeinerung.**

**Autorenbeiträge: Konzeptualisierung, MH und RS; Methodik, MH und RS; Software, MH; Untersuchung, MH und RS; Schreiben – Vorbereitung des Originalentwurfs, MH und RS; Schreiben – Überprüfung und Bearbeitung, MH und RS; Überwachung, RS; Mittelbeschaffung, RS Alle Autoren haben gelesen und stimmte der veröffentlichten Version des Manuskripts zu.**

**Förderung: Das Forschungsprojekt wurde im Rahmen der Industriellen Gemeinschaftsforschung durchgeführt. (IGF-Nr. 20638 BG). Es wurde gefördert vom Bundesministerium für Wirtschaft und Klimaschutz (BMWK) durch die AiF (Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen eV), basierend auf einem Beschluss des Deutschen Bundestages. Simulationen von Abschnitt 4 wurden durchgeführt mit Rechenressourcen, die von der RWTH Aachen im Rahmen des Projektes bund0013 bewilligt wurden.**

**Danksagung: Wir danken Michael Mansour und Dominique Thévenin (Universität Magdeburg „Otto-von-Güricke“) für die Bereitstellung der Messdaten der Forschungspumpe. Wir**

Machine Translated by Google



**Wir danken Christian Hasse und Bich-Diep Nguyen (TU Darmstadt) für ihre wertvolle Beitrag zur Entwicklung des Hybridsolvers.**

**Interessenkonflikte: Die Autoren erklären, dass keine Interessenkonflikte vorliegen.**

## Nomenklatur und Abkürzungen

**In diesem Manuskript wird die folgende Nomenklatur verwendet:**

**Römische Figuren**

| | | |
|---|---|---|
| **a(min,max,B)** | **Modellkonstanten für** *Cÿ* | **(-)** |
| **b(min,max)** | **Modellkonstanten für** *Cÿ* | **(-)** |
| **C** | **Geschwindigkeitsvektor** | **(MS)** |
| *Cÿ* **und** *Cÿ* | **Mischfunktionen** | **(-)** |
| **CD** | **Luftwiderstandsbeiwert** | **(-)** |
| **Cp** | **Druckinkrementkoeffizient** | **(-)** |
| **D** | **Durchmesser** | **(M)** |
| **d32** | **Mittlerer Sauterdurchmesser** | **(M)** |
| **H** | **Pumpenkopf** | **(M)** |
| **k** | **Turbulenzkinetische Energie** | **(m2/s2 )** |
| **M** | **Impulsübertragungsbedingungen** | **(kg m/s2 )** |
| **MS** | **Oberflächenspannungskraft** | **(kg m/s2 )** |
| **N** | **Drehzahl** | **(1/s)** |
| **nB** | **Blasenzahldichtefunktion (1/m3 )** | |
| **P** | **Druck** | **(Pa)** |
| **Q** | **Volumenstrom** | **(m3/s)** |
| **R eff** | **Effektiver Spannungstensor** | **(kg m/s2 )** |
| **Vc** | **Zellvolumen** | **(m3 )** |

**Griechische Schriftzeichen**

| | | |
|---|---|---|
| *ÿ* | **Volumenanteil** | **(-)** |
| *ÿ* **ÿt** | **Zeitliche Ableitung** | **(1/s)** |
| ÿ | **Unterschied** | **(-)** |
| *ÿ* | **Einlassgasvolumenanteil** | **(-)** |
| *ÿ* | **Krümmung** | **(1/m)** |
| **ÿg** | **Einlassgasvolumenanteil** | **(-)** |
| Ÿ | **Divergenzoperator** | **(1/m)** |
| *ÿ* | **Spezifische Dissipation** | **(1/s)** |
| *ÿ* | **Durchflusskoeffizient** | **(-)** |
| *ÿ* | **Dichte** | **(kg/m3 )** |
| *ÿ* | **Oberflächenspannungsfaktor** | **(-)** |
| ÿ | **Stufendruckkoeffizient** | **(-)** |
| ÿ | **Konstante** | **(-)** |

**Indizes**

| | |
|---|---|
| **A** | **Luft** |
| **B** | **Blase** |

**Exp Experimentelles Ergebnis**
**m-Mischung**

**opt Optimal**
**RMS-Standardabweichung**

**Sim-Simulationsergebnis**

| | |
|---|---|
| **T** | **Gesamt** |

**w Wasser**

| | |
|---|---|
| *ÿ* | **Beliebige Phase** |

Machine Translated by Google



In diesem Manuskript werden die folgenden Abkürzungen verwendet:

| | |
|---|---|
| 3D | Dreidimensional |
| C1 bis C6 | Operationspunkte in der Studie von Yan et al. [60] |
| CFD | Numerische Strömungsmechanik |
| DES | Freistehende Wirbelsimulation |
| DDES | Verzögertes DES |
| EE2F | Euler–Euler Zwei-Fluid |
| ESP | Elektrische Tauchpumpe |
| GEMMA | Verallgemeinerter Mehrphasenmodellierungsansatz |
| H2P | Hybrid Zweiphasig |
| Hom. | Homogen |
| Inhom. | Inhomogen |
| LES | Large-Eddy-Simulation |
| MUSIG | Mehrgrößengruppe |
| PFANNEN | Teilweise gemittelte Navier–Stokes-Kurve |
| PBM | Modellierung des Bevölkerungsgleichgewichts |
| PIMPLE | Kombination aus PISO- und SIMPLE-Algorithmus |
| PISO | Impliziter Druck bei der Aufteilung von Operatoren |
| PITM | Teilintegriertes Verkehrsmodell |
| SIMPLE | halbimplizite Druckmethode für druckbezogene Gleichungen |
| SAS | Maßstabadaptive Simulation |
| SST | Schubspannungstransport |
| Fernsehdiagnose | Gesamtvariation nimmt ab |
| URANS | Unstationäre Reynolds-gemittelte Navier-Stokes-Kurve |
| VoF | Flüssigkeitsvolumen |

## Verweise


1. Chan, A.; Kawaji, M.; Nakamura, H.; Kukita, Y. Experimentelle Untersuchung der Leistung von Zweiphasenpumpen unter Verwendung eines Reaktorpumpe. Nucl. Eng. Des. 1999, 193, 159–172. [CrossRef]
2. Amoresano, A.; Langella, G.; Niola, V.; Quaremba, G. Erweiterte Bildanalyse der Zweiphasenströmung in einer Kreiselpumpe. Adv. Mech. Ing. 2014, 6. [CrossRef]
3. Cappelino, CA; Roll, DR; Wilson, G. Konstruktionsüberlegungen und Anwendungsrichtlinien für das Pumpen von Flüssigkeiten mit Gas mit einer Kreiselpumpe mit offenem Laufrad. In Proceedings des 9. International Pump User Symposium, Houston, TX, USA, 24.–27. September 2012; S. 51–60. [CrossRef]
4. Monte Verde, W.; Biazussi, JL; Sassim, NA; Bannwart, AC Experimentelle Untersuchung von Gas-Flüssigkeit-Zweiphasenströmungsmustern innerhalb Kreiselpumpen-Laufräder. Exp. Therm. Fluid Sci. 2017, 85, 37–51. [CrossRef]
5. Murakami, M.; Minemura, K. Auswirkungen von Lufteinschlüssen auf die Leistung einer Kreiselpumpe: 1. Bericht, Leistung und Strömungsbedingungen. Bull. JSME 1974, 17, 1047–1055. [CrossRef]
6. Murakami, M.; Minemura, K.; Suehiro, H. Auswirkungen von mitgerissener Luft auf die Leistung von Kreisel- und Axialpumpen. Mem. Fac. Ing. Kyushu Univ. 1971, 124–133.
7. Furukawa, A.; Togoe, T.; Sato, S.; Takamatsu, Y. Grundlegende Untersuchungen an einem Tandemschaufelrad für eine Gas-/Flüssigkeits-Zweiphasenströmung Kreiselpumpe. Mem. Fac. Eng. Kyushu Univ. 1988, 48, 231–240. [CrossRef]
8. Tillack, P. Förderverhalten von Kreiselpumpen bei viskosem, gasbeladenem Fördermedium. Ph.D. Diplomarbeit, Technische Universität Kaiserslautern, Kaiserslautern, Deutschland, 1998.
9. Gülich, JF Kreiselpumpen; Springer: Berlin/Heidelberg, Deutschland, 2010. [CrossRef]
10. Sato, S.; Furukawa, A.; Takamatsu, Y. Luft-Wasser-Zweiphasenströmungsverhalten von Kreiselpumpenlaufrädern mit verschiedenen Schaufeln Winkel. JSME Int. J., Ser. B 1996, 39, 223–229. [CrossRef]
11. Zhu, J.; Zhang, HQ Eine Übersicht über Experimente und Modellierung des Gas-Flüssigkeits-Flusses in elektrischen Tauchpumpen. Energies 2018, 11. [CrossRef]
12. Iben, U.; Wolf, F.; Freudigmann, HA; Fröhlich, J.; Heller, W. Optische Messungen von Gasblasen in Öl hinter einem Kavitations Mikroöffnungsströmung. Exp. Fluids 2015, 56, 114. [CrossRef]
13. Freudigmann, HA; Iben, U.; Pelz, PF Luftfreisetzungsmessungen von V-oil 1404 hinter einer Mikroblende bei gedrosseltem Durchfluss Bedingungen. J. Phys. Conf. Ser. 2015, 656, 12113. [CrossRef]
14. Freudigmann, HA; Dörr, A.; Iben, U.; Pelz, PF Modellierung von durch Kavitation verursachten Luftfreisetzungsphänomenen in Mikroöffnungsströmungen. ASME J. Fluids Eng. 2017, 139, 111301 . [CrossRef]
15. Kowalski, K.; Pollak, S.; Skoda, R.; Hussong, J. Experimentelle Studie zur durch Kavitation verursachten Luftfreisetzung in Öffnungsströmungen. ASME J. Fluids Eng. 2018, 140, 61201. [CrossRef]

Machine Translated by Google



16. Frobenius, M.; Schilling, R.; Friedrichs, J.; Kosyna, G. Numerische und experimentelle Untersuchungen der Kavitationsströmung in einem Kreiselpumpenlaufrad. In Proceedings der 2002 ASME Joint US-European Fluids Engineering Conference, Montreal, QC, Kanada, 14.–18. Juli 2002; Rohatgi, US, Ed.; American Society of Mechanical Engineers: New York, NY, USA, 2002; Seiten 361–368. [Querverweis]
17. Limbach, P.; Kimoto, M.; Deimel, C.; Skoda, R. Numerische 3D-Simulation der Kavitationsströmung in einer Kreiselpumpe mit niedriger spezifischer Drehzahl und Auswertung der Saughöhe. In Proceedings of the ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition, Düsseldorf, Deutschland, 16.–20. Juni 2014. [CrossRef]
18. Limbach, P.; Müller, T.; Blume, M.; Skoda, R. Numerische und experimentelle Untersuchung der Kavitationsströmung in einer Kreiselpumpe mit niedriger spezifischer Drehzahl und Bewertung des Einflusses der Oberflächenrauheit auf die Druckhöhenvorhersage. In Proceedings of the International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics (ISROMAC), Honululu, HI, USA, 10.–15. April 2016.
19. Limbach, P.; Skoda, R. Numerische und experimentelle Analyse der Kavitationsströmung in einer Kreiselpumpe mit niedriger spezifischer Drehzahl und unterschiedlicher Oberflächenrauheit. ASME J. Fluids Eng. 2017, 139, 101201. [CrossRef]
20. Liu, HI; Wang, J.; Wang, Y.; Zhang, H.; Huang, H. Einfluss der empirischen Koeffizienten des Kavitationsmodells auf die Vorhersage von Kavitations Strömung in der Kreiselpumpe. Int. J. Nav. Archit. Ocean Eng. 2014, 6, 119–131. [CrossRef]
21. Shi, W.; Wang, C.; Wang, W.; Pei, B. Numerische Berechnung der Kavitationsdruckpulsation in einer Kreiselpumpe. Adv. Mech. Ing. 2014, 6, 367631. [CrossRef]
22. Zhang, D.; Shi, W.; Pan, D.; Dubuisson, M. Numerische und experimentelle Untersuchung von Wirbelkavitationsmustern an der Düsenspitze und Mechanismen in einer Axialpumpe. ASME J. Fluids Eng. 2015, 137, 121103. [CrossRef]
23. Mousmoulis, G.; Karlsen-Davies, N.; Aggidis, G.; Anagnostopoulos, J.; Papantonis, D. Experimentelle Analyse des Beginns und der Entwicklung von Kavitation in einer Kreiselpumpe. J. Phys. Conf. Ser. 2017, 813, 12044. [CrossRef]
24. Mansour, M.; Wunderlich, B.; Thévenin, D. Einfluss des Spalts an der Düsenspitze und des Inducers auf den Transport von zweiphasigen Luft-Wasser-Strömungen durch Kreiselpumpen. Exp. Therm. Fluid Sci. 2018, 99, 487–509. [CrossRef]
25. Mansour, M.; Wunderlich, B.; Thévenin, D. Experimentelle Untersuchung des zweiphasigen Luft-/Wasserflusses in einer Kreiselpumpe mit geschlossenem oder halboffenem Laufrad. In Proceedings of the ASME Turbo Expo 2018: Turbine Technical Conference and Exposition, Oslo, Norwegen, 11.–15. Juni 2018; The American Society of Mechanical Engineers: New York
26. Mansour, M.; Parikh, T.; Thévenin, D. Einfluss der Form der Hinterkante der Laufradschaufel auf ein- und zweiphasige Luft-Wasser-Strömungen in einer Kreiselpumpe. In Proceedings of the Turbomachinery & Pump Symposia, Houston, TX, USA, 13.–16. Dezember 2020.
27. Mansour, M.; Kopparthy, S.; Thévenin, D. Untersuchungen zum Einfluss der Rotationsgeschwindigkeit auf den Transport von Luft-Wasser-Zweiphasen Strömungen durch Kreiselpumpen. Int. J. Heat Fluid Flow 2022, 94, 108939. [CrossRef]
28. Bieberle, A.; Schäfer, T.; Neumann, M.; Hampel, U. Validierung der hochauflösenden Gammastrahlen-Computertomographie für quantitative Gasgehaltsmessungen in Kreiselpumpen. Meas. Sci. Technol. 2015, 26, 95304. [CrossRef]
29. Schäfer, T.; Bieberle, A.; Neumann, M.; Hampel, U. Anwendung der Gammastrahlen-Computertomographie zur Analyse des Gasrückhalts Verteilungen in Kreiselpumpen. Flow Meas. Instrum. 2015, 46, 262–267. [CrossRef]
30. Neumann, M.; Schäfer, T.; Bieberle, A.; Hampel, U. Eine experimentelle Untersuchung der Gaseinschlüsse in horizontal und vertikal Installierte Kreiselpumpen. ASME J. Fluids Eng. 2016, 138, 12–19. [CrossRef]
31. Schäfer, T.; Neumann, M.; Bieberle, A.; Hampel, U. Experimentelle Untersuchungen an einer herkömmlichen Kreiselpumpe unter Gaseinschlussbedingungen. Nucl. Eng. Des. 2017, 316, 1–8. [CrossRef]
32. Schäfer, T.; Neumann-Kipping, M.; Bieberle, A.; Bieberle, M.; Hampel, U. Ultraschnelle Röntgen-Computertomographie zur hydrodynamischen Untersuchung von Gas-Flüssigkeit-Zweiphasenströmungen in Kreiselpumpen. ASME J. Fluids Eng. 2020, 142, 41502. [Querverweis]
33. Gambao, J.; Prado, MG Visualisierungsstudie des Leistungsabfalls bei der Zweiphasenleistung einer elektrischen Tauchpumpe . In Proceedings des 26. International Pump User Symposiums, Houston, TX, USA, 26.–28. September 2010. [Querverweis]
34. Barrios, L.; Prado, MG Experimentelle Visualisierung einer Zweiphasenströmung innerhalb einer elektrischen Tauchpumpenstufe. J. Energy Resour. Technol. 2011, 133, 42901. [CrossRef]
35. Trevisan, FE; Prado, M. Experimentelle Untersuchung des viskosen Effekts auf Zweiphasenströmungsmuster und die hydraulische Leistung elektrischer Tauchpumpen. J. Can. Pet. Technol. 2011, 50, 45–52. [CrossRef]
36. Shao, C.; Li, C.; Zhou, J. Experimentelle Untersuchung von Strömungsmustern und externer Leistung einer Kreiselpumpe, die zweiphasige Gas-Flüssigkeitsgemische transportiert. Int. J. Heat Fluid Flow 2018, 71, 460–469. [CrossRef]
37. Stel, H.; Ofuchi, EM; Alves, RF; Chiva, S.; Morales, REM Experimentelle Analyse von Gas-Flüssigkeits-Strömungen in einem Zentrifugalrotor. ASME J. Fluids Eng. 2020, 142, 31101. [CrossRef]
38. Zhao, L.; Chang, Z.; Zhang, Z.; Huang, R.; He, D. Visualisierung des Gas-Flüssigkeits-Strömungsmusters in einem Kreiselpumpenlaufrad und sein Einfluss auf die Pumpenleistung. Meas. Sensors 2021, 13, 100033. [CrossRef]
39. Mansour, M.; Parikh, T.; Thévenin, D. Einfluss der Schaufelteilung und Schaufelzahl eines Pumpeninducers auf die Ein- und Zweiphasenströmungsleistung . In Proceedings of the ASME Turbo Expo 2020; Band 9: Öl- und Gasanwendungen; Organic Rankine Cycle Power Systems; Dampfturbine; The American Society of Mechanical Engineers: New York, NY, USA, 2020. [CrossRef]
40. Si, Q.; Bois, G.; Zhang, K.; Yuan, J. Experimentelle und numerische Analyse der Luft-Wasser-Zweiphasenströmung in einer Kreiselpumpe mit niedriger spezifischer Drehzahl. In Proceedings der 12. European Turbomachinery Conference on Turbomachinery Fluid Dynamics & Thermodynamics, Stockholm, Schweden, 3.–7. April 2017. [CrossRef]

Machine Translated by Google




41. Si, Q.; Bois, G.; Jiang, Q.; He, W.; Ali, A.; Yuan, S. Untersuchung der Handhabungsfähigkeit von Kreiselpumpen unter Luft-Wasser-Bedingungen Zweiphaseneinfluss: Modell- und experimentelle Validierung. Energies 2018, 11, 48. [CrossRef]
42. Si, Q.; Bois, G.; Liao, M.; Zhang, H.; Cui, Q.; Yuan, S. Eine vergleichende Studie über Kreiselpumpendesigns und Zweiphasenströmung Charakteristik unter Einlassgaseinschlussbedingungen. Energies 2020, 13, 65. [CrossRef]
43. Si, Q.; Liao, M.; Fan, M.; Yuan, S.; Cui, Q.; Bois, G. Experimentelle Untersuchung des Strömungsverhaltens von Kreiselpumpen mit nicht ummanteltem Laufrad unter Bedingungen der Lufteinströmung am Einlass. In Proceedings der 14. Europäischen Turbomaschinenkonferenz zu Turbomaschinen- Fluiddynamik und -Thermodynamik, Danzig, Polen, 12.–16. April 2021.
44. Liao, M.; Si, Q.; Fan, M.; Wang, P.; Liu, Z.; Yuan, S.; Cui, Q.; Bois, G. Experimentelle Untersuchung des Strömungsverhaltens von Kreiselpumpen mit nicht ummanteltem Laufrad unter Bedingungen der Lufteinschlüsse am Einlass. Int. J. Turbomach. Propuls. Power 2021, 6, 31. [CrossRef]
45. Wan, Y.; Peters, N. Skalierung der Sprühpenetration mit Verdunstung. Atomiz. Spr. 1999, 9, 111–132. [CrossRef]
46. Pak, ET; Lee, JC Leistungs- und Druckverteilungsänderungen in einer Kreiselpumpe unter Zweiphasenströmung. Proc. Inst. Mech. Eng. A: J. Power Energy 1998, 212, 165–171. [CrossRef]
47. Minemura, K.; Uchiyama, T. Vorhersage der Pumpenleistung bei Luft-Wasser-Zweiphasenströmung basierend auf einem Blasenströmungsmodell. ASME J. Fluids Eng. 1993, 115, 781–783. [CrossRef]
48. Müller, T.; Limbach, P.; Skoda, R. Numerische 3D-RANS-Simulation der Gas-Flüssigkeitsströmung in einer Kreiselpumpe mit einem Euler-Euler- Zweiphasenmodell und einer dispergierten Phasenverteilung. In Proceedings der 11. Europäischen Konferenz für Turbomaschinen- Fluiddynamik und -Thermodynamik, Madrid, Spanien, 23.–27. März 2015.
49. Minemura, K.; Uchiyama, T. Dreidimensionale Berechnung der Luft-Wasser-Zweiphasenströmung im Laufrad einer Kreiselpumpe über ein Blasenströmungsmodell. ASME J. Fluids Eng. 1993, 115, 766–771. [CrossRef]
50. Caridad, J.; Asuaje, M.; Kenyery, F.; Tremante, A.; Aguillon, O. Charakterisierung eines Kreiselpumpenlaufrads im Zweiphasenbetrieb Strömungsbedingungen. J. Pet. Sci. Eng. 2008, 63, 18–22. [CrossRef]
51. Yu, ZY; Zhang, QZ; Huang, R.; Cao, SL Numerische Analyse des Gas-Flüssigkeits-Mischtransportprozesses in einem mehrphasigen rotodynamischen Pumpe. IOP Conf. Ser. Earth Environ. Sci. 2012, 15, 32062. [CrossRef]
52. Müller, T.; Limbach, P.; Skoda, R. Einfluss von Geometrievereinfachungen und numerischen Parametern in 3D URANS Flüssigkeits-Gas- Strömungssimulationen einer Radialpumpe mit einem eulerschen monodispersen Zweiphasenmodell. In Proceedings of the International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics (ISROMAC), Honululu, HI, USA, 10.–15. April 2016.
53. Wang, B.; Zhang, H.; Deng, F.; Wang, C.; Si, Q. Einfluss der Anordnung der kurzen Blattumfangsposition auf Gas-Flüssigkeit Zweiphasenströmungsverhalten einer Kreiselpumpe. Processes 2020, 8, 1317. [CrossRef]
54. Zhou, L.; Han, Y.; Lv, W.; Yang, Y.; Zhu, Y.; Song, X. Numerische Berechnung der Energieeffizienz und der Übergangsmerkmale der Kreiselpumpe unter Gas-Flüssigkeit-Zweiphasenbedingungen. Micromachines 2020, 11, 728. [CrossRef]
55. Zhong, G.; Shao, C.; Cheng, W.; Zhao, Z. Numerische Simulation und experimentelle Untersuchung der zweiphasigen instationären Strömung von Gas und Flüssigkeit in einer Kreiselpumpe während des Übergangsprozesses. Proc. Inst. Mech. Eng. C: J. Mech. Eng. Sci. 2022, 236, 2224–2241. [CrossRef]
56. Hundshagen, M.; Mansour, M.; Thévenin, D.; Skoda, R. Numerische Untersuchung der zweiphasigen Luft-Wasser-Strömung in einer Kreiselpumpe mit geschlossenem oder halboffenem Laufrad. In Proceedings der 13. European Turbomachinery Conference on Turbomachinery Fluid Dynamics & Thermodynamics, Lausanne, Schweiz, 8.–12. April 2019. [CrossRef]
57. Hundshagen, M.; Mansour, M.; Thévenin, D.; Skoda, R. Experimentelle Untersuchung und 3D-CFD-Simulation von Kreiselpumpen für gashaltige Flüssigkeiten mit geschlossenen und halboffenen Laufrädern. In Proceedings der 4. International Rotating Equipment Conference, Wiesbaden, Deutschland, 24.–25. September 2019.
58. Hundshagen, M.; Mansour, M.; Thévenin, D.; Skoda, R. 3D-Simulation von gasbeladenen Flüssigkeitsströmen in Kreiselpumpen und der Bewertung von Zwei-Fluid-CFD-Methoden. Exp. Comput. Multiph. Flow 2021, 3, 186–207. [CrossRef]
59. He, D.; Ge, Z.; Bai, B.; Guo, P.; Luo, X. Gas-Flüssigkeits-Zweiphasenleistung einer Kreiselpumpe unter Blaseneinströmung basierend auf dem Kopplungsmodell Computational Fluid Dynamics–Population Balance Model. ASME J. Fluids Eng. 2020, 142, 81402. [CrossRef]
60. Yan, S.; Sun, S.; Luo, X.; Chen, S.; Li, C.; Feng, J. Numerische Untersuchung der Blasenverteilung einer mehrstufigen Kreiselpumpe Pumpe basierend auf einem Populationsbilanzmodell. Energies 2020, 13, 908. [CrossRef]
61. Stel, H.; Ofuchi, EM; Chiva, S.; Morales, RE Numerische Simulation von Gas-Flüssigkeits-Strömungen in einem Zentrifugalrotor. Chem. Eng. Sci. 2020, 221, 115692. [CrossRef]
62. Stel, H.; Ofuchi, EM; Chiva, S.; Morales, REM Numerische Bewertung der Leistungseigenschaften und der Zweiphasenströmungsdynamik eines unter Gaseinschlussbedingungen betriebenen Zentrifugalrotors. Exp. Comput. Multiph. Flow 2021, 17, 221–240. [Querverweis]
63. Zhang, F.; Zhu, L.; Chen, K.; Yan, W.; Appiah, D.; Hu, B. Numerische Simulation der Gas-Flüssigkeits-Zweiphasenströmungseigenschaften einer Kreiselpumpe basierend auf CFD-PBM. Mathematics 2020, 8, 769. [CrossRef]
64. Chen, Y.; Patil, A.; Chen, Y.; Bai, C.; Wang, Y.; Morrison, G. Numerische Untersuchung der Degradation des ersten Phasenkopfes in einem elektrischen Tauchpumpe mit Populationsbilanzmodell. J. Energy Resour. Technol. 2019, 141. [CrossRef]
65. Si, Q.; Asad, A.; Wang, B.; Wang, P.; Bois, G.; Jianping, Y.; Kubar, AA Numerische Untersuchung der Gas-Flüssigkeit-Zweiphasenströmungscharakteristik einer mehrstufigen elektrischen Tauchpumpe unter Verwendung eines neuartigen Multiple-Size Group (MUSIG)-Modells. Phys. Fluids 2022, 34, 063311. [CrossRef]
66. Mansour, M.; Kováts, P.; Wunderlich, B.; Thévenin, D. Experimentelle Untersuchungen einer zweiphasigen Gas/Flüssigkeitsströmung in einem divergierenden horizontaler Kanal. Exp. Therm. Fluid Sci. 2018, 93, 210–217. [CrossRef]

Machine Translated by Google




67. Kopparthy, S.; Mansour, M.; Janiga, G.; Thévenin, D. Numerische Untersuchungen turbulenter Einphasen- und Zweiphasenströmungen in einem Diffusor. Int. J. Multiphase Flow 2020, 130, 103333. [CrossRef]
68. Parikh, T.; Mansour, M.; Thévenin, D. Maximierung der Leistung von Pumpeninduktoren durch CFD-basierte Mehrzieloptimierung . Struct. Multidisc. Optim. 2022, 65, 9. [CrossRef]
69. Parikh, T.; Mansour, M.; Thévenin, D. Untersuchungen zum Einfluss von Spaltweite und Inducer auf den Luft-Wasser-Transport Zweiphasenströmung durch Kreiselpumpen. Chem. Eng. Sci. 2020, 218, 115554. [CrossRef]
70. Pineda, H.; Biazussi, J.; López, F.; Oliveira, B.; Carvalho, RD; Bannwart, AC; Ratkovich, N. Phasenverteilungsanalyse im Einlass einer elektrischen Tauchpumpe (ESP), die einen Wasser-Luft-Zweiphasenfluss handhabt, unter Verwendung von Computational Fluid Dynamics (CFD). J. Pet. Sci. Eng. 2016, 139, 49–61. [CrossRef]
71. Zhu, J.; Zhu, H.; Zhang, J.; Zhang, HQ Eine numerische Studie über Strömungsmuster in einer elektrischen Tauchpumpe (ESP) und Vergleich mit Visualisierungsexperimenten. J. Pet. Sci. Eng. 2019, 173, 339–350. [CrossRef]
72. Mansour, M.; Parikh, T.; Engel, S.; Thévenin, D. Numerische Untersuchungen der Gas-/Flüssigkeits-Zweiphasenströmung in einem Pumpeninduktor. ASME J. Fluids Eng. 2020, 142, 21302. [CrossRef]
73. de Santis, A.; Colombo, M.; Hanson, BC; Fairweather, M. Ein verallgemeinerter Mehrphasenmodellierungsansatz für mehrskalige Strömungen. 2021, 436, 110321. [CrossRef]
74. Hundshagen, M.; Rave, K.; Mansour, M.; Thévenin, D.; Skoda, R. Bewertung mehrphasiger CFD-Methoden für gasbeladene Flüssigkeitsströme in Kreiselpumpen mit besonderem Schwerpunkt auf der Änderung der Strömungsmorphologie. In Proceedings der 14. European Turbomachinery Conference on Turbomachinery Fluid Dynamics & Thermodynamics, Danzig, Polen, 12.–16. April 2021. [CrossRef]
75. Marschall, H. Auf dem Weg zur numerischen Simulation mehrskaliger Zweiphasenströmungen. Ph.D. Diplomarbeit, Technische Universität München, München, Deutschland, 2011.
76. Hundshagen, M.; Rave, K.; Nguyen, BD; Popp, S.; Hasse, C.; Mansour, M.; Thévenin, D.; Skoda, R. Zweiphasenströmungssimulationen des Flüssigkeits-/Gastransports in Radialkreiselpumpen mit besonderem Schwerpunkt auf dem Übergang von Blasen zu anhaftenden Gasansammlungen . ASME J. Fluids Eng. 2022, 144, 101202. [CrossRef]
77. Hänsch, S.; Lucas, D.; Krepper, E.; Höhne, T. Ein Mehrfeld-Zweifluid-Konzept für Übergänge zwischen unterschiedlichen Skalen von Grenzflächenstrukturen . Int. J. Multiphase Flow 2012, 47, 171–182. [CrossRef]
78. Hänsch, S.; Lucas, D.; Höhne, T.; Krepper, E. Anwendung eines neuen Konzepts für mehrskalige Grenzflächenstrukturen auf den Dammbruch Fall mit einem Hindernis. Nucl. Eng. Des. 2014, 279, 171–181. [CrossRef]
79. Meller, R.; Schlegel, F.; Lucas, D. Grundlegende Überprüfung eines numerischen Rahmens, angewendet auf ein morphologieadaptives Mehrfeld Zwei-Fluid-Modell unter Berücksichtigung von Blasenbewegungen. Int. J. Numer. Meth. Fluids 2021, 93, 748–773. [CrossRef]
80. Yin, J.; Zhang, T.; Krull, B.; Meller, R.; Schlegel, F.; Lucas, D.; Wang, D.; Liao, Y. Ein CFD-Ansatz für den Strömungsregimeübergang in ein Gas-Flüssigkeits-Abscheider mit Flügelzellen. Int. J. Multiphase Flow 2023, 159, 104320. [CrossRef]
81. Frederix, E.; Dovizio, D.; Mathur, A.; Komen, E. All-Regime-Zweiphasenströmungsmodellierung unter Verwendung einer neuartigen Vier-Feld-Grenzfläche Simulationsansatz. Int. J. Multiphase Flow 2021, 145. [CrossRef]
82. Wardle, KE; Weller, HG Hybrider mehrphasiger CFD-Solver für gekoppelte dispergierte/getrennte Strömungen bei der Flüssig-Flüssig-Extraktion. Int. J. Chem. Eng. 2013, 2013, 128936. [CrossRef]
83. Shonibare, OY; Wardle, KE Numerische Untersuchung eines vertikalen Tauchstrahls mit einem hybriden Multifluid-VOF-Mehrphasen-CFD- Solver. Int. J. Chem. Eng. 2015, 2015, 925639. [CrossRef]
84. Mathur, A.; Dovizio, D.; Frederix, E.; Komen, E. Ein hybrider Dispersed-Large Interface Solver für die mehrskalige Zweiphasenströmungsmodellierung . Nucl. Eng. Des. 2019, 344, 69–82. [CrossRef]
85. Byskov, RK; Jacobsen, CB; Pedersen, N. Strömung in einem Kreiselpumpenlaufrad unter Design- und Off-Design-Bedingungen – Teil II: Large Eddy Simulationen. ASME J. Fluids Eng. 2003, 125, 73–83. [CrossRef]
86. Kato, C.; Mukai, H.; Manabe, A. Large-Eddy-Simulation einer instationären Strömung in einer Mischströmungspumpe. Int. J. Rotating Mach. 2003, 9, 345–351. [CrossRef]
87. Tang, X.; Wang, F.; Wu, Y. Eine verbesserte Großwirbelsimulation von Zweiphasenströmungen in einem Pumpenlaufrad. Acta Mech. Sin. 2007, 23, 635–643. [CrossRef]
88. Tokyay, TE; Constantinescu, SG Validierung eines Large-Eddy-Simulationsmodells zur Simulation der Strömung in Pumpeneinlässen von realistischen Geometrie. J. Hydraul. Ing. 2006, 132, 1303–1315. .:12(1303). [CrossRef]
89. Zhang, W.; Yu, Y.; Chen, H. Numerische Simulation instationärer Strömung im Laufrad einer Kreiselpumpe unter Off-Design-Bedingungen durch hybride RANS/LES-Ansätze. In High Performance Computing and Applications; Hutchison, D., Kanade, T., Kittler, J., Kleinberg, JM, Mattern, F., Mitchell, JC, Naor, M., Nierstrasz, O., Pandu Rangan, C., Steffen, B., et al., Hrsg.; Springer: Berlin/Heidelberg, Deutschland, 2010; Band 5938, S. 571–578. ._80. [CrossRef]
90. Wang, W.; Wang, Y. Analyse der inneren Strömung in Kreiselpumpen mit niedriger spezifischer Drehzahl basierend auf LES. J. Mech. Sci. Technol. 2013, 27, 1619–1626. [CrossRef]
91. Posa, A.; Lippolis, A.; Verzicco, R.; Balaras, E. Large-Eddy-Simulationen in Mischströmungspumpen unter Verwendung eines Immersed-Boundary Methode. Comput. Fluids 2011, 47, 33–43. [CrossRef]
92. Posa, A.; Lippolis, A.; Balaras, E. Großwirbelsimulation einer Mischströmungspumpe unter Off-Design-Bedingungen. ASME J. Fluids Eng. 2015, 137, 49. [CrossRef]

Machine Translated by Google




93. Si, Q.; Yuan, J.; Yuan, S.; Wang, W.; Zhu, L.; Bois, G. Numerische Untersuchung von Druckschwankungen in Kreiselpumpenspiralen basierend auf dem SAS-Modell und experimenteller Validierung. Adv. Mech. Eng. 2014, 6, 972081. [CrossRef]
94. Cui, B.; Zhang, C.; Zhang, Y.; Zhu, Z. Einfluss des Schnittwinkels der Schaufelhinterkante auf instationäre Strömung in einer Kreiselpumpe Unter Off-Design-Bedingungen. Appl. Sci. 2020, 10, 580. [CrossRef]
95. Shen, JF; Li, YJ; Liu, ZQ; Tang, XL Vorhersage turbulenter Strömung und Druckschwankungen des Laufrads einer Axialpumpe basierend auf LES. IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng. 2013, 52, 032015. [CrossRef]
96. Posa, A.; Lippolis, A.; Balaras, E. Untersuchung von Trennungsphänomenen in einer Radialpumpe bei reduzierter Durchflussrate durch Large-Eddy- Simulation. ASME J. Fluids Eng. 2016, 138, 121101. [CrossRef]
97. Posa, A.; Lippolis, A. Eine LES-Untersuchung der Off-Design-Leistung einer Kreiselpumpe mit Diffusor mit variabler Geometrie. Int. J. Heat Fluid Flow 2018, 70, 299–314. [CrossRef]
98. Posa, A.; Lippolis, A. Einfluss der Arbeitsbedingungen und des Diffusor-Einstellwinkels auf Druckschwankungen in einer Kreiselpumpe. Int. J. Heat Fluid Flow 2019, 75, 44–60. [CrossRef]
99. Posa, A. LES-Untersuchung zur Abhängigkeit des Durchflusses durch eine Kreiselpumpe von der Diffusorgeometrie. Int. J. Heat Fluid Flow 2021, 87, 108750. [CrossRef]
100. Posa, A. LES-Studie zum Einfluss des Diffusor-Einlasswinkels einer Kreiselpumpe auf Druckschwankungen. Int. J. Heat Fluid Flow 2021, 89, 108804. [CrossRef]
101. Kye, B.; Park, K.; Choi, H.; Lee, M.; Kim, JH Strömungseigenschaften in einer Spiralkreiselpumpe mithilfe einer Wirbelstromsimulation. Int. J. Heat Fluid Flow 2018, 72, 52–60. [CrossRef]
102. Pacot, O.; Kato, C.; Guo, Y.; Yamade, Y.; Avellan, F. Large Eddy Simulation des rotierenden Stalls in einer Pumpturbine, die in Pumpbetrieb bei Teillast. ASME J. Fluids Eng. 2016, 138. [CrossRef]
103. Zhang, N.; Liu, X.; Gao, B.; Wang, X.; Xia, B. Auswirkungen der Modifikation des Schaufelhinterkantenprofils auf instationäre Druckpulsationen und Strömungsstrukturen in einer Kreiselpumpe. Int. J. Heat Fluid Flow 2019, 75, 227–238. [CrossRef]
104. Zhang, T.; Wu, D.; Qiu, S.; Zhou, P.; Ren, Y.; Mou, J. LES-Analyse der instationären Strömungseigenschaften einer Kreiselpumpe Laufrad. Fluiddyn. Mater. Prozess. 2022, 18, 1349–1361. [CrossRef]
105. Zhou, P.; Dai, J.; Yan, C.; Zheng, S.; Ye, C.; Zhang, X. Einfluss von Stallzellen auf die Druckfluktuationseigenschaften in einer Kreiselpumpe Pumpe. Symmetry 2019, 11, 1116. [CrossRef]
106. Sorguven, E.; Incir, S.; Highgate, J. Verlustentstehungsmechanismen in einer Kreiselpumpe mithilfe der Large-Eddy-Simulation verstehen. Int. J. Heat Fluid Flow 2022, 96, 108994. [CrossRef]
107. Pope, SB Turbulent Flows; Cambridge University Press: Cambridge, Großbritannien, 2000. [CrossRef]
108. Fröhlich, J.; Mellen, CP; Rodi, W.; Temmermann, L.; Leschziner, MA Hochauflösende Großwirbelsimulation einer abgelösten Strömung in einem Kanal mit periodischen Verengungen in Strömungsrichtung. J. Fluid Mech. 2005, 526, 19–66. [CrossRef]
109. Kim, D.; Choi, H. Immersed Boundary-Methode für die Strömung um einen beliebig bewegten Körper. J. Comp. Phys. 2006, 212, 662–680. [Querverweis]
110. Spalart, PR; Jou, WH; Strelets, M. Kommentare zur Machbarkeit von LES für Flügel und zu einem hybriden RANS/LES-Ansatz. In Advances in DNS/LES; Liu, C., Liu, Z., Sakell, L., Hrsg.; Greyden Press: Columbus, OH, USA, 1997.
111. Spalart, PR Detached-Eddy Simulation. Annu. Rev. Fluid Mech. 2009, 41, 181–202. . [CrossRef]
112. Spalart, PR; Deck, S.; Shur, ML; Squires, KD; Strelets, MK; Travin, A. Eine neue Version der Detached-Eddy-Simulation, Resistant zu mehrdeutigen Gitterdichten. Theoret. Comput. Fluid Dynamics 2006, 20, 181–195. [CrossRef]
113. Speziale, CG Turbulence Modeling for Time-Dependent RANS and VLES: A Review. AIAA J. 1998, 36, 173–184. [CrossRef]
114. Basara, B.; Krajnovic, S.; Girimaji, S.; Pavlovic, Z. Near-Wall-Formulierung der partiell gemittelten Navier-Stokes-Turbulenz Modell. AIAA J. 2011, 49, 2627–2636. [CrossRef]
115. Girimaji, SS Teilweise gemitteltes Navier-Stokes-Modell für Turbulenzen: Ein Reynolds-gemitteltes Navier-Stokes-Modell zur direkten numerischen Simulations-Brückenmethode. J. Appl. Mech. 2006, 73, 413–421. [CrossRef]
116. Chaouat, B.; Schiestel, R. Ein neues teilweise integriertes Transportmodell für Spannungen und Dissipationsraten unterhalb des Gittermaßstabs bei turbulenten Strömungen. Phys. Fluids 2005, 17, 065106. [CrossRef]
117. Xin, T.; Zhili, L.; Meng, Z.; Haotian, Y.; Wei, J.; Yuchuan, W.; Diyi, C. Analyse instationärer Strömungseigenschaften von Kreisel Pumpe unter Teillast basierend auf dem DDES-Turbulenzmodell. Shock Vib. 2021, 2021, 1–11. [CrossRef]
118. Zhang, N.; Liu, X.; Gao, B.; Xia, B. DDES-Analyse der instationären Nachlaufströmung und ihrer Entwicklung einer Kreiselpumpe. Erneuern. Energie 2019, 141, 570–582. [CrossRef]
119. Strelets, M. Simulation von abgelösten Wirbeln bei massiv getrennten Strömungen. In Proceedings des 39. Aerospace Sciences Meeting und Ausstellungsstück; Amerikanisches Institut für Luft- und Raumfahrt: Reston, VA, USA, 2001. [CrossRef]
120. Menter, F.; Carregal Ferreira, J.; Esch, T.; Konno, B. Das SST-Turbulenzmodell mit verbesserter Wandbehandlung zur Vorhersage der Wärmeübertragung in Gasturbinen. In Proceedings des International Gas Turbine Congress, Tokio, Japan, 2.–7. November 2003.
121. Gritskevich, MS; Garbaruk, AV; Schütze, J.; Menter, FR Entwicklung von DDES- und IDDES-Formulierungen für das k-$\omega$ -Scherspannungstransportmodell. Flow Turbul. Combust. 2012, 88, 431–449. [CrossRef]
122. Menter, F.; Hüppe, A.; Matyushenko, A.; Kolmogorov, D. Ein Überblick über hybride RANS-LES-Modelle, die für die industrielle CFD. 2021, 11, 2459. [CrossRef]
123. Rotta, JC Turbulente Strömungen: Eine Einführung in die Theorie und ihre Anwendung; Vieweg+Teubner Verlag: Wiesbaden, Deutschland, 1972; Band 15. [CrossRef]

Machine Translated by Google




124. Fröhlich, J.; von Terzi, D. Hybride LES/RANS-Methoden zur Simulation turbulenter Strömungen. Prog. Aerosp. Sci. 2008, 44, 349–377. [Querverweis]
125. Jakirlić, S.; Bopp, M.; Chang, CY; Köhler, F.; Krumbein, B.; Kutej, L.; Kütemeier, D.; Maden, I.; Maduta, R.; Ullrich, M.; et al. RANS-basierte Subskalenmodellierung in wirbelauflösenden Simulationsmethoden. ERCOFTAC Bull. 2019, 121, 5–16.
126. Egorov, Y.; Menter, F. Entwicklung und Anwendung des SST-SAS-Turbulenzmodells im DESIDER-Projekt. In Fortschritte bei der hybriden RANS-LES-Modellierung; Peng, SH, Haase, W., Hrsg.; Springer: Berlin/Heidelberg, Deutschland, 2008; Band 97, S. 261–270. [Querverweis]
127. Menter, F. Zweigleichungs-Wirbelviskositäts-Turbulenzmodelle für technische Anwendungen. AIAA J. 1994, 32, 1598–1605. [CrossRef]
128. Menter, F.; Egorov, Y. Die skalenadaptive Simulationsmethode zur Vorhersage instationärer turbulenter Strömungen. Teil 1: Theorie und Modellbeschreibung. Flow Turbul. Combust. 2010, 85, 113–138. [CrossRef]
129. Lucius, A.; Brenner, G. Instationäre CFD-Simulationen einer Pumpe unter Teillastbedingungen mittels skalenadaptiver Simulation. Int. J. Heat Fluid Flow 2010, 31, 1113–1118. [CrossRef]
130. Schiffer-Rosenberger, J.; Bodner, C.; Jaberg, H. Leistungsanalyse einer Einschaufel-Laufradpumpe basierend auf instationärer 3D-numerischer Simulation. In Proceedings der 3. International Rotating Equipment Conference, Düsseldorf, Deutschland, 14.–15. September 2016; S. 193–203.
131. Pavesi, G.; Dazin, A.; Cavazzini, G.; Caignaert, G.; Bois, G.; Ardizzon, G. Experimentelle und numerische Untersuchung der ungezwungenen Instabilität in einem schaufellosen Radialdiffusor. In Proceedings der 9. Europäischen Konferenz für Turbomaschinen-Fluiddynamik und -Thermodynamik, Istanbul, Türkei, 21.–25. März 2011.
132. Zhao, X.; Luo, Y.; Wang, Z.; Xiao, Y.; Avellan, F. Instationäre Strömung Numerische Simulationen zur internen Energiedissipation für eine Niederdruck-Kreiselpumpe im Teillastbetrieb. Energies 2019, 12, 13. [CrossRef]
133. Hundshagen, M.; Casimir, N.; Pesch, A.; Falsafi, S.; Skoda, R. Bewertung skalenadaptiver Turbulenzmodelle für Spiralgehäuse Kreiselpumpen im Teillastbetrieb. Int. J. Heat Fluid Flow 2020, 85, 108621. [CrossRef]
134. Rave, K.; Lehmenkühler, M.; Wirz, D.; Bart, HJ; Skoda, R. 3D-Strömungssimulation eines Rührkessels mit Prallwänden zur Bewertung von Geometrievereinfachungen und eines skalenadaptiven Turbulenzmodells. Chem. Eng. Sci. 2021, 231, 116262. [CrossRef]
135. Müller, T.; Limbach, P.; Skoda, R. 3D-Flüssigkeits-Gas-Strömungssimulationen einer Radialpumpe mit einem eulerschen monodispersen Zweiphasenmodell . In Proceedings der 3. International Rotating Equipment Conference, Düsseldorf, Deutschland, 14.–15. September 2016.
136. Schiller, L.; Naumann, A. Über die grundlegenden Berechnungen bei Schwerkraftaufbereitung. Z. Des Vereines Dtsch. Ingenieure 1933, 77, 318–320.
137. Auton, TR; Hunt, JCR; Prud'Homme, M. Die auf einen Körper in einer nichtviskosen, instationären, ungleichförmigen Rotationsströmung ausgeübte Kraft. J. Fluid Mech. 1988, 197, 241–257. [CrossRef]
138. Rzehak, R.; Krepper, E.; Liao, Y.; Ziegenhein, T.; Kriebitzsch, S.; Lucas, D. Basismodell zur Simulation sprudelnder Strömungen. Chem. Eng. Technol. 2015, 38, 1972–1978. [CrossRef]
139. Brackbill, J.; Kothe, D.; Zemach, C. Eine Kontinuumsmethode zur Modellierung der Oberflächenspannung. J. Comput. Phys. 1992, 100, 335–354. [Querverweis]
140. Nguyen, BD; Popp, S.; Hundshagen, M.; Skoda, R.; Mansour, M.; Thévenin, D.; Hasse, C. Large Eddy Simulationen turbulenter Gas-Flüssigkeitsströmungen in einem divergierenden horizontalen Kanal unter Verwendung eines hybriden Mehrphasenansatzes. ASME J. Fluids Eng. 2023, 145, 31501. [CrossRef]
141. Blume, M.; Schwarz, P.; Rusche, H.; Weiß, L.; Wensing, M.; Skoda, R. 3D-Simulation turbulenter und kavitierender Strömung zur Analyse primärer Zerfallsmechanismen in realistischen Dieseleinspritzprozessen. Atomiz. Spr. 2019, 29, 861–893. [CrossRef]
142. Ansys Inc. ANSYS CFX-Solver Theory Guide, Release 18.0; ANSYS, Inc.: Canonsburg, PA, USA, 2017.
143. De Santis, A.; Hanson, BC; Fairweather, M. Hydrodynamik von ringförmigen Zentrifugalkontaktoren: Eine CFD-Analyse unter Verwendung eines neuartigen Ansatzes zur Modellierung von Mehrphasenströmungen. Chem. Eng. Sci. 2021, 242, 116729. [CrossRef]
144. Colombo, M.; de Santis, A.; Hanson, BC; Fairweather, M. Vorhersage horizontaler Gas-Flüssigkeits-Strömungsregime mit ein All-Flow-Regime-Multifluid-Modell. Processes 2022, 10, 920. [CrossRef]
145. Štrubelj, L.; Tiselj, I. Zwei-Fluid-Modell mit Schnittstellenschärfung. Int. J. Numer. Meth. Eng. 2011, 85, 575–590. [CrossRef]
146. Lo, S. Anwendung des MUSIG-Modells auf Blasenströmungen. In Proceedings of the AEAT-1096, AEA Technology, Carlsbad, CA, USA, Juni 1996.
147. Krepper, E.; Frank, T.; Lucas, D.; Prasser, HM; Zwart, P. Inhomogenes MUSIG-Modell – Ein Populationsbilanzansatz für polydisperse Blasenströmungen. In Proceedings der 6. Internationalen Konferenz für Mehrphasenströmungen, Leipzig, Deutschland, 9.–13. Juli 2007.
148. Lehnigk, R.; Bainbridge, W.; Liao, Y.; Lucas, D.; Niemi, T.; Peltola, J.; Schlegel, F. Eine Open-Source-Modellierung des Bevölkerungsgleichgewichts Rahmenwerk zur Simulation polydisperser Mehrphasenströmungen. AIChE J. 2022, 68, e17539. [CrossRef]
149. Kumar, S.; Ramkrishna, D. Zur Lösung von Populationsbilanzgleichungen durch Diskretisierung – I. Eine Technik mit festem Pivot. Chem. Eng. Sci. 1996, 51, 1311–1332. [CrossRef]
150. Krepper, E.; Lucas, D.; Frank, T.; Prasser, HM; Zwart, PJ Das inhomogene MUSIG-Modell zur Simulation polydisperser Strömungen. Nucl. Eng. Des. 2008, 238, 1690–1702. [CrossRef]
151. Prince, MJ; Blanch, HW Blasenkoaleszenz und -zerfall in luftdurchströmten Blasensäulen. AIChE J. 1990, 36, 1485–1499. [Querverweis]

Machine Translated by Google



152. Luo, H.; Svendsen, HF Theoretisches Modell für Tropfen- und Blasenzerfall in turbulenten Dispersionen. AIChE J. 1996, 42, 1225–1233. [Querverweis]
153. Liao, Y.; Rzehak, R.; Lucas, D.; Krepper, E. Basis-Abschlussmodell für verteilte Blasenströmung: Blasenkoaleszenz und -zerfall. Chem. Eng. Sci. 2015, 122, 336–349. [CrossRef]
154. Rave, K.; Hermes, M.; Wirz, D.; Hundshagen, M.; Friebel, A.; von Harbou, E.; Bart, HJ; Skoda, R. Experimente und vollständig transient gekoppelte CFD-PBM 3D-Strömungssimulationen von disperser Flüssigkeit-Flüssigkeit-Strömung in einem Rührbehälter mit Prallblechen. Chem. Eng. Sci. 2022, 253, 117518. [Querverweis]
155. Jasak, H. Fehleranalyse und Schätzung für die Finite-Volumen-Methode mit Anwendungen auf Fluidströmungen. Dissertation, Imperial Hochschule für Wissenschaft, Technologie und Medizin, London, Großbritannien, 1996.
156. Patankar, S.; Spalding, D. Ein Berechnungsverfahren für Wärme-, Massen- und Impulsübertragung in dreidimensionalen parabolischen Strömungen. Int. J. Heat Mass Transfer 1972, 15, 1787–1806. [CrossRef]
157. Farrell, PE; Maddison, JR Konservative Interpolation zwischen Volumennetzen durch lokale Galerkin-Projektion. Rechenmethoden Appl. Mech. Ing. 2011, 200, 89–100. [CrossRef]
158. Cerne, G.; Petelin, S.; Tiselj, I. Kopplung des Interface Tracking und des Zwei-Fluid-Modells zur Simulation inkompressibler Zwei-Phasen-Strömung. J. Comp. Phys. 2001, 171, 776–804. [CrossRef]
159. Noroozi, MM; Maddahian, R.; Ramezani, MH; Ansari, MR Ein LES-ähnliches Multiskalen-Mehrphasenströmungsmodell basierend auf Zerfalls- und Koaleszenzphänomene. J. Appl. Fluid Mech. 2022, 15, 1073–1085. [CrossRef]

Haftungsausschluss/Anmerkung des Herausgebers: Die in allen Veröffentlichungen enthaltenen Aussagen, Meinungen und Daten sind ausschließlich die der einzelnen Autoren und Mitwirkenden und nicht die von MDPI und/oder den Herausgebern. MDPI und/oder die Herausgeber lehnen jegliche Verantwortung für Personen- oder Sachschäden ab, die aus den im Inhalt erwähnten Ideen, Methoden, Anweisungen oder Produkten resultieren.

Machine Translated by Google

Internationale Zeitschrift für
*Turbomaschinen*
*Antrieb und Leistung*

MDPI

Artikel

## Numerische Analyse der Strömung mit Hilfe eines Freiläufers †
# Stromabwärts die Francis-Turbine

**Alin Ilie Bosioc 1,*, Raul-Alexandru Szakal 2, Adrian Stuparu1,* und Romeo Susan-Resiga[1]**

[1] Fakultät für mechanische Maschinen, Ausrüstung und Transport, Politehnica University Timis, Oara, Bv. Mihai Viteazu, Nr. 1, RO-300222 Timis, Oara,
[2] Rumänien Rumänische Akademie – Zweigstelle Timisoara, Bv. Mihai Viteazu, Nr. 24, RO-300223 Timis, Oara, Rumänien * Korrespondenz: alin.bosioc@upt.ro (AIB); adrian.stuparu@upt.ro (AS) † Dieser Artikel wurde in den Proceedings der 18. Konferenz zur Modellierung von Fluidströmungen (CMFF'22), Budapest, Ungarn, 30. August–2. September 2022, veröffentlicht.

**Zusammenfassung:** Die aktuellen Anforderungen der Industrieländer erfordern die Nutzung von so viel erneuerbarer Energie wie möglich. Ein erhebliches Problem bei erneuerbarer Energie ist, dass die erzeugte Leistung schwankt. Derzeit ist die einzige Methode zur Energiekompensation in kürzester Zeit die Verwendung von Wasserkraftwerken. Stattdessen werden Wasserkraftwerke (insbesondere die mit hydraulischen Turbinen mit festen Schaufeln ausgestatteten Anlagen) so ausgelegt, dass sie in der Nähe des optimalen Betriebspunkts mit einer maximalen Abweichung von ±10 % arbeiten. Der Energiemarkt erfordert, dass hydraulische Turbinen in einem zunehmend größeren Bereich zwischen ÿ35 % und 20 % vom optimalen Betriebspunkt arbeiten . Der Betrieb hydraulischer Turbinen weit entfernt vom optimalen Betriebspunkt führt dazu, dass hinter der Turbine eine verlangsamte Wirbelströmung mit hydraulischen Instabilitäten auftritt (in der Literatur als Wirbelseil bekannt). Der Hauptzweck dieses Artikels besteht darin, ein neues Konzept numerisch zu untersuchen, indem ein Freiläufer hinter der Hauptturbine des hydraulischen Laufrads genauer gesagt im Saugrohrkegel verwendet wird. Das Freiläuferkonzept erfordert Rotationen bei der Durchlaufgeschwindigkeit mit verschwindendem mechanischem Drehmoment. Der Hauptzweck besteht darin, den Gesamtdruck und das Moment zwischen der Welle und der Peripherie neu zu verteilen. Darüber hinaus verändert der Freiläuf

**Schlüsselwörter:** Freiläuferkonzept; hydraulische Turbinen; numerische Simulation; Laser-Doppler-Geschwindigkeitsmessungen ; Saugrohrkegel; Validierung; Wirbelseil; Visualisierung; instationärer Druck

check for updates

**Zitat: Bosioc, AI; Szakal, R.-A.; Stuparu, A.; Susan-Resiga, R. Numerische Analyse der Strömung mithilfe eines Freiläufers hinter der Francis-Turbine.** Int. J. Turbomach. Propuls. Power **2023, 8, 14. https://doi.org/10.3390/ijtpp8020014**

**Wissenschaftliche Herausgeber: János Gábor Vad, Csaba Horváth und Tamás Benedek**

**Erhalten: 2. Februar 2023**
**Überarbeitet: 5. April 2023**
**Akzeptiert: 7. April 2023**
**Veröffentlicht: 4. Mai 2023**

**Copyright: © 2023 bei den Autoren. Lizenznehmer MDPI, Basel, Schweiz. Dieser Artikel ist ein Open Access-Artikel, der unter den Bedingungen und Bedingungen der Creative Commons Namensnennungs-Lizenz (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/ ).**

## 1. Einleitung

Die aktuelle Energiekrise verstärkt den Ausbau sauberer, erneuerbarer Energien (Wind- und Solarenergie), was die Einführung in das Stromnetz zu einer stark schwankenden Komponente m Daher werden viele Wasserkraftwerke betrieben, um die Schwankungen der Wind- und Solarenergie auszugleichen. Obwohl sie in einem für Netzdienstleistungen nicht vorgesehenen Zustand (Teillast und Hochlast) betrieben werden, kommt es bei Wasserturbinen zu einem abrupten Rüc Ein Überschuss an Restwirbel wird vom Saugrohr hinter dem Turbinenlaufrad angesaugt [ 1–4]. Wenn die hydraulischen Turbinen außerhalb der Auslegungsbedingungen arbeiten, ist der Restwirbel aus dem Auslasskegel die Folge der Nichtübereinstimmung zwischen der von den Sperrelementen erzeugten Strömung und dem vom Turbinenlaufrad extrahierten Drehimpuls [5]. Generell gelten für alle hydraulischen Turbinen die schlechtesten Betriebsbedingungen, wenn die Maschine mit Teilentladung betrieben wird. Im Teilentladungsmodus führt der vom konischen Diffusor des Saugrohrs angesaugte Restwirbel zur Entwicklung des sogenannten Wirbelseils [6–10]. Normalerweise entwickelt sich das Wirbelseil über die gesamte Länge des Auslasskegels und ist durch eine genau definierte G Nach Ciocan et al. [11] hat die Grundfrequenz Werte zwischen 0,2 und 0,4 der Rotationsfrequenz des Läufers. Die Grundfrequenz wird begleitet

Machine Translated by Google



durch eine Druckamplitude, und der schwankende Druck ist für die starken Vibrationen im Austrittskegel und den nächstgelegenen Komponenten verantwortlich [12–14]. Mit der Entwicklung von hydraulischen Turbinen wurden verschiedene Methoden entwickelt, getestet und implementiert, um den unerwünschten Effekt des Wirbelseils zu mildern. Diese Methoden können in passive (ohne Hilfsenergie erforderlich) und aktive (mit Hilfsenergie und Steuerschleife erforderlich ) Methoden unterteilt werden [15]. Eine der ersten passiven Techniken wurde in den 1980er Jah Später wurden viele andere passive Technologien untersucht, wie zum Beispiel an der Konuswand angebrachte J-Nuten [17], Rippen [18], Laufradkegelverlängerungen [19], eine dem konischen Diffusor nachgeschaltete Membran [20], radial hervorstehende Festkörper [21], die Strömungsrückkopplungsmethode [22] und ein dem Laufrad nachgeschalteter Stator [23] . Aktive Steuerungstechniken wie Luft- oder Wassereinspritzungen durch verschiedene Zonen der hydraulischen Turbine [24–28] und die magnetorheologische Steuerungstechnik [29,30] wurden ebenfalls untersucht. All diese Techniken haben unbestreitbare Vorteile, insbesondere im Teillast- oder Volllastbetrieb, aber in allen Betriebsbereichen einer hydraulischen Maschine haben sie Zusammen mit diesen Steuerungstechniken wurden verschiedene Mess- und Beobachtungssysteme eingesetzt, um die Auswirkungen der Steuerungstechniken auf die im konischen Diffusor auftretenden hydrodynamischen Phänomene zu quantifizieren. Die häufigsten Untersuchungsarten des unter Teillastbedingungen erzeugten hydrodynamischen Strömungsfelds sind Druckmessungen an der Wand des konischen Diffusors und 2D-Laser-Doppler-Velocimetrie-Messungen (LDV). Darüber hinaus wurden Hochgeschwindigkeitskamerabeobachtungen und 2D- oder 3D-Partikelbild-Velocimetrie (PIV) eingesetzt. Das 2D-LDV-System ist eine nichtinvasive Methode, mit der Geschwindigkeitsprofile in konischen Diffusoren gemessen werden können. Dadurch wird ein umfassenderes Bild des gesamten Strömungsfelds erhalten. Im Gegensatz dazu sind die zur Druckmessung verwendeten Instrumente schwierig in die Strömung einzupassen und werden daher häufig an der Wand des konischen Diffusors verwendet [22,31–33].

Die experimentelle Analyse in Kombination mit numerischer Simulation kann ein vollständiges Bild der Strömung der hydraulischen Maschine liefern. Dementsprechend präsentiert und analysiert dieser Artikel die Strömung im konischen Diffusor durch eine Kombination aus experimenteller Untersuchung und numerischer Simulation. Die in diesem Artikel durchgeführten experimentellen Untersuchungen bestehen aus Messungen von Geschwindigkeitsprofilen mit Laser-Doppler-Velocimetrie (LDV) bzw. Druckpulsationen . Die in diesem Artikel durchgeführte numerische Simulation wird zunächst anhand der numerischen Simulation Anhand der experimentellen und numerischen Analyse wird das neue Konzept des Freiläufers analysiert, der hinter dem Hauptläufer montiert ist. Das Konzept wurde von Susan Resiga et al. [5] eingeführt und anschließend auf möglichst einfache Weise (drei gerade Schaufeln) entwickelt und getestet, um die Idee zu beweisen.

## 2. Versuchsaufbau Zur

Analyse der verzögerten Wirbelströmung aus den konischen Diffusoren der hydraulischen Turbinen können Modellturbinen oder Ersatzmodellturbinen verwendet werden. In unserem Fall haben wir uns für ein Ersatzmodell, einen Drallgenerator, entschieden, der in der Lage ist, eine verzögerte Wirbelströmung am Einlass in den konischen Diffusor zu erzeugen, die der Strömung am Auslass einer echten hydraulischen Turbine

Die Drallvorrichtung ist auf einem im Labor entwickelten Versuchsstand montiert, der dazu dient, verschiedene Kontrollmethoden durch Verringerung der mit dem Wirbelstrang verbundenen Strömungsinstabilitäten zu untersuchen. Die Drallvorrichtung , die auf dem Haupthydraulikkreislauf des Versuchsstands montiert ist, besteht aus zwei Hauptkomponenten: dem Drallgenerator und dem Testabschnitt. Der Drallgenerator besteht aus drei Komponenten: der Ogive, dem Stator und dem Hauptlaufrad, die auf einem zylindrischen Plexiglasabschnitt mit einem Innendurchmesser von 0,150 m montiert sind, wie in Abbildung 1 dargestellt. Das Hauptlaufrad und der Stator erzeugen am Einlass des konischen Diffusors eine rotierende Strömung, die der Abwärtsströmung eines Francis-Laufrads ähnelt, das mit einer Durchflussmenge von 70 % des Nenndurchflusses betrieben wird [11].

Machine Translated by Google



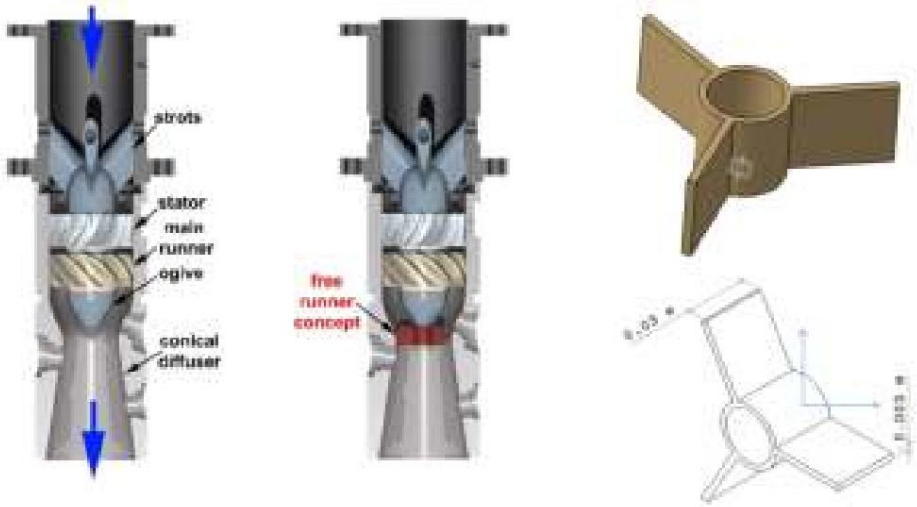



**Abbildung 1. Drallapparatur und Teststrecke aus dem Versuchsaufbau. Die ursprüngliche Konfiguration ( links), die Konfiguration mit dem auf dem Versuchsaufbau umgesetzten Freiläuferkonzept (Mitte) und die Form des Freiläuferkonzepts mit drei Blättern mit Hauptabmessungen (rechts).**

**Hinter dem Hauptläufer wird auf dem Versuchsstand das Freiläuferkonzept montiert wurde, siehe Abbildung 1 (rechts). Das Freiläuferkonzept geht davon aus, dass sich an der Durchgehendgeschwindigkeit mit verschwindendem mechanischem Drehmoment. Der Hauptzweck besteht darin, die Gesamtdruck und Impuls zwischen Welle und Umfang, so dass der Fluss der der Gesamtdruck und der Impuls werden nicht verändert. Außerdem wird der Freiläufer nicht den Betriebspunkt des Hauptlaufrades der hydraulischen Turbine verändern. Die Vorteile der freien Laufradansatz stromabwärts der Hauptlaufturbine sind:**

- **Verringern Sie die Druckpulsationen vom Saugrohrkegel durch Reduzierung des Volumens von das Wirbelseil.**
- **Bietet eine bessere Strömungskonfiguration am Einlass im Saugrohrkegel.**

**Das Freiläuferkonzept wurde erstmals von Susan Resiga et al. [5] vorgestellt. mit der sogenannten Francis-Turbine mit Tandem-Läufern. Ein ähnlicher Ansatz findet sich bei Gokhman [22] mit einem Verspanngerät unterhalb des Francis-Räders. Der Freiläufer Konzept (siehe Skizze in Abbildung 1) hinter der Hauptturbine wird die erforderliche Flexibilität für die Francis-Turbine Regulierung und Vermeidung einer Verschlechterung der hydraulischen Turbine Komponenten.**

**Die Hauptabmessungen der Komponenten des Wirbelapparates sowie die Die Abmessungen des Freiläuferkonzepts sind in Tabelle 1 aufgeführt.**

**Tabelle 1. Hydraulische Parameter für den Prüfstand und die Hauptkomponenten.**

| Parameter | Wert | Einheit |
|---|---|---|
| Nenndurchfluss Qn | 0,03 | [m3/s] |
| Nenndruck am Hauptbehälter | 30.000 | [Pa] |
| Hauptläufer-Drehzahl n | 940 | [U/min] |
| Hauptkufenspitzendurchmesser Dt | 0,150 | [M] |
| Hauptläufer-Nabendurchmesser Dh | 0,06 | [M] |
| Hauptläuferschaufelzahl z | 10 | [-] |
| Freiläufer-Drehzahl nfr | 850 | [U/min] |
| Freier Läuferspitzendurchmesser Dt-fr | 0,100 | [M] |
| Freilauf-Nabendurchmesser Dh-fr | 0,03 | [M] |
| Freie Läuferschaufelnummer zfr | 3 | [-] |

**Gemäß Tabelle 1 betrug der Nenndurchfluss im Haupthydraulikkreis 0,03 m3/s für alle Messungen. Die Geschwindigkeit des Hauptläufers wurde mit dem**

Machine Translated by Google



**vorhandenes Erfassungssystem im Labor, während die Geschwindigkeit des Freiläufers mit Hilfe des Stroboskops ermittelt wurde.**

### 3. Numerischer Aufbau

**Der numerische Bereich wurde vollständig in 3D dargestellt und besteht aus 5,8 Millionen gemischten Zellen. Zunächst wurden die numerischen Ergebnisse ohne Berücksichtigung des Vorhandenseins des Freiläufers erzielt, und nach der Entwicklung des Wirbelseils wurde der Freiläufer mit drei Blättern aktiviert, gemäß Abbildung 2.**

**Abbildung 2. Vollständiger 3D-Bereich: ohne Freerunner (links) und mit Freerunner (rechts).**

**Mithilfe von ANSYS Fluent 2021R1 wurde eine numerische Simulation durchgeführt. Der instationäre Löser wurde zusammen mit dem** verallgemeinerten **k-ÿ- Modell (GEKO) zur Modellierung der Turbulenzparameter eingesetzt. Die Geschwindigkeitskomponenten aus dem Austrittsbereich des Wirbelgenerators, die aus experimentellen Messungen gewonnen wurden , wurden zusammen mit den Turbulenzparametern auf die Einlassgrenze des Bereichs angewendet. Auf die Auslassgrenze wurde die Ausflussbedingung angewendet. Für alle Wandrandbedingungen wurde die Fluent-Standardkonfiguration beibehalten, ohne Gleitscherbedingu**

**Um die Wechselwirkung zwischen dem rotierenden Bereich, der den Freiläufer mit drei Schaufeln enthält, und dem statischen Bereich zu berechnen, wurde die Gleitnetztechnik eingesetzt und zwei Netzschnittstellen mit aktivierter Matching-Option vor und hinter dem Freiläufer definiert. Die dem rotierenden Bereich auferlegte Rotationsgeschwindigkeit betrug 850 U/min, was der freien Bewegung des Läufers entspricht, und wurde experimentell bestimmt.**

**Um das Wirbelseil zu erzeugen, wurde zunächst die Anwesenheit des Freiläufers „versteckt“, indem die Randbedingung an den Blättern als innen definiert und das Volumen auf Wasser eingestellt wu Nachdem das Wirbelseil erzeugt wurde, wurde der Freiläufer durch Auferlegung der Wandrandbedingung auf die Schaufelblätter aktiviert und das Volumen als fest festgelegt.**

**Zur Berechnung der Druck-Geschwindigkeits-Kopplung wurde als Lösungsmethode das SIMPLEC-Verfahren verwendet . Die räumliche Diskretisierung wurde für Druck-, Impuls- und Turbulenzparameter auf Second-Order Upwind und für den Gradienten auf Least Squares Cell Based eing Die vorübergehende Formulierung wurde auf Bounded Second-Order Implicit eingestellt.**

**Der Zeitschritt wurde auf 0,001 s festgelegt, was einer Bewegung des Freiläufers von etwa** 5ÿ entspricht , **und für jeden Zeitschritt wurden 15 Iterationen berücksichtigt. Die numerische Simulation wurde für eine Fließzeit von 4,458 s für den Fall ohne Freiläufer und für eine Fließzeit von 2,505 s für den Fall mit Freiläufer durchgeführt.**

### 4. Validierung der Ergebnisse

**Der erste Schritt bei der Analyse des neuen Konzepts ist die Validierung der aus der 3D-numerischen Simulation gewonnenen Geschwindigkeitsprofile anhand der experimentellen Ergebnisse. Me**

Machine Translated by Google



**wurden im konvergenten Teil des Testabschnitts auf der Untersuchungsachse W0 validiert. Der Vergleich zwischen der experimentellen Analyse und der 3D-numerischen Simulation zeigt, dass die numerischen Ergebnisse sehr gut mit den experimentellen Werten übereinstimmen. Der Vergleich konzentrierte sich auf zwei Geschwindigkeitskomponenten: die Meridionalgeschwindigkeit und die Umfangsgeschwindigkeit . Beachten Sie, dass die experimentellen Geschwindigkeitskomponenten zur Validierung der Ergebnisse der numerischen Simulationen und nicht als Randbedingungen verwendet wurden. In Abbildung 3 (rechts) wird die Länge der Untersuchungsachse W0 (entspricht der X-Achse in Abbildung 3) in dimensionsloser Form dargestellt, unter Berücksichtigung des Referenzradius Rref von der Engstelle (dem Einlass in den konischen Diffusor). Die Geschwindigkeit wird in dimensionsloser Form dargestellt (entspricht der Y-Achse), unter Berücksichtigung der Engstellengesc**

ff

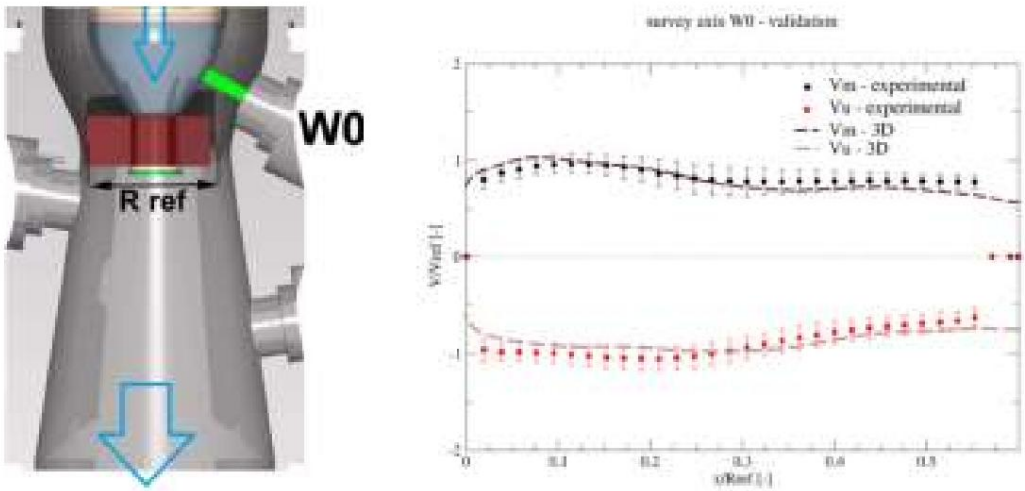



**Abbildung 3. Validierung der experimentell mit dem LDV auf der Vermessungsachse W0 gemessenen Geschwindigkeiten mit den aus der 3D-numerischen Simulation gewonnenen Geschwindigkeitsprofilen.**

**5. Ergebnisse und Analyse**

**Angesichts der guten Validierung der numerischen Untersuchung ist der nächste Schritt die Analyse der Strömung und des Drucks aus der numerischen Simulation für die untersuchten Fälle, ohne und mit Freilauf. Abbildung 4 zeigt die Strömungsbewertung im konischen Diffusor für beide Fälle, wobei die Wirbelseilbildung analysiert wird. Zur Visualisierung des Wirbelseils wurde eine Isofläche mit konstantem Druck (grün) gezeichnet und die Wirbelkerne des tt- Strömungsfelds (rote Kugeln) berechnet und gezeichnet. Die Bilder zeigen, dass das Wirbelseil im konischen Diffusor im Fall ohne Freilauf vorhanden ist (linker Teil ff der Bilder). Es bildet sich in der Nähe der Ogive und setzt sich über 2/3 der Länge des konischen Diffusors fort. Wenn der Freilauf in die Verlängerung der Ogive eingesetzt wird, beginnt das Wirbelseil in Länge und Dicke abzunehmen. Es bildet sich am Ende der Welle des Freilaufs und setzt sich über ungefähr 1/3 der Länge des konischen Diffusors fort. ff**

ff

tt

**Eine weitere Analyse besteht in der Auswertung des instationären Drucks, der 100 mm hinter dem Einlass im konischen Diffusor registriert wird, wie in Abbildung 5 dargestellt. Der instationäre Druck wird aus der numerischen Simulation und nach der Durchführung der FFT registriert. Die Analyse der FFT zeigt die Hauptfrequenz des Wirbelstrangs (14,5 Hz). Im Fall ohne Freiläufer erreicht die maximale Amplitude einen Wert von 2000 Pa. Mit Einführung des Freiläufers erreicht die maximale Amplitude einen Wert von 1500 Pa, was einer Reduzierung um 25 % entspricht. Es sei jedoch darauf hingewiesen, dass in diesem Fall ein einfacher Freiläufer mit nur drei geraden Schaufeln getestet wird.**

Machine Translated by Google



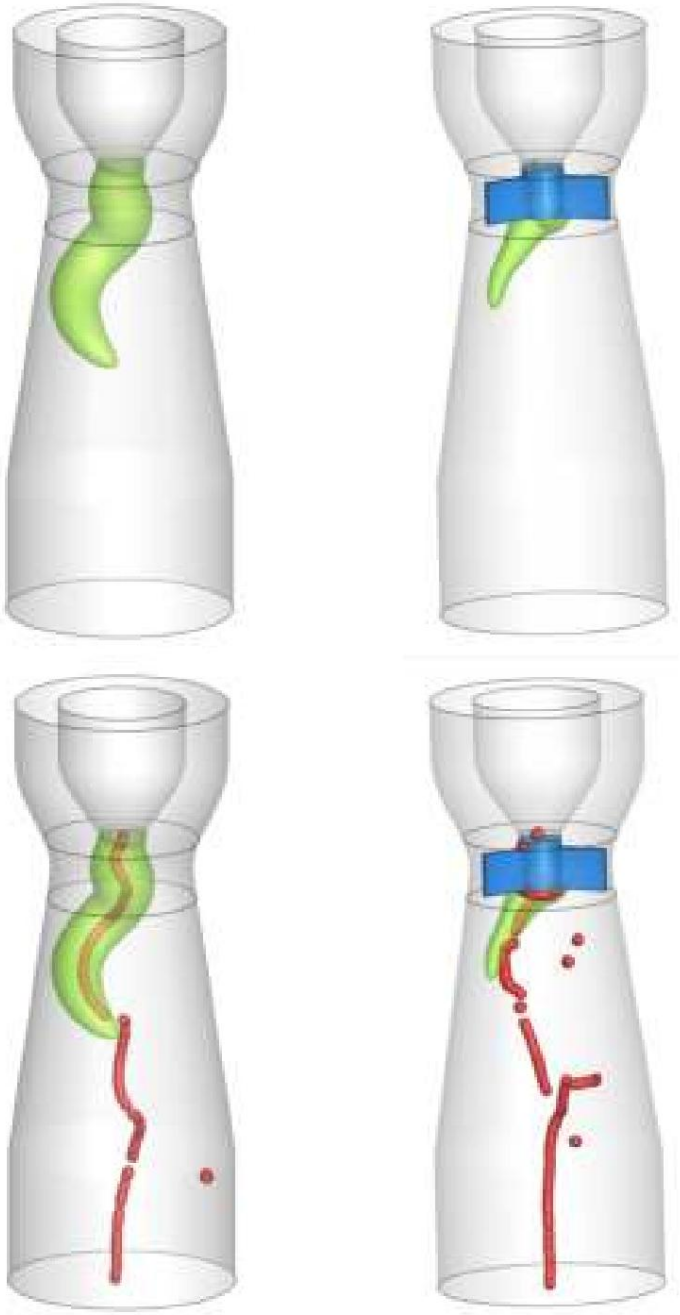
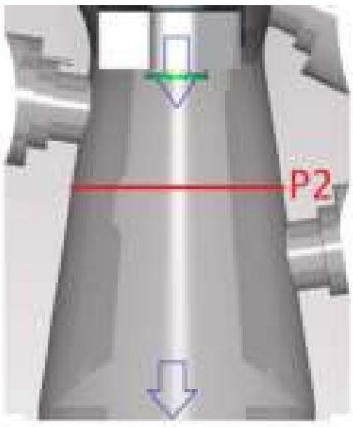


**Abbildung 4. Visualisierung des Wirbelseils für den Fall: ohne und mit Freiläufer.**

**Unter Berücksichtigung einer rechteckigen Form der Freiläuferschaufeln mit einer konstanten Dicke von 3 mm und ohne profilierte Vorder- und Hinterkante wurde eine Auswertung des Gesamtdrucks durchgeführt, um die hydraulischen Verluste zu ermitteln. Im Fall ohne Freiläufer (mit entwickeltem Wirbelstrang) beträgt der Gesamtdruckunterschied zwischen Einlass und Auslass im numerischen Bereich 3695 Pa. Bei Umsetzung des Freiläuferkonzepts (mit verringertem Wirbelstrang) beträgt der Gesamtdruckunterschied 4475 Pa. Daher** erhöhen sich die hydraulischen Verluste um 21 % , **wenn der Freiläufer am Einlass im konischen Diffusor montiert ist . Weitere Forschungen mit profilierten Schaufeln am Freiläufer können** die **hydraulischen Verluste weiter reduzieren. Außerdem verschiebt sich der Mindestdruck von der Ogive des Drallerzeugers (Fall ohne Freiläufer) zum Wellenausgang (Fall mit Freiläufer), was bedeutet, dass weder der Hauptläufer noch der Freiläufer unter Kavitation arbeiten.**

Machine Translated by Google





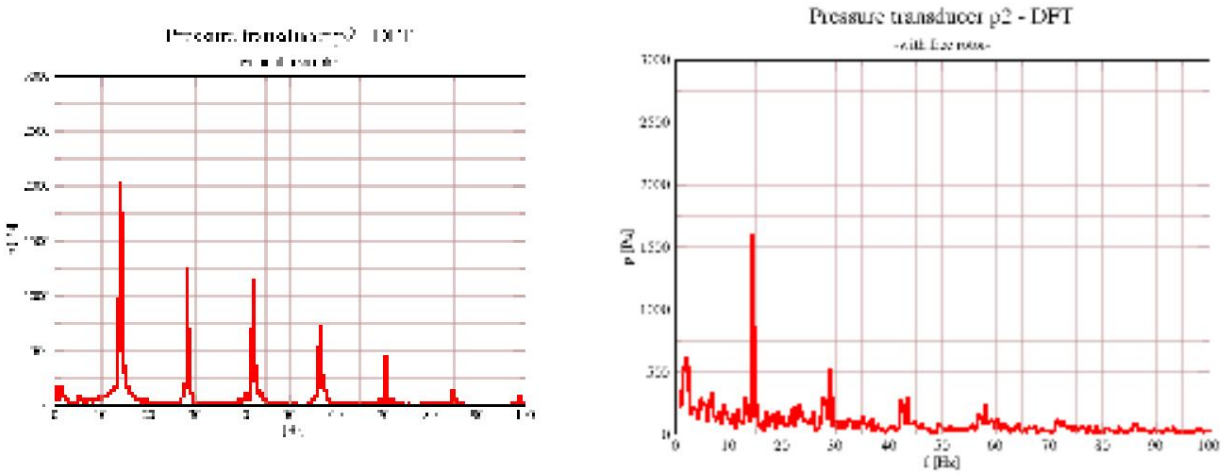




**Abbildung 5. Auswertung der Fourier-Transformation am Punkt P2, 100 mm hinter dem Einlass im konischen Diffusor, für die Fälle ohne und mit Freiläufer aus der numerischen Simulation.**

**6. Schlussfolgerungen**

**In diesem Artikel wird ein neues Konzept zur Verringerung der hydrodynamischen Instabilitäten vorgeschlagen, die im Saugrohrkonus hydraulischer Turbinen entstehen. Das Konzept sieht einen Freiläufer vor (der sich mit der Durchzugsgeschwindigkeit dreht), der stromabwärts des Haupthydraulikläufers angebracht ist .**

**Da es sich um ein neues Konzept handelt, wurde der Freilauf so einfach wie möglich gestaltet und experimentell und numerisch getestet. Das Design des Freilaufs besteht aus drei rechteckigen Metallblechen mit 3 mm Dicke, die auf einer Welle zwischen dem Hauptlauf und dem Einlass im konischen Diffusor montiert sind. Die Ogive, die den Wirbelgenerator verschließt, wurde modifiziert, um den Freilauf zu stützen und ih**

**Die experimentellen Messungen und die numerische Simulation wurden ohne und mit Freiläufer (bei einer Drehzahl von 850 U/min des Freiläufers) durchgeführt. Das Wirbelseil wurde in beiden Fällen anhand der 3D-numerischen Simulation ausgewertet. Es war deutlich zu erkennen, dass sich Länge und Dicke des Wirbelseils verringern, wenn der Fr Diese Schlussfolgerung kann auch durch die Fourieranalyse der instationären Drucksignale unterstützt werden, wenn die Amplitude bei Verwendung des Freiläufers um etwa 2**

**Das in diesem Artikel untersuchte Freilaufkonzept verwendete jedoch einen einfachen Läufer mit nur drei geraden Blättern. Weitere Untersuchungen (ein Freilauf mit mehr Blättern und hydrodynamischer Konstruktion), die derzeit durchgeführt werden, werden bestätigen, dass das neue Konzept die durch das Wirbelseil verursachte Unstetigkeit verringern könnte.**

Machine Translated by Google



**Beiträge der Autoren: Konzeptualisierung, AIB und RS-R.; Methodik, AIB und RS-R.; Software , AS; Validierung, AIB und AS; Untersuchung, AIB und R.-AS; Schreiben – Vorbereitung des Originalentwurfs AIB, R.-AS und AS; Schreiben – Überprüfung und Bearbeitung, AIB, R.-AS und AS. Alle Autoren haben die veröffentlichte Version des Manuskripts gelesen und stimmen ihr zu.**

**Finanzierung: Diese Arbeit wurde durch ein Stipendium des rumänischen Ministeriums für Bildung und Forschung, CNCS-UEFISCDI, Projektnummer PN-III-P1-1.1-TE-2019-1594, im Rahmen von PNCDI III unterstützt. Der zweite Autor dankt der Rumänischen Akademie – Timis, Zweigstelle Oara, für die Unterstützung durch die Forschungsprogramme der Abteilung für Hydrodynamik, Kavitation und magnetische Flüssigkeiten des Zentrums für grundlegende und fortgeschrittene technische Forschung.**

**Erklärung des Institutional Review Board: Nicht zutreffend.**

**Einverständniserklärung: Nicht zutreffend.**

**Datenverfügbarkeitserklärung: Nicht zutreffend.**

**Interessenkonflikte: Die Autoren erklären, dass keine Interessenkonflikte vorliegen.**

## Verweise

1. **Kougias, I.; Aggidis, G.; Avellan, F.; Deniz, S.; Lundin, U.; Moro, A.; Muntean, S.; Novara, D.; Pérez-Díaz, JI; Quaranta, E.; et al. Analyse neuer Technologien im Wasserkraftsektor.** Renew. Sustain. Energy Rev. **2019,** 113, **109257.** [CrossRef]
2. **Iliescu, MS; Ciocan, GD; Avellan, F. Analyse des kavitierenden Saugrohrwirbels in einer Francis-Turbine mittels Particle Image Velocimetry-Messungen in Zweiphasenströmung.** J. Fluid Eng. **2008,** 130, **146–157.** [CrossRef]
3. **Neidhardt, T.; Magnoli, M.; Gummer, J. Hohe Teillastschwankungen in Francis-Turbinen und die Anwendbarkeit von Modelltestdaten.** Hydro **2017,** 2017, **1–10.**
4. **Vu, TC; Retieb, S. Genauigkeitsbewertung aktueller CFD-Tools zur Vorhersage des Wirkungsgrads hydraulischer Turbinen anhand des Hill Chart. In Proceedings des 21. IAHR-Symposiums für hydraulische Maschinen und Systeme, Lausanne, Schweiz, 9.–12. September 2002; S. 93–198.**
5. **Susan-Resiga, R.; Stuparu, A.; Muntean, S. Francis-Turbine mit Tandemläufern: Ein Proof of Concept.** IOP Conf. Ser. Earth Environ. 2019 , 240, **1–8.** [CrossRef]
6. **Kumar, S.; Cervantes, MJ; Gandhi, BK Rotierende Wirbelstrangbildung und -minderung im Saugrohr von Wasserturbinen – Eine Übersicht aus experimenteller Sicht.** Erneuern. Aufrechterhalten. Energy Rev. **2021,** 136, **110354.** [CrossRef]
7. **Mohammadi, M.; Hajidavalloo, E.; Behbahani-Nejad, MJ Untersuchung zur kombinierten Luft- und Wassereinspritzung in Francis-Turbinen Saugrohr zur Reduzierung von Wirbelseilen.** J. Fluid Eng. **2019,** 141, **051301.** [CrossRef]
8. **Pasche, S.; Avellan, F.; Gallaire, F. Teillast-Wirbelseil als globaler instabiler Modus.** J. Fluid Eng. **2017,** 139, **1–12.** [CrossRef] **9. Nicolet, C.; Zobeiri, A.; Maruzewski, P.; Avellan, F. Über das obere Teillastwirbelseil in Francis-Turbinen: Experimentelle Untersuchung.** IOP Conf. Ser. Earth Environ. Sci. **2010,** 12, **012053.** [CrossRef]
10. **Stuparu, A.; Resiga, R. Die komplexe Dynamik des präzedierenden Wirbelseils in einem geraden Diffusor.** IOP Conf. Ser. Earth Environ. Sci. **2016,** 49, **082013.** [CrossRef]
11. **Ciocan, GD; Iliescu, MS; Vu, TC; Nennemann, B.; Avellan, F. Experimentelle Studie und numerische Simulation des FLINDT rotierender Wirbel im Saugrohr.** J. Fluid Eng. **2007,** 129, **146–158.** [CrossRef]
12. **Cassidy, JJ; Falvey, HT Beobachtungen instationärer Strömungen nach Wirbelzerfall.** J. Fluid Mech. **1970,** 41, **727–736.** [Querverweis]
13. **Falvey, HT; Cassidy, JJ Frequenz und Amplitude von Druckstößen, die durch Wirbelströmungen erzeugt werden. In Proceedings of the International Association of Hydraulic Research Symposium on Hydraulic Machinery and System, Stockholm, Schweden, 29. Juni–2. Juli 1970.**
14. **Jacob, T.; Prenat, JE Francis Turbinenstoß: Diskussion und Datenbank. In Proceedings of the Hydraulic Machinery and Cavitation: Proceedings des XVIII IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Cavitation, Valencia, Spanien, 16.–19. September 1996; Seiten 855–864.**
15. **Grein, H. Schwingungsphänomene in Francis-Turbinen: Ihre Ursachen und Vermeidung.** Esccher Wyss News **1981,** 54, **37–42.**
16. **Thicke, RH Praktische Lösungen für Saugrohrinstabilität.** Water Power Dam Constr. **1981,** 33, **31–37.**
17. **Kurokawa, J.; Imamura, H.; Choi, Y.-D. Wirkung der J-Nut auf die Unterdrückung von Wirbelströmungen in einem konischen Diffusor.** J. Fluid Eng. **2010,** 132, **071101.** [CrossRef]
18. **Nishi, M.; Wang, X.; Yoshida, K.; Takahashi, T.; Tsukamoto, T. Eine experimentelle Studie über Rippen und ihre Rolle bei der Kontrolle des Aufschwellens des Saugrohrs. In Proceedings of the Hydraulic Machinery and Cavitation: Proceedings des XVIII IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Cavitation, Valencia, Spanien, 16.–19. September 1996; Seiten 905–914.**
19. **Qian, Z.; Li, W.; Huai, W.-X.; Wu, Y. Der Einfluss des Laufkegeldesigns auf die Druckschwingungseigenschaften in einer Francis-Hydraulikturbine .** Proc. Inst. Mech. Eng. Teil A J. Power Energy **2012,** 226, **137–150.** [CrossRef]
20. **Tÿnasÿ, C.; Bosioc, A.; Muntean, S.; Susan-Resiga, R. Eine neuartige passive Methode zur Steuerung der Wirbelströmung mit Wirbelseilen aus dem konischen Diffusor von hydraulischen Turbinen mit feststehenden Schaufeln.** Appl. Sci. **2019, 9, 4910.** [CrossRef]

Machine Translated by Google




21. **Shiraghaee, S.; Sundström, J.; Raisee, M.; Cervantes, MJ Milderung von Druckpulsationen im Saugrohr durch radiales Vorstehen von Festkörpern in das Strömungsfeld: Eine experimentelle Untersuchung.** IOP Conf. Ser. Earth Environ. Sci. **2021,** 774, **012004. [CrossRef]**
22. **Tanasa, C.; Susan-Resiga, R.; Muntea, S.; Bosioc, AI Flow-Feedback-Methode zur Milderung des Wirbelseils in verzögerten Wirbelströmungen.** J. Fluid Eng. **2013,** 135, **061304. [CrossRef]**
23. **Gokhman, A. Hydraulische Turbine und Notausgangsvorrichtung dafür. US-Patent 6 918 744 B2, 19. Juli 2005.**
24. **Kjeldsen, M.; Olsen, K.; Nielsen, T.; Dahlhaug, O. Wassereinspritzung zur Minderung von Druckpulsationen im Saugrohr. In Proceedings des IAHR International Meeting of WG on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems, Stuttgart, Deutschland, 9.–11. Oktober 2006.**
25. **Adolfsson, S. Erweiterung des Betriebsbereichs durch aktive Strömungssteuerung in Francis-Turbinen. Bachelorarbeit, Umea University, Umea, Schweden, 2014.**
26. **Blommaert, G.; Prenat, J.; Avellan, F.; Boyer, A. Aktive Kontrolle der Betriebsstabilität von Francis-Turbinen. In Proceedings der 3. Gemeinsame ASME/JSME-Konferenz für Fluidtechnik, San Francisco, CA, USA, 18.–23. Juli 1999; S. 1–8.**
27. **Susan-Resiga, R.; Vu, TC; Muntean, S.; Ciocan, GD; Nennemann, B. Jet-Kontrolle des Saugrohrwirbelseils in Francis-Turbinen bei Teilentladung. In Proceedings der 23. IAHR-Symposium-Konferenz, Yokohama, Japan, 17.–21. Oktober 2006; Seiten 67–80.**
28. **Bosioc, AI; Susan-Resiga, R.; Muntean, S.; Tanasa, C. Instationäre Druckanalyse einer Wirbelströmung mit Wirbelseil und Axialströmung Wassereinspritzung in einen Auslasskegel.** J. Fluid Eng. **2012,** 134, **081104. [CrossRef]**
29. **Bosioc, AI; Muntean, S.; Tanasa, C.; Susan-Resiga, R.;** Vékás, **L. Instationäre Druckmessungen einer verzögerten Wirbelströmung in einem Auslasskegel bei niedrigeren Laufradgeschwindigkeiten. In Proceedings of the IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, Montreal, QC, Kanada, 22.–26. September 2014; S. 22.**
30. **Szakal, RA; Doman, A.; Muntean, S. Einfluss des neu geformten Bogens auf das instationäre Druckfeld in einer vereinfachten Geometrie von das Saugrohr.** Energies **2021,** 14, **1393. [CrossRef]**
31. **Kirschner, O.; Ruprecht, A.; Göde, E.; Riedelbauch, S. Experimentelle Untersuchung von Druckschwankungen, die durch ein Wirbelseil in einem Saugrohr verursacht werden. In** IOP Conference Series: Earth and Environmental Science; **IOP Publishing: Bristol, UK, 2012; S. 15.**
32. **Bosioc, AI; Tanasa, C.; Muntean, S.; Susan-Resiga, Verbesserung der HF-Druckrückgewinnung in einem konischen Diffusor mit Wirbelströmung Verwendung von Wasserstrahlinjektion.** Proc. Rom. Acad. Ser. A Math. Phys. Tech. Sci. Inf. Sci. **2010,** 11, **245–252.**
33. **Kirschner, O.; Ruprecht, A.; Göde, E. Experimentelle Untersuchung von Druckpulsationen in einem vereinfachten Saugrohr. In Proceedings des 3. Internationalen IAHR-Treffens der Arbeitsgruppe für Kavitation und dynamische Probleme in hydraulischen Maschinen und Systemen, Brno, Tschechische Republik, 14.–16. Oktober 2009.**
34. **Anton, AA Rekonstruktion eines Raum-Zeit-Fensters in einer transienten Simulation des Bruchs eines Staudamms. In Proceedings des 6. IEEE International Symposium on Applied Computational Intelligence and Informatics (SACI), Timisoara, Rumänien, 19.–21. Mai 2011; S. 335–340.**

35. **Anton, AA Numerische Untersuchung instationärer Strömungen mit OpenFOAM.** Hidraulica **2016, 1, 7–12.**


**Haftungsausschluss/Anmerkung des Herausgebers: Die in allen Veröffentlichungen enthaltenen Aussagen, Meinungen und Daten sind ausschließlich die der einzelnen Autoren und Mitwirkenden und nicht die von MDPI und/oder den Herausgebern. MDPI und/oder die Herausgeber lehnen jegliche Verantwortung für Personen- oder Sachschäden ab, die aus den im Inhalt erwähnten Ideen, Methoden, Anweisungen oder Produkten resultieren.**

Machine Translated by Google

Internationale Zeitschrift für
*Turbomaschinen*
*Antrieb und Leistung*

MDPI

Artikel

# Optimierung, Steuerung und Design beliebig geformter Lüfter-Arrays

**Daniel Conrad *, Jonathan Mayer und Erik Reichert**

**ebmpapst Mulfingen GmbH & Co. KG, 74673 Mulfingen, Deutschland * Korrespondenz: daniel.conrad@de.ebmpapst.com**

**Zusammenfassung: In vielen Klimaanwendungen werden Lüfterarrays aufgrund ihrer Redundanz und Wartungsfreundlichkeit immer beliebter als einzelne große Lüfter. Darüber hinaus besteht die Möglichkeit, die Größe des Arrays dynamisch anzupassen, indem eine bestimmte Anzahl von Lüftern selektiv abgeschaltet wird. In dieser Arbeit wird eine neue Methode zur optimalen Steuerung solcher Lüfterarrays entwickelt, mit dem Ziel, den Gesamtstromverbrauch zu minimieren , d. h. die Systemeffizienz zu maximieren. Der Ansatz ist universell in dem Sinne , dass ein Lüfterarray aus einer beliebigen Anzahl, Größe und Art von Lüftern oder einer Mischung daraus bestehen kann. Wir untersuchen die durch die Anwendung der Methode erreichbaren Stromeinsparungen für ein reales Beispiel. Darüber hinaus geben wir einen Überblick über das optimale Design von Lüfterarrays und zukünftig**

**Schlüsselwörter: Lüfteranordnungen; Optimierung; Effizienzsteigerung; Stromeinsparung; Nachhaltigkeit**

## 1. Einleitung

**Obwohl die aerodynamische Effizienz einzelner Lüfter durch Weiterentwicklungen immer noch steigt, wird die Forschung und Entwicklung im Bereich der Lüftersysteme in Zukunft noch wichtiger werden. Heutzutage werden mittelgroße bis große Lüfter in traditionellen Anwendungen zunehmend durch Lüfterarrays ersetzt, d. h. eine Anzahl von meist kleineren Lüftern, die parallel betrieben werden. Dies hat eine Reihe allgemein anerkannter Vorteile. Ein offensichtlicher Vorteil ist die Redundanz der Lüfter. Wenn ein einzelner Lüfter im Lüfterarray ausfällt, können die verbleibenden Lüfter dies teilweise oder vollständig kompensieren, indem sie ihre Betriebsgeschwindigkeit entsprechend regeln . Damit geht die einfachere Ersetzung kleinerer Lüfter im Vergleich zu einem großen Gerät einher. Andererseits gibt es auch anwendungsspezifische Vorteile. In einer Wärmetauscheranwendung kann beispielsweise gezeigt werden, dass der Einsatz von Lüfterarrays zu einem deutlich geringeren Druckverlust und einer höheren konvektiven Wärmeübertragung führt, da das Strömungsprofil über dem Wärmetauscher gleichmäßiger ist als das ungleichmäßigere Profil, das von einem großen Einzellüfter erzeugt wird [1]. Neben den oben genannten Vorteilen bieten Lüfterarrays zusätzliche Freiheitsgrade [2]. Bei Anwendungen mit variierenden Betriebspunkten können deutliche Verbesserungen der Systemeffizienz und hohe Energieeinsparungen erzielt werden [3].**

**Dies wird dadurch erreicht, dass einige der Lüfter in einem Array selektiv abgeschaltet werden, während der Betrieb der verbleibenden aktiven Lüfter entsprechend gesteuert wird. Zu diesem Zweck schlagen wir eine Methode zur optimalen Steuerung solcher Lüfterarrays** vor **[4]. In unserem Ansatz können die Arrays aus einer beliebigen Anzahl von Lüftern unterschiedlicher Größe und/oder Lüftern mit unterschiedlichen Lüfterkennlinien bestehen .**

**Der Artikel ist wie folgt aufgebaut: Im ersten Abschnitt werden wir die notwendigen physikalischen Größen vorstellen, die beim Betrieb eines Lüfter-Arrays eine Rolle spielen, und unsere Methode zur optimalen Steuerung solcher Arrays herleiten. Im zweiten Abschnitt werden wir die vorgeschlagene Methode auf ein reales Problem anwenden, um die erreichbaren Leistungsverbesserungen des Systems zu demonst Abschließend geben wir einen Überblick über die optimale Gestaltung von Lüfteranordnungen und fassen unsere Ergebnisse zusammen.**

## 2. Beschreibung der

**Methode Ein Lüfterarray der Größe** kmax **wird als** kmax **(nicht notwendigerweise identische) parallel betriebene Lüfter definiert. Das heißt, alle Lüfter im Array liefern den gleichen statis**

check for updates

**Zitat: Conrad, D.; Mayer, J.; Reichert, E. Optimierung, Steuerung und Design beliebig geformter Lüfteranordnungen.** Int. J. Turbomach. Propuls. Power **2023, 8, 12. https://doi.org/ 10.3390/ ijtpp8020012**

**Wissenschaftlicher Redakteur: Thomas Carolus**

**Empfangen: 17. August 2022**
**Überarbeitet: 7. März 2023**
**Akzeptiert: 20. März 2023**
**Veröffentlicht: 6. April 2023**

**Copyright: © 2023 bei den Autoren. Lizenznehmer MDPI, Basel, Schweiz.**

**Dieser Artikel ist ein Open Access-Artikel, der unter den Bedingungen und Bedingungen der Creative Commons Namensnennungs-Lizenz (CC BY-NC-ND) (https:// creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).**

Machine Translated by Google



**Abhängig von ihrer individuellen Drehzahl kann ihr individueller Beitrag zum Gesamtvolumenstrom unterschiedlich sein. Dies ist in Abbildung 1** schematisch **mit vier ebm-papst R3G500 Radialventilatoren in einer 2 × 2-Anordnung dargestellt.**

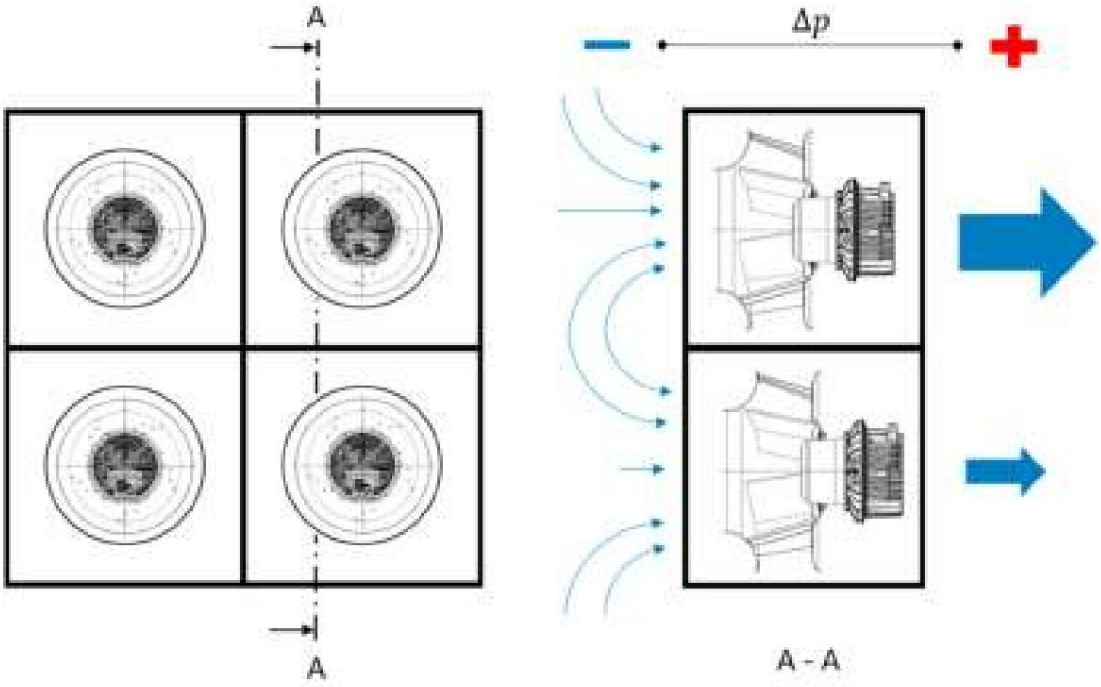



**Abbildung 1. Vier identische Radialventilatoren vom Typ ebmpapst R3G500 in einem 2 × 2-Array-Aufbau.**

**Für die theoretische Herleitung unserer Methode sind nur zwei Voraussetzungen erforderlich: • Es wird angenommen, dass die Geschwindigkeit jedes Lüfters in der Lüfteranordnung bis zu seiner maximalen Drehzahl variabel gesteuert werden kann. • Es wird angenommen, dass in Situationen, in denen die Lüfter ausgeschaltet sind, kein Rückfluss auftritt. In der Realität kann dies beispielsweise durch eine Art Klappe oder Rückschlagklappe erreicht werden. ffi Die dimensionslose Lüfterleistung für jeden einzelnen Lüfter in der Anordnung, gekennzeichnet durch den Index i, ergibt sich aus:**

$$P = \frac{\ddot{y}i \cdot \ddot{y}i}{\ddot{y}i}, \quad (1)$$

**mit der bekannten Druckzahl ÿ, Durchflusszahl ÿ und dem Wirkungsgrad ÿ. Die Dimensionsleistung ergibt sich somit aus:**

$$Pi = P \cdot \frac{\ddot{y}\ \mathbf{4} \cdot D5\mathbf{3} \cdot n_{ich} \cdot \ddot{y}}{ich\ 8}, \quad (2)$$

**mit Durchmesser** D **und Betriebsdrehzahl** n **des i-ten Lüfters im Array und Dichte ÿ.**

### 2.1. Feste Array-Größe mit identischen Lüftern

**Nun betrachten wir das Lüfterarray mit einer festen Anzahl** kmax **und einem festen Lüftertyp. Das heißt, im Folgenden werden die** Di **auf einen konstanten Wert gesetzt und die Betriebsdrehzahlen** ni **werden zu** den einzigen freien Variablen im System. Das Ziel unserer Methode ist es, die optimale Drehzahl **für jeden einzelnen Lüfter zu finden .**

**Die Optimalitätsbedingung für ein Array der Größe** k **und gegebenen Arbeitspunkt** ÿp **und** Qtot **ist die Minimierung des Gesamtstromverbrauchs des Arrays:**

$$\textbf{min: } Pges = \sum_{ich=1}^{k} Pi\ \textbf{(ni),Vorbehaltlich :Qtot} = \sum_{ich=1}^{k} Qi(ni)\ ,$$

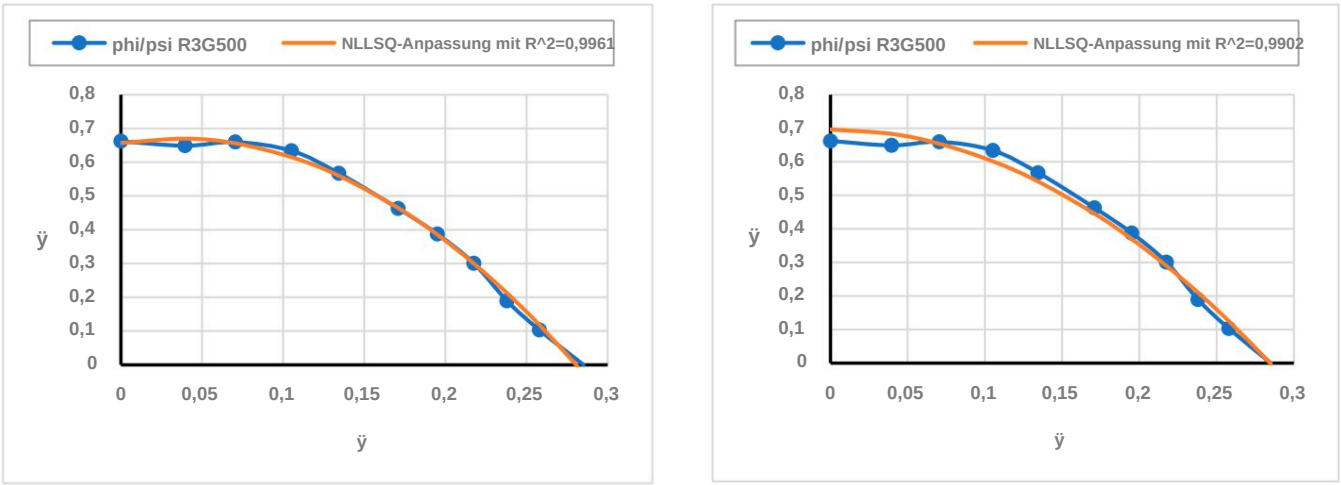
Machine Translated by Google



**wobei** Qi = ÿi ·ÿ 2 ·D3 ·ni/4 **ist der Volumenstrom für den i-ten Einzellüfter im Array.**
**Da es sich um ein kontinuierliches nichtlineares Programmierproblem (NLP) mit einer einzigen Gleichheitsbedingung handelt , wählen wir für seine Lösung die Methode der Lagrange-Multiplikatoren [5]. Diese des Optimierungsproblems führt zu einem nichtlinearen Gleichungssystem mit** k + **1 Unbekannten** (k **Geschwindigkeiten plus ein Lagrange-Multiplikator** *ÿ* **für die Volumenstrombeschränkung):**

$$\frac{\ddot{y}P1}{\ddot{y}n1} = \ddot{y}\cdot \quad \frac{\ddot{y}Q1}{\ddot{y}n1} : \frac{\ddot{y}Pk}{\ddot{y}nk}\ \ddot{y}\cdot \quad \frac{\ddot{y}Qk}{\ddot{y}nk} \quad Qges = \ddot{y}_{i=1}^{k} Qi(ni) = \tag{3}$$

**Zur Lösung dieses Gleichungssystems werden die partiellen Ableitungen der Dimensionskonstanten Leistung in Bezug auf die Betriebsgeschwindigkeit erforderlich. Um die Optimierung zu machen Problem einer Berechnung zugänglich, die Leistung und der Volumenstrom werden in so, dass sie reine Funktionen der Geschwindigkeit sind. An dieser Stelle sind die dimensionslosen Druck- und Wirkungsgradkurven der in einem Array verwendeten Lüfter werden vorgestellt. Im Folgenden Wir bleiben bei dem Sonderfall eines Radialventilators vom Typ R3G500 von ebmpapst, dessen Kennlinie in Abbildung 2. Dies dient jedoch nur zu Demonstrationszwecken und schränkt nicht die Gültigkeit von unser Ansatz. Die Gesamtform der Leistungs- und Effizienzkennlinien wird für alle konventionellen Ventilatoren aufgrund bekannter Verlustmechanismen immer ähnlich sein [6,7].**




**(A)** **(B)**

**Abbildung 2. Näherung der dimensionslosen Lüfterdruckkennlinie: (a) mit einer Polynom; (b) mit einem quadratischen Ansatz.**

**Aus Gleichung (3) ist ersichtlich, dass wir die Lüftercharakteristik approximieren müssen mit stetig differenzierbaren Funktionen. Die zugehörige dimensionslose Druckkennlinie eines Ventilators wird mit einem Polynom zweiter Ordnung Gleichung (4) wird hier auf die Näherung mit einem quadratischen Ansatz Gleichung (5) gegeben, da die Näherungsfunktion dann im betrachteten Bereich** *ÿ* **> 0 streng monoton ist. Dies ist e Idealisierung, da in Wirklichkeit der Lüfter bei niedrigem** *ÿ* **blockiert und der Betrieb instabil wird. Man müsste ein Minimum ÿ definieren, aber wir entscheiden uns für diesen Ansatz, um zu zeigen die Methode.**

$$\ddot{y}i(\ddot{y}i) = a\ddot{y},i \cdot \ddot{y}^{2} + b\ddot{y},i \cdot \ddot{y}i + c\ddot{y},i \tag{4}$$

$$\ddot{y}i(\ddot{y}i) = a\ddot{y},i \cdot \ddot{y}^{2} + c\ddot{y},i \tag{5}$$

**Mit dieser Beschreibung der Druckzahl kann die Durchflusszahl ausgedrückt werden als Funktion der konstanten Koeffizienten der Polynomnäherung, Durchmesser, Dichte,**

$$= \quad , \ \ddot{y} + \quad , \ \ddot{y} + \quad , \ \ddot{y} + \quad , \ \ddot{y} + \quad ,$$

$$= 4 \quad , \ \ddot{y} + 3 \quad , \ \ddot{y} + 2 \quad , \ \ddot{y} + \quad ,$$

Machine Translated by Google



**Geschwindigkeit und Druckanstieg. Die Lösung der quadratischen Gleichung (4) für die Durchflusszahl ergibt:**

$$\ddot{y}i(ni) = \ddot{y}\,2a\ddot{y},i \quad \frac{b\ddot{y},i}{} + \sqrt{\frac{b\ddot{y},i}{2a\ddot{y},i} \quad \frac{c\ddot{y},i}{} + a\ddot{y},i \quad \frac{2\ddot{y}p}{\ddot{y}\cdot\ddot{y}2\cdot D2 \; 2 \; n \; i\cdot a\ddot{y},i}}. \tag{6}$$

**Die Ableitung der Durchflusszahl in Bezug auf die Lüfterdrehzahl ergibt sich aus:**

$$\frac{\ddot{y}\ddot{y}i}{\ddot{y}ni} = \frac{\dfrac{2\ddot{y}p}{\ddot{y}\cdot\ddot{y}2\cdot D2\,3\,i\cdot a\ddot{y},i\cdot N}}{\sqrt{\dfrac{b\ddot{y},i}{2a\ddot{y},i} \quad \dfrac{c\ddot{y},i\,2\ddot{y}p + \ddot{y}\cdot\ddot{y}2\cdot D2\,a\ddot{y},i}{2\cdot n \; i\cdot a\ddot{y},i}}}. \tag{7}$$

**Dementsprechend müssen die Effizienzeigenschaften angenähert werden. Bevorzugt wird hier gegeben durch ein Polynom vierten Grades:**

$$\ddot{y}i(\ddot{y}i) = a\ddot{y},i\cdot\ddot{y}^{4} + b\ddot{y},i\cdot\ddot{y}^{3} + c\ddot{y},i\cdot\ddot{y}^{2} + d\ddot{y},i\cdot\ddot{y}i + e\ddot{y},i\,. \tag{8}$$

**Ebenso ergibt die Herleitung von Gleichung (7):**

$$\frac{\ddot{y}\ddot{y}i}{} = 4a\ddot{y},i\cdot\ddot{y}ni^{3} + 3b\ddot{y},i\cdot\ddot{y}^{2} + 2c\ddot{y},i\cdot\ddot{y}i + d\ddot{y},i\cdot\ddot{y}ni\,\frac{\ddot{y}\ddot{y}i}{}. \tag{9}$$

**Die beiden Gleichungen (7) und (9) werden in der Kettenregel zur Berechnung der Ableitung der dimensionslosen Potenz** P $\ddot{y}:$

$$\frac{\ddot{y}P\;\ddot{y}}{\ddot{y}ni} = \frac{\ddot{y}(a\ddot{y},i\cdot\ddot{y}^{3} + b\ddot{y},i\cdot\ddot{y}^{2} + c\ddot{y},i\cdot\ddot{y}i)\,\ddot{y}\ddot{y}i}{(\ddot{y}i\,)\,\ddot{y}\ddot{y}i}$$
$$3\cdot a\ddot{y},i\ddot{y}\cdot\ddot{y}ni^{2}\,\ddot{y}\ddot{y}i\;\ddot{y}1 = \frac{\ddot{y}ni}{\ddot{y}\ddot{y}i}\;\ddot{y}1 = \frac{\ddot{y}ni}{}\;\ddot{y}\;a\ddot{y},i\ddot{y}\cdot\ddot{y}^{3}\;\ddot{y}2\cdot\ddot{y} = \frac{\ddot{y}\ddot{y}i}{\ddot{y}ni}$$
$$+2\cdot b\ddot{y},i\ddot{y}i\cdot\ddot{y}^{2} \quad \cdot\frac{}{}\;\ddot{y}\;b\ddot{y},i\ddot{y} \quad \cdot\frac{\ddot{y}\ddot{y}i}{\ddot{y}ni}$$
$$+c\ddot{y},i\cdot\ddot{y} \quad \ddot{y}1 \cdot\frac{}{}\;\ddot{y}\;c\ddot{y},i\ddot{y}i\cdot\ddot{y} \quad \ddot{y}2 \cdot\frac{\ddot{y}\ddot{y}i}{\ddot{y}ni}. \tag{10}$$

**Schließlich können wir die Ableitung der dimensionalen Lüfterleistung nach der Lüfterdrehzahl berechnen:**

$$\frac{\ddot{y}Pi}{\ddot{y}ni} = \frac{\ddot{y}\;4\cdot D5^{ich}}{\cdot\ddot{y}\,8}\;2\,3\eta\cdot P^{\ddot{y}}\;3 + n\;ich\cdot\frac{\ddot{y}P\;\ddot{y}\;ich}{\ddot{y}ni}. \tag{11}$$

**Im letzten Schritt ermitteln wir den dimensionalen Volumenstrom in Abhängigkeit von der Lüfterdrehzahl:**

$$\frac{\ddot{y}Qi}{\ddot{y}ni} = \frac{\ddot{y}\;2\cdot D3}{4}\;\ddot{y}\ddot{y}i\;i\cdot\ddot{y}i + ni\cdot\ddot{y}ni\;\frac{}{}. \tag{12}$$

**An diesem Punkt haben wir alle in Gleichung (3) benötigten Ausdrücke erhalten. Alle verwendeten Näherungen sind durch Konstruktion durch Polynome kontinuierlich differenzierbar. Die Lösung dieses Gleichungssystems ergibt die optimalen Betriebsdrehzahlen für jeden Lüfter, sodass das** Array den durch ÿp **und** Qtot **gegebenen Betriebspunkt einhält .**

**Durch Variation der Betriebspunktvorgabe und anschließendes Lösen des Gleichungssystems erhält man ein Kennfeld der optimalen Betriebsdrehzahlen in den Grenzen** ÿpmin ÿ ÿp ÿ ÿpmax **und** Qmin ÿ Q ÿ Qmax **für das Lüfteraggregat.**

**In Wirklichkeit ist die Lüfterdrehzahl nach oben durch den Motor und/oder das Material begrenzt. Es gibt auch eine untere Lüfterdrehzahlgrenze, die durch die maximale Druckzahl für den betrachteten Betriebspunkt bestimmt wird (d. h. der einzelne Lüfter muss in der Lage sein, den Betriebsdruck zu erzeugen). Beide Grenzen werden als nichtlineare Ungleichheitsbeschränkung betrachtet.**

Machine Translated by Google



2.2. Variable Array-Größe mit identischen Lüftern

Bisher sind wir davon ausgegangen, dass alle Lüfter eines Arrays der Größe kmax aktiv in Betrieb sind. Nun untersuchen wir die möglichen Vorteile, die sich aus dem selektiven Ausschalten eines oder mehrerer Lüfter in einem solchen Array ergeben. Mit dieser Änderung wird das Optimierungsproblem zu einem gemischt-ganzzahligen nichtlinearen Programmierproblem (MINLP).

Wir lösen dies, indem wir unsere Methode auf verschiedene Arraygrößen k = 1, 2, ..., kmax anwenden. Das heißt, anstatt das MINLP direkt zu lösen, lösen wir eine Reihe von NLPs und wählen in einem Nachbearbeitungsschritt die beste Konfiguration aus. Im Fall von 1 ÿ k ÿ kmax schalten wir kmax ÿ k Lüfter im Array aus . Wie oben angegeben, nehmen wir an, dass es für ausgeschaltete Lüfter keinen Rückfluss gibt .

Dieser Ansatz ergibt die optimalen Lüftergeschwindigkeiten zusammen mit dem entsprechenden Gesamtstromverbrauch für jede der verschiedenen Array-Größen. Die Auswahl der Array-Größe mit dem minimalen Stromverbrauch ergibt die optimale Array-Größe, d. h. die Anzahl der Lüfter, die ausgeschaltet werden, während die aktiven Lüfter mit ihren optimalen Lüftergeschwindigkeiten betrieben werden.

2.3. Variable Array-Größe mit unterschiedlichen Lüftergrößen und/oder Lüftertypen

Die Lüfter in einer Parallelschaltung müssen nicht vom gleichen Typ oder der gleichen Größe sein. Ein mögliches Szenario für ein Array mit unterschiedlichen Lüftern ist in Abbildung 3 dargestellt:

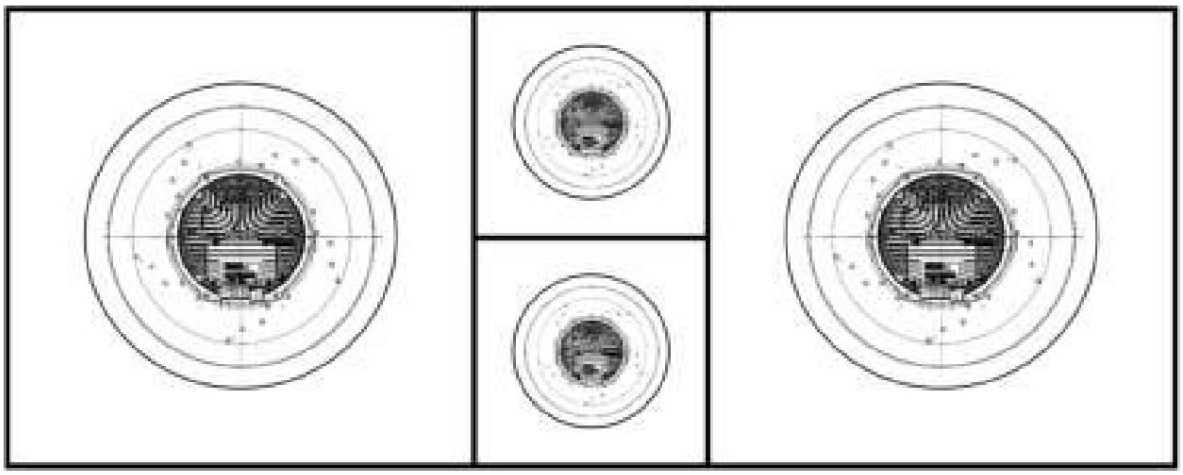


Abbildung 3. 2 × 2-Lüfter-Array mit zwei Radialventilatoren unterschiedlicher Größe.

Unser Ansatz kann auch Anordnungen berücksichtigen, in denen wir beispielsweise Radialventilatoren unterschiedlicher Größe mit Axialventilatoren unterschiedlicher Größe mischen. Um dies formaler zu beschreiben: Die Ventilatoren können sowohl in ihrer Größe (Di ) als auch in ihren dimensionslosen Eigenschaften variieren, die mit den Koeffizienten aÿ,i , bÿ,i , cÿ,i , aÿ ,i , bÿ,i , cÿ,i , dÿ,i und eÿ,i in den Gleichungen (4), (5) und (8) beschrieben werden.

Im Gegensatz zu dem Ansatz, der bei unterschiedlichen Array-Größen mit identischen Lüftern verwendet wird, müssen wir jetzt zwischen verschiedenen Einstellungen des Arrays unterscheiden, wenn ein oder mehrere Lüfter ausgeschaltet sind. Dies ist ein Problem der ungeordneten Stichprobennahme ohne Zurücklegen. Beim Abschalten kmax ! kmax ÿ k Lüftern gibt es eindeutige Kombinationsmöglichkeiten für den Betrieb von k!·(kmaxÿk)! des Lüfter-Größe k < kmax.

Für einen gegebenen Betriebspunkt müssen wir die Array-Größe variieren und zusätzlich kmax kmax! alle möglichen Kombinationen aktiver Lüfter berechnen. Dieser Ansatz ergibt ÿ optimales k!·(kmaxÿk)! k = 1 Lüftergeschwindigkeitskombinationen, Leistungsaufnahmen und Lüfterkombinationen. Das Minimum dieser Leistungsaufnahmen bestimmt die optimale Arraygröße kopt und die entsprechenden kopt Lüftergeschwindigkeiten sowie die entsprechenden Lüfterkombinationen. Mit diesem Ansatz können wir jedem Betriebspunkt in der Karte mit ÿpmin ÿ ÿp ÿ ÿpmax und Qmin ÿ Q ÿ Qmax ein kopt-Tupel optimaler Lüftergeschwindigkeiten und der entsprechenden optimalen

Machine Translated by Google



**Kombination von aktiven Lüftern, die die Systemeffizienz maximiert, wobei** kmax ÿ kopt **Lüfter sind jeweils ausgeschaltet.**

### 3. Beispiel aus der Praxis

**Zur Veranschaulichung unserer Methode und ohne Einschränkung der Allgemeinheit betrachten wir einen 2 × 2 Lüfteranordnung bestehend aus vier identischen Radialventilatoren wie in Abbildung 4 dargestellt:**

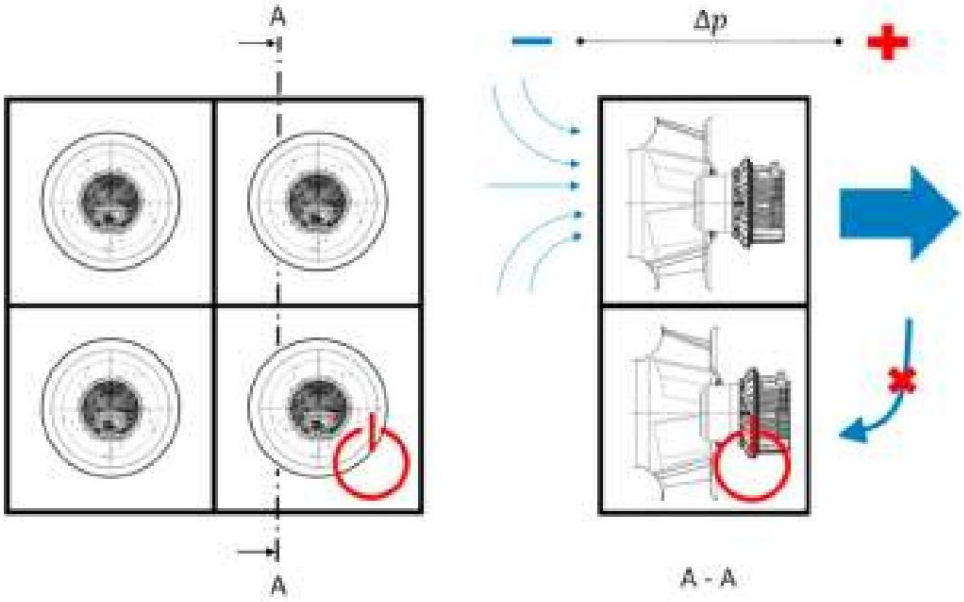



**Abbildung 4. 2 × 2 Lüfteranordnung mit vier identischen ebmpapst R3G500 Radialventilatoren mit exemplarisch einem Lüfter ausgeschaltet. Es erfolgt kein Rückfluss durch den ausgeschalteten Lüfter.**

**Um die Erkenntnisse greifbarer zu machen, verzichten wir auf eine dimensionslose Darstellung und verwenden Sie die Dimensionswerte des Radialventilators R3G500 von ebmpapst. Mit unserer Methode zu diesem 2 × 2-Array ergibt das Ergebnis in Abbildung 5 für das Betriebsdiagramm des Arrays, wobei die Der Farbbalken zeigt die Anzahl der aktiven Lüfter im Array an:**

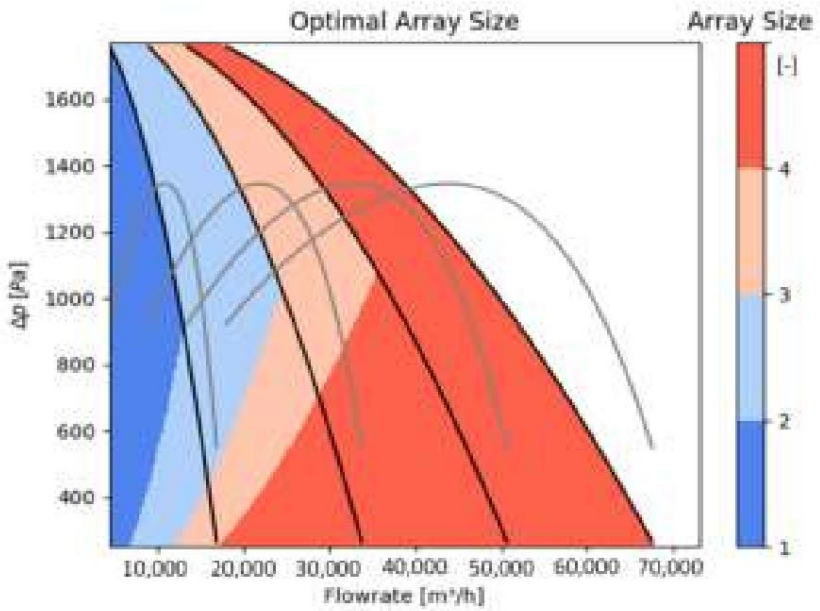



**Abbildung 5. Lüfterkarte mit optimaler Array-Größe. Schwarze durchgezogene Linien sind die Druckkurven eines einzelnen Lüfters, zwei Lüfter, drei Lüfter und das gesamte Vier-Lüfter-Array bei maximaler Lüftergeschwindigkeit. Graue Linien sind die entsprechenden Wirkungsgradkurven.**

Machine Translated by Google



3.1. Diskussion des Betriebskennfelds **Bei**

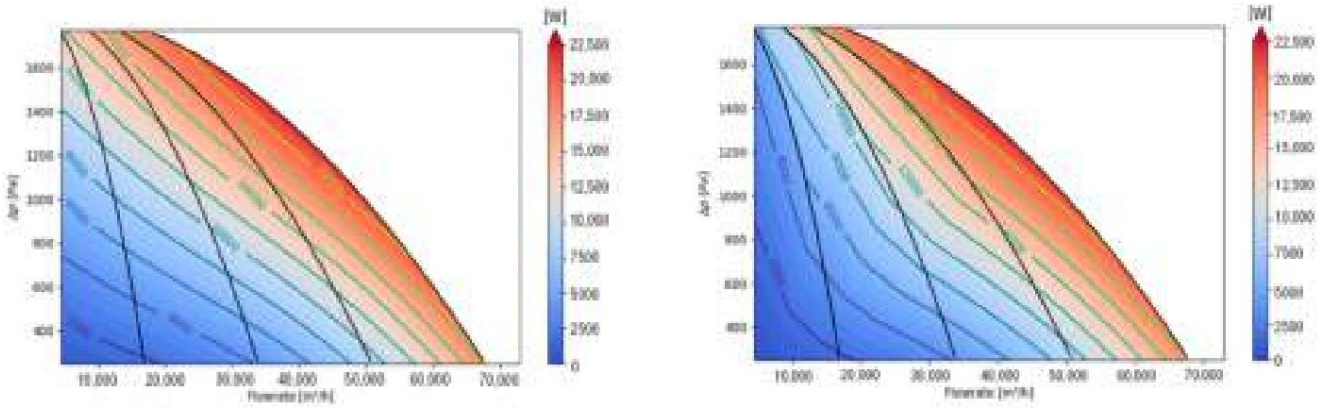
**sehr geringen Volumenströmen und Druckniveaus ist es am effizientesten, drei Lüfter abzuschalten und das Array mit einem einzigen Lüfter zu betreiben. Bei steigendem Volumenstrom wird es vorteilhafter, stattdessen mit zwei Lüftern zu arbeiten. Wenn jedoch auch der Druckbedarf steigt, kann es wiederum vorteilhafter sein, im Einzellüftermodus mit angepasster Lüfterdrehzahl zu arbeiten. Dies kann jedoch nur bis zur maximalen Leistung eines einzelnen Lüfters realisiert werden. Wenn der Druckbedarf weiter steigt, ist es daher zwingend erforderlich, in den Zweilüftermodus zu wechseln, da ein einzelner Lüfter den vorgeschriebenen Volumenstrom nicht mehr liefern kann, da er bereits mit seiner maximalen Lüfterdrehzahl arbeitet. Abhängig vom Betriebspunkt wird dieses Muster auf eine höhere Anzahl aktiver Lüfter verallgemeinert.**

**Darüber hinaus besteht, wie intuitiv zu erwarten ist, keine Möglichkeit zum Abschalten von Lüftern im Überlastbereich des Lüfter-Arrays, also in Betriebspunkten, in denen der volle Volumenstrom des Arrays benötigt wird.**

3.2. Vergleich eines optimal gesteuerten Arrays mit Ein/Aus-Betrieb mit einem optimal gesteuerten Array ohne Ein/Aus:

**Die herkömmliche Methode zur Verbesserung der Effizienz eines solchen Arrays mit identischen Lüftern besteht darin, die Lüftergeschwindigkeit synchron zu steuern, anstatt sie überhaupt nicht zu steuern (d. h. Betrieb mit einer festen Lüftergeschwindigkeit). Die optimale Methode hierfür besteht darin, unsere Methode auf das gesamte** Array mit kmax- **Größe anzuwenden, wobei wir die Lüftergeschwindigkeiten berechnen, die den Stromverbrauch des Arrays über die gesamte Lüfterkarte hinweg minimieren . Dies würde einer klassischen Geschwindigk**

**Das linke Diagramm in Abbildung 6 zeigt die Lösung für das optimal gesteuerte Lüfterarray der Größe 4, bei dem die Gesamtzahl der Lüfter immer aktiv ist. Der Farbbalken zeigt zusammen mit einigen Isolinien den Gesamtstromverbrauch an.**



**(A)** **(B)**

**Abbildung 6. Leistungsdiagramm eines Arrays der Größe 4: (a) mit optimaler Lüftergeschwindigkeit; (b) mit optimaler Array- Größe und optimaler Lüftergeschwindigkeit.**

**Zum Vergleich ist auf der rechten Seite von Abbildung 6** die Lösung für das optimal geregelte Array mit optimaler Arraygröße (das heißt die Anzahl der aktiven Lüfter ist variabel) dargestellt. **ff Um die Vorteile des neuen Ansatzes**

**hervorzuheben, schauen wir uns nun den Unterschied zwischen den beiden Regelungsmethoden an. Dazu ziehen wir die Werte der Leistungsaufnahme der klassischen Drehzahlregelung (alle Lüfter aktiv) von der Leistungsaufnahme des variablen Array-Ansatzes ab. Dies tun wir für jeden Betriebspunkt des Betriebskennfelds.**

**Abbildung 7 zeigt, dass in einem moderaten Kennfeldbereich** bei Anwendung der **beschriebenen neuen Methode (mit ff Ein/Aus)** bereits **eine Einsparung von 1 kW Leistungsaufnahme möglich ist, dargestellt durch die gelbe Isolinie .**

Machine Translated by Google



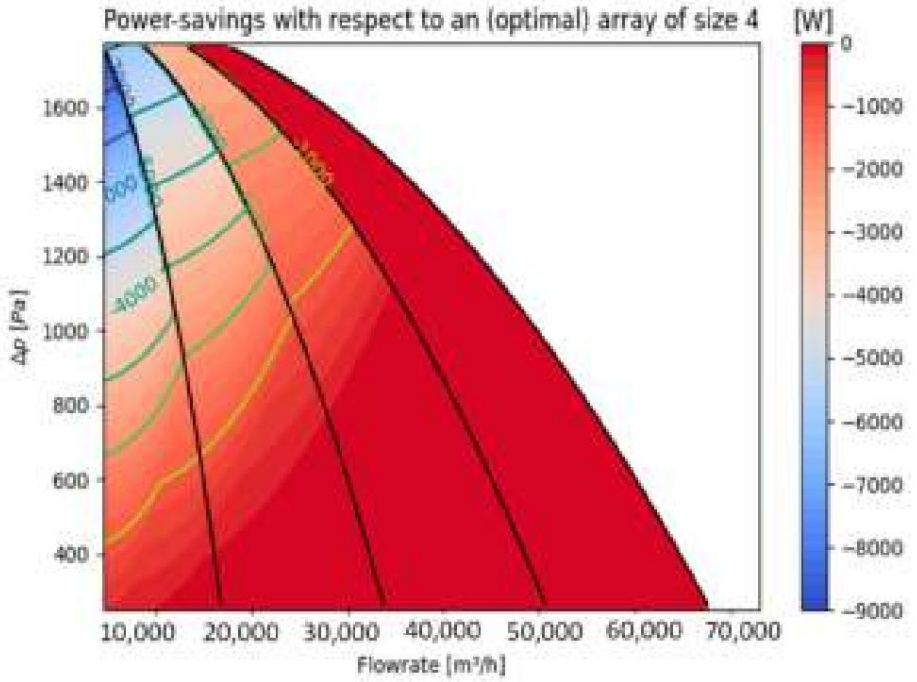
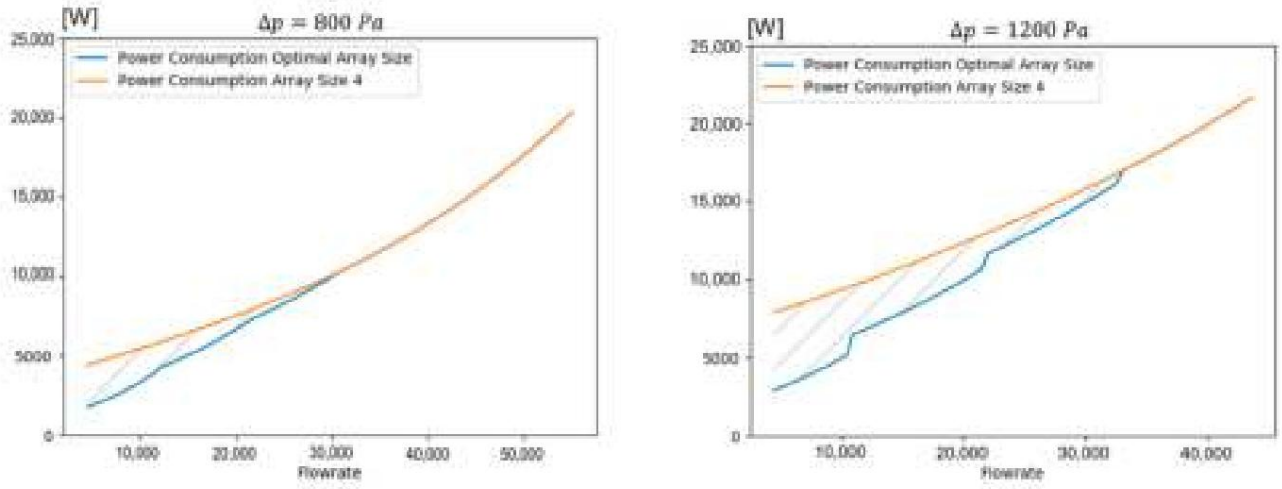



**Abbildung 7. Unterschied zwischen einem optimal gesteuerten Array der Größe 4 und einem optimal gesteuerten Array der optimalen Größe.**

**Insgesamt lässt sich feststellen, dass die Einsparungen beim Stromverbrauch mit sinkendem Volumenstrom bzw. steigendem Druckbedarf zunehmen. In Bereichen mit hohem Druck und geringem Volumenstrom sind die Einsparungen am höchsten.**

**Dies war zu erwarten, da wir in diesem Bereich der Betriebskarte die Ventilatoren abschalten können. Auch hier gibt es kein Einsparpotenzial beim Stromverbrauch, wenn der Betriebspunkt nur mit dem Array in voller Größe erreicht werden kann. In diesem Fall wird die Lösung des optimal gesteuerten Arrays der Größe 4 reproduziert.**

**Eine weitere Möglichkeit, die Vorteile unseres Ein/Aus-Ansatzes zu untersuchen, besteht darin, sich unterschiedliche Volumenströme bei konstantem Druckniveau anzusehen. Zu diesem Zweck wählen wir zwei verschiedene Druckniveaus, nämlich 800 Pa und 1200 Pa, wie in Abbildung 8 dargest**




**(A)** **(B)**

**Abbildung 8. Vergleich des Stromverbrauchs mit und ohne Abschaltung der Ventilatoren: (a) für einen konstanten Druck von 800 Pa; (b) für ein konstantes Druckniveau von 1200 Pa.**

ÿ

Machine Translated by Google



**Aus den bereits genannten Gründen können wir in Bereichen mit hohem Volumenstrom keine Ventilatoren abschalten. Bei** ÿp **= 800 Pa setzt das Einsparpotenzial bei ca. 50 % des maximalen Volumenstroms für dieses Druckniveau ein und steigt bei niedrigen Volumenströmen mit schrittweiser Reduzierung der aktiven Ventilatorenfeldgröße an.**

**Beim Druckniveau 1200 Pa ist das Einsparpotenzial sogar noch deutlicher. Das Einsparpotenzial beginnt hier bereits bei ca. 75 % des für dieses Druckniveau möglichen Volumenstroms, wobei die Einsparungen bei niedrigen Volumenströmen noch deutlich höher sind**

### 3.3. Entwurf von Fan Arrays

**Bisher wurden nur bereits vorhandene Arrays berücksichtigt. Unsere Methode kann auch für den optimalen Entwurf neuer Fan Arrays verwendet werden.**

**Zu diesem Zweck verwenden wir den oben beschriebenen Ansatz für Arrays mit variabler Größe. Für einen gegebenen Betriebspunkt betrachten wir den Durchmesser jedes Lüfters als zusätzliche freie Variable. Normalerweise betrachten wir einen diskreten Satz von** j **Durchmessern. Indem wir den Durchmessersatz durchlaufen und anschließend unsere Methode anwenden, können wir den Parametersatz berechnen, der die maximale Systemeffizienz ergibt. In einem ausgefeilteren Ansatz können wir auch den Typ der Lüfter berücksichtigen, der durch die Koeffizienten aÿ,i , bÿ,i , cÿ,i , aÿ,i , bÿ,i , cÿ, freie Variablen.**

**Dabei ist jedoch zu beachten, dass die Problemgröße exponentiell mit der Anzahl der möglichen zu testenden Lüfter zunimmt .** Dies kann eine Grenze für die oben verwendete erschöpfende Suche darstellen. Es wird eine entsprechende Studie durchgeführt, wie dieses Problem mithilfe einer Umformulierung **des Gleichungssystems (3) gelöst werden kann .**

## 4. Schlussfolgerungen und Ausblick

**In dieser Arbeit wird eine innovative Methode zur Steuerung von Lüfteranordnungen beschrieben, mit dem Ziel, die Energieeinsparungen durch optimale Lüftergeschwindigkeiten und die Möglichkeit, einen oder mehrere Lüfter in der Anordnung selektiv abzuschalten, zu maximieren. Dieser neue Ansatz ist auf beliebig geformte Lüfteranordnungen anwendbar, und es wurde ein reales Beispiel einer 2 × 2-Anordnung von Radialventilatoren R3G500 von ebmpapst** untersucht. Es zeigte sich, dass in Bereichen mit **mittlerem bis niedrigem Volumenstrom und/oder hohem Druckniveau erhebliche Energieeinsparungen möglich s**

**Mit dieser Methode kann auch ein optimales Design von Lüfteranordnungen bestimmt werden. Dabei sind der Durchmesser und die Koeffizienten, die die Lüftereigenschaften beschreiben, zusätzliche freie Varia Es wird eine eingehende Studie zu alternativen Ansätzen für die umfassende Suche durchgeführt, die für eine ausreichend kleine Anzahl möglicher Fans vorgestellt wurden. Dies ist Teil zukünftiger Arbeiten.**

**In dieser Arbeit war das Ziel die Minimierung des Stromverbrauchs (Optimalitätsbedingung). Wir können auch verschiedene Zielfunktionale zulassen, indem wir die aerodynamische Leistung im Gleichungssystem Gleichung (3) durch z. B. akustische Leistung ersetzen. Dies würde einem Betreiber von Lüfteranordnungen ermöglichen, die Lüfteranordnung so zu steuern, dass die Schallemission minimal bleibt. Alternativ ist auch ein multiobjektiver Kompromiss zwischen zwei oder mehreren Zielfunktionalen denkbar. Dies ist ebenfalls Teil zukünftiger Arbeiten.**

**Wir hoffen, dass unsere Methode einen wertvollen Beitrag zur Funktionsweise und Design von Lüfteranordnungen mit dem ultimativen Ziel, wertvolle Energieressourcen einzusparen.**

**Beiträge der Autoren: Konzeptualisierung, DC und ER; Methodik, DC; Software, DC; Validierung , DC und JM; formale Analyse, DC; Untersuchung, DC; Ressourcen, DC; Datenkuratierung, DC; Schreiben – Vorbereitung des Originalentwurfs, DC; Schreiben – Überprüfung und Bearbeitung, DC und JM; Visualisierung, DC; Überwachung, ER; Projektverwaltung, DC; Mittelbeschaffung nicht zutreffend. Alle Autoren haben die veröffentlichte Version des Manuskripts gelesen und ihr zugestimmt.**

**Finanzierung: Diese Forschung erhielt keine externe Finanzierung.**

**Erklärung des Institutional Review Board: Nicht zutreffend.**

**Einverständniserklärung: Nicht zutreffend.**

Machine Translated by Google



**Datenverfügbarkeitserklärung: Fandaten im Allgemeinen finden Sie unter https://www.ebmpapst.com, abgerufen am 17. August 2022. Daten zu R3G500: https://www.ebmpapst.com/de/de/products/ Radialventilatoren/p/R3G500PB2465.html, abgerufen am 17. August 2022.**

**Interessenkonflikte: Die Autoren erklären, dass keine Interessenkonflikte vorliegen.**

## Verweise


1. **Czwielong, F.; Soldat, J.; Becker, S. Über die Wechselwirkung des induzierten Strömungsfeldes von Wärmetauschern mit Axialventilatoren.** Exp. Therm. Fluid Sci. **2022,** 139, **110697. [CrossRef]**
2. **Groß, TF; Pöttgen, PF; Pelz, PF Analytischer Ansatz für den optimalen Betrieb von Pumpen in Druckerhöhungsanlagen.** J. Water Resour. Plan. Manag. **2017,** 143, **04017029. [CrossRef] 3.**
   **Kallesøe, C.; Aarestrup, J.; Rokkjær, K. Energieoptimierung für Booster-Sets.** Weltpumpen **2011,** 2011, **24–30. [CrossRef]**
4. **Dai, Y.; Jiang, Z.; Chen, P. Dezentrale optimale Steuerung von parallel geschalteten Pumpen mit variabler Drehzahl. In Proceedings of the BS2015, der 14. Internationalen Konferenz der International Building Performance Simulation Association, Hyderabad, Indien, 7.–9. Dezember 2015; S. 1103–1109.**

5. **Dodge, Y. Lagrange-Multiplikator. In** The Concise Encyclopedia of Statistics; **Springer: New York, NY, USA, 2008. [CrossRef]**
6. **Gülich, JF** Kreiselpumpen; **Springer: New York, NY, USA, 2008. 7.**
   **Vieira, TS; Siqueira, JR; Bueno, AD; Morales, REM; Estevam, V. Analytische Untersuchung der Auswirkungen von Druckverlusten und Flüssigkeitsviskosität auf die Pumpenleistung während der Einphasenströmung innerhalb einer ESP-Stufe.** J. Pet. Sci. Eng. **2015,** 127, **245–258. [CrossRef]**


**Haftungsausschluss/Anmerkung des Herausgebers: Die in allen Veröffentlichungen enthaltenen Aussagen, Meinungen und Daten sind ausschließlich die der einzelnen Autoren und Mitwirkenden und nicht die von MDPI und/oder den Herausgebern. MDPI und/oder die Herausgeber lehnen jegliche Verantwortung für Personen- oder Sachschäden ab, die aus den im Inhalt erwähnten Ideen, Methoden, Anweisungen oder Produkten resultieren.**

Machine Translated by Google

International Journal of Turbomachinery Propulsion and Power

MDPI

*Leitartikel*

# Danksagung an die Gutachter des *IJTPP* im Jahr 2022

***IJTPP* Redaktion**

**MDPI AG, St. Alban-Anlage 66, 4052 Basel, Schweiz**

**Hochwertiges akademisches Publizieren basiert auf einem strengen Peer-Review-Verfahren.** Dank der herausragenden Bemühungen unserer Gutachter konnte *IJTPP* **seine hohen Standards für veröffentlichte Artikel aufrechterhalten. Dank der Bemühungen unserer Gutachter im Jahr 2022 erhalten die Autoren etwa 48,5 Tage nach der Einreichung eine erste Entscheidung, und die Annahme zur Veröffentlichung erfolgt innerhalb von 6 Tagen (Medianwerte für in dieser Zeitschrift im zweite Unabhängig davon, ob die von ihnen untersuchten Artikel letztlich veröffentlicht wurden, möchten die Herausgeber ihre Wertschätzung ausdrücken und den folgenden Gutachtern für die Zeit und das Engagement danken, die sie** *dem IJTPP gewidmet haben:*

**Aissa, Mohamed Hassanine**
**AL-Tubi, Moammer Ali Saud**
**Baert, Lieven**
**Baines, Nick**
**Bamberger, Konrad**
**Barigozzi, Giovanna**
**Benra, Friedrich Karl**
**Bianchini, Cosimo**
**Biedermann, Till M.**
**Binder, Nicolas**
**Böhle, Martin**
**Bontempo, Rodolfo**
**Brandstetter, Christoph**
**Brillert, Dieter**
**Brümmer, Andreas**
**Buchwald, Patrick**
**Camci, Cengiz**
**Carolus, Thomas**
**Casari, Nicola**
**Castegnaro, Stefano**
**Colmenero, Gerardo**
**Congiu, Franceso**
**Coull, John**
**Davidson, Lars**
**Demaison, Francois**
**Dolle, Bastian**
**Domercq, Olivier**
**Dufour, Guillaume**
**Dumas, Michel**
**Epple, Philipp**
**Eulitz, Frank**
**Feldmann, Carolin**
**Ferlauto, Michele**
**Flaszynski, Pawel**
**Frey, Yuri**
**Gebel, Gregor**
**Geoff Sheard, Anthony**
**Gicquel, Laurent YM**
**Göttlich, Emil**
**Greco, Michele**
**Green, Jeffrey**
**Guedel, Alain**
**Haug, Jakob**
**Hillewaert, Koen**
**Iaccarino, Gianluca**
**Lampart, Piotr**
**Lavagnoli, Sergio**
**Lee, Jeong Ik**
**Lepot, Ingrid**
**Loftus, Peter**
**Lorenz, Ulf**
**Martelli, Francesco**
**Marty, Julien**
**Meyer, Marcus**
**Michelassi , Vittorio**
**Moreau, Stephane**
**Nau, Patrick**
**Pavesi, Giorgio**
**Peitsch, Dieter**
**Peng, Caetano**
**Picchi, Alessio**
**Pinelli, Michele**
**Pohl, Christian**
**Puente Rico, Ricardo**
**Reichert, Erik**
**Roger, Michel**

**Zitat: Redaktion** *IJTPP* **.**
**Danksagung an die Gutachter des** *IJTPP* **im Jahr 2022.** *IJTPP* **2023, 8, 2.**
**https://doi.org/10.3390/ijtpp8010002**

**Veröffentlicht: 20. Januar 2023**

**Copyright: © 2023 beim Autor. Lizensee MDPI, Basel, Schweiz.**
**Dieser Artikel ist ein Open Access-Artikel vertrieben unter den Bedingungen und Konditionen Bedingungen der Creative Commons Attribute-Lizenz (CC BY) (https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/).**

Machine Translated by Google



**Sandberg, Mark**
**Sanjosé, Marlène**
**Sanz, Wolfgang**
**Schiffmann, Jürg Alexander**
**Schram, Christophe**
**Schuff, Matthias**
**Schuster, Sebastian**
**Schvallinger, Michaël**
**Semmler, Klaus**
**Seshadri, Pranay**
**Seume, Joerg R.**
**Simonassi, Loris**
**Sjölander, Steen**
**Skoda, Romuald**
**Stapelfeldt, Sina**
**Tiwari, Rajiv**
**Tunstall, Richard**
**Urbano, Annafederica**
**Verstraete, Tom**
**Wang, Jie**
**Witt, Henrik**
**Zangeneh, Mehrdad**
**Zhao, Stadt Fanzhou**
**Zhu, Tao**

**Haftungsausschluss/Anmerkung des Herausgebers: Die in allen Veröffentlichungen enthaltenen Aussagen, Meinungen und Daten sind ausschließlich die der einzelnen Autoren und Mitwirkenden und nicht die von MDPI und/oder den Herausgebern. MDPI und/oder die Herausgeber lehnen jegliche Verantwortung für Personen- oder Sachschäden ab, die aus den im Inhalt erwähnten Ideen, Methoden, Anweisungen oder Produkten resultiere**

Machine Translated by Google

Internationale Zeitschrift für
*Turbomaschinen*
*Antrieb und Leistung*

MDPI

**Artikel**

# Axialventilatoren mit optimalem Naben-Spitzen-Verhältnis und Angepasste Rotorblätter für minimalen Austrittsverlust

**Thomas Carolus 1,* und Konrad Bamberger 2**

1 Steinbeis-Transferzentrum FLOWTRANS, 57250 Netphen, Deutschland
2 Unabhängiger Forscher, 57076 Siegen, Deutschland
* Korrespondenz: thomas.carolus@stw.de

**Zusammenfassung: Ziel dieser Studie ist die Bestimmung von Laufrädern für Axialventilatoren mit ausschließlich Laufrad mit optimalem Naben -Spitzen-Verhältnis für den höchstmöglichen Gesamt-zu-statischen Wirkungsgrad. Im Unterschied zu anderen Studien wird ein ganzheitlicher Ansatz gewählt. Zunächst wird die gesamte Klasse dieser Ventilatoren berücksichtigt. Anschließend wird die radiale Verteilung von Schaufelpfeilungswinkel, Staffelungswinkel, Sehnenlänge und Wölbung variiert, um die Blätter an die komplexe Strömung in den Naben- und Spitzenbereichen anzupassen. Das verwendete Werkzeug ist ein Optimierungsschema mit drei Hauptkomponenten: (i) eine Datenbank, die im Vorfeld durch Reynolds-gemittelte Navier-Stokes (RANS)-vorhergesagte Leistungseigenschaften von 14.000 Designs erstellt wurde, (ii) ein künstliches neuronales Netzwerk als Metamodell für die Ventilatorleistung als Funktion von 26 geometrischen Parametern und (iii) ein evolutionärer Algorithmus zur Optimierung, der auf dem Metamodell ausgeführt wird. Typischerweise sind die Naben-Spitzen-Verhältnisse für die Laufräder, die durch das Optimierungsschema vorgeschlagen werden, kleiner als diejenigen, die durch Anwendung der klassischen Designregeln erreicht werden. Ein zweites Ergebnis sind die Formen der Schaufelblätter, die für minimale Austrittsverluste angepasst sind. Diese Formen weichen erheblich von den klassischen und sogar hochmodernen „nur gepfeilten“ oder „mit V-Form gepfeilten“ Designs ab. Sehnenlänge, Staffelung und Pfeilungswinkel** sind auf komplexe Weise von der Nabe bis zur Spitze verteilt. Der eigentliche Grund dafür ist, dass das Schema **nicht nur die dynamischen Austrittsverluste, sondern auch Reibungsverluste aufgrund von Sekundärströmungen in den Naben- und Spitzenbereichen zu minimieren versucht ,** was letztendlich zum maximal erreichbaren Gesamt-zu-Statik-Wirkungsgrad führt. Auf **Anfrage stellen die Autoren jede**

**Schlüsselwörter: Axialventilator; nur Laufrad; Naben-Spitzen-Verhältnis; Optimierung**

check for updates

**Zitat: Carolus, T.; Bamberger, K. Axialventilatoren nur mit Laufrad, optimalem Naben-Spitzen-Verhältnis und für minimale Austrittsverluste angepassten Schaufelblättern. Int. J. Turbomach. Propuls. Power 2023, 8, 7. https://doi.org/ 10.3390/ ijtpp8010007**

**Wissenschaftlicher Redakteur: János Vad**

**Erhalten: 28. August 2022**
**Überarbeitet: 4. Januar 2023**
**Akzeptiert: 17. Februar 2023**
**Veröffentlicht: 1. März 2023**

**Copyright: © 2023 bei den Autoren. Lizenznehmer MDPI, Basel, Schweiz. Dieser Artikel ist ein Open Access-Artikel, der unter den Bedingungen und Bedingungen der Creative Commons Namensnennungs-Lizenz (CC BY-NC-ND) (https:// creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/ ).**

## 1. Einleitung

**Für verschiedene Anwendungen ist der nur aus Laufrädern bestehende Axialventilator in einem Kanalgehäuse die bevorzugte Wahl. Beispiele sind Trockenkühltürme in Wärmekraftwerken, Anlagen zur Kühlung von Lokomotiv- und Automotoren, Klimaanlagen für Bahn und Auto , Wärmepumpen usw. Über das geeignete Naben-Spitzen-Verhältnis der Ventilatorlaufräder (Abbildung 1) wird seit vielen Jahren diskutiert. Abbildung 2 illustriert ein historisches Beispiel; die Daten stammen aus dem klassischen Lehrbuch von ECK [1], 1972, wo die empfohlene spezifische Drehzahl und der Durchmesser sowie das kleinste Naben-Spitzen-Verhältnis solcher Ventilatorlaufräder im sogenannten Cordier-Diagramm angegeben sind. Beachten Sie, dass sich hier und in dieser gesamten Studie alle Werte dimensionsloser Koeffizienten auf den optimalen Betriebspunkt beziehen, d. h. den Betriebspunkt der Leistungskennlinie, bei dem die aerodynamische Effizienz maximal ist. Der häufig**

Machine Translated by Google



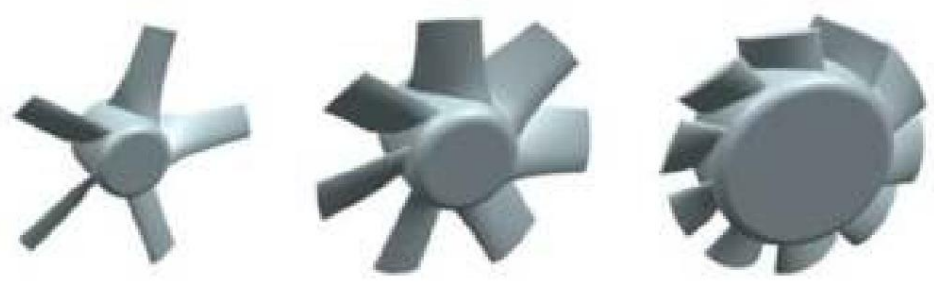


**Abbildung 1. Typische Axiallaufräder mit von links nach rechts zunehmendem Naben-Spitzen-Verhältnis (klassische Schaufelform ); Kanalgehäuse sind nicht dargestellt.**

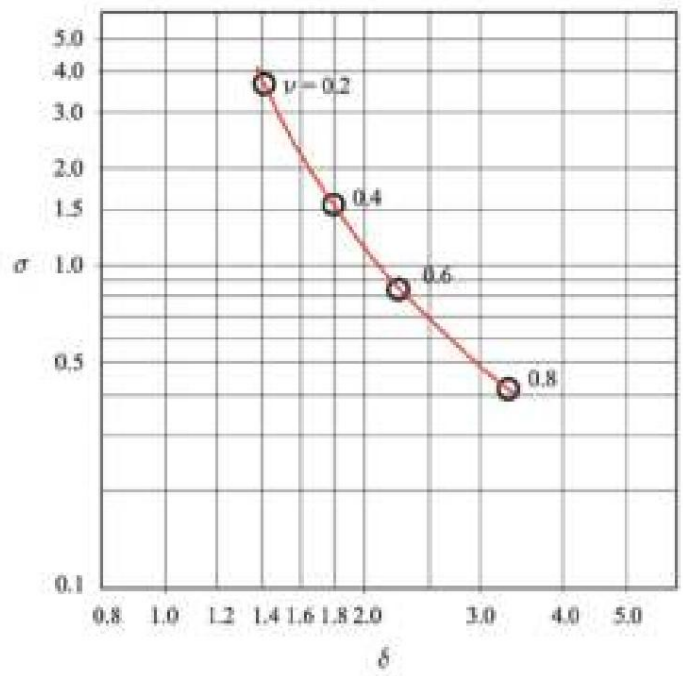



**Bild 2. Axialventilatoren und minimale Naben-Spitzen-Verhältnisse ÿ für frei ausblasende Axialventilatoren, nach ECK [1], 1972 (S. 271).**

**Ausgehend von grundlegenden aerodynamischen Erkenntnissen wurden von Strecheltzky erste Hinweise für das minimale Naben-Spitzen-Verhältnis gegeben (siehe Horlock [2], (S. 227), De Haller [3] und Schiller [4]). Dennoch versuchen Konstrukteure häufig, das Naben-Spitzen-Verhältnis weiter zu reduzieren. Ein Grund sind die Kosten – eine größere Nabe kann teuer sein. Ein weiterer Grund ist die Reduzierung der blockierten Fläche eines Laufrads im Stillstand. In Motorkühleinheiten von Kraftfahrzeugen beispielsweise läuft der Lüfter meist nicht, da der äußere Luftstrom bei mittleren und hohen Geschwindigkeiten des Fahrzeugs für Zwangskühlung sorgt . Ein drittes Argument ist, dass eine zu große Nabe den Durchfluss durch eine vor- oder nachgeschaltete Wärmetauschermatrix behindert. Dies ist jedoch häufig falsch. Die nabennahen Abschnitte der Schaufeln einer ungeeigneten Nabe können einen Rückfluss erfahren oder sogar erzeugen, der den nicht funktionsfähigen Bereich eines Wärmetauschers potenziell vergrößern kann.**

**Mehrere Autoren arbeiteten an Methoden zur Konstruktion von Laufrädern mit einem sehr geringen Naben-Spitzen-** Verhältnis. Lindemann et al. **[5]** schlugen **beispielsweise eine Konstruktionsmethode für ein kleines Naben-Spitzen- Verhältnis mit gepfeilten Schaufeln vor, die auf einer empirischen axialen und tangentialen Geschwindigkeitsverteilung in Spannweitenrichtung von der Nabe zur Schaufel basiert. In einer neueren Arbeit untersuchten Wang und Kruyt [6] Ventilatoren mit kleinem Naben-Spitzen-Verhältnis. Unter anderem analysierten sie den Einfluss nicht aerodynamisch geformter Teile der Schaufeln und zeigten, „dass das Vorhandensein von Abschnitten in der Nähe der Wurzel, die kein Tragflächenprofil aufweisen, einen geringen Einfluss auf den Druckkoeffizienten und damit auf den Gesamt-zu-statischen-Wirkungsgr**

Machine Translated by Google



in der Nähe der Nabe. Insgesamt stellt der ‚Hauptblatt'-Teil die aerodynamische Leistung gut dar."
Die möglichen Effizienzeinbußen wurden nicht im Detail diskutiert. Dennoch bestand die Idee in ihrer nachfolgenden Arbeit [7] darin, das Potenzial der Gesamtpfeilung, des V-Winkels und der Schrägstellung der Rotorblätter auf die aerodynamische Leistung solcher Ventilatoren zu quantifizieren. Sie fanden nur geringe Vorteile.

Ziel dieser Studie ist die Bestimmung hocheffizienter Laufräder mit dem minimalen Naben-zu-Spitzen- Verhältnis. Der betrachtete Wirkungsgrad ist der Gesamtwirkungsgrad im Verhältnis zur statischen Effizienz, der ein angemessenes Maß für die energetische Qualität des Ventilators ist, wenn er die letzte Komponente einer Anlage ist und direkt in die freie Atmosphäre oder einen großen Raum ausbläst. Der dynamische Druck des Austrittsstrahls stellt den Austrittsverlust dar, der bei der Definition dieses Wirkungsgrads berücksichtigt wird. In dieser Studie wird der dynamische Druck mit der Strömungsgeschwindigkeit unmittelbar hinter dem Laufrad im Ringraum in Verbindung gebracht, der durch Nabe und zylindrisches Gehäuse gebildet wird, und nicht mit der Fläche des gesamten Rotors. Dadurch wird das Problem vermieden, einen möglichen Druckrückgewinn berücksichtigen zu müssen, z. B. aufgrun

Anders als in anderen Studien wird ein ganzheitlicher Ansatz gewählt. Mögliche Auslegungspunkte decken den gesamten für diese Ventilatorklasse üblichen Bereich ab. Die radiale, d. h. spannweitige Verteilung von Schaufelpfeilungswinkel, Staffelungswinkel und Sehnenlänge wird variiert, um die Schaufeln an die komplexe Strömung im Naben- und Spitzenbereich anzupassen. Als Werkzeug wird ein von Bamberger [8] entwickeltes und validiertes Optimierungsverfahren verwendet ; siehe auch Bamberger und Carolus [9].

## 2. Methodik 2.1.

### Verwendete dimensionslose Koeffizienten

In dieser Studie werden die üblichen Definitionen dimensionsloser Koeffizienten verwendet. Q (kg/m3 ) ist der Volumenstrom, ÿp (Pa) ein Druckanstieg, n (1/s) ist die Drehzahl des Laufrads, Dtip (m) ist der Außendurchmesser des Rotors (und ungefähr der lichte Durchmesser des Gehäuses D), *ÿ* (kg/m3 ) ist die (konstante) Dichte des Gases und P (W) die Wellenleistung. Die Volumenstrom- und Druckanstiegskoeffizienten sowie der Wirkungsgrad

$$ÿ\ ÿ \quad \frac{Q}{\frac{ÿ}{4}^{3}T_{Tipp}}, \tag{1}$$

$$ÿ\ ÿ \quad \frac{ÿp}{\frac{ÿ}{2}^{2}T_{Tipp}\ 2ÿ}, \tag{2}$$

$$ÿ\ ÿ \quad \frac{Qÿp}{P}. \tag{3}$$

Der spezifische Durchmesser und die Geschwindigkeit sind:

$$ÿ\ ÿ \quad \frac{Tipp}{\frac{1}{8\ ÿ^{2}}\ \frac{4\ ÿp}{ÿ}^{-\frac{1}{4}}Q^{\frac{1}{2}}}, \tag{4}$$

$$ÿ\ ÿ \quad \frac{N}{(2ÿ2)\ ÿ^{-\frac{1}{4}}\ \frac{ÿp}{ÿ}^{-\frac{3}{4}}Fÿ^{\frac{1}{2}}} \tag{5}$$

*ÿ* und *ÿ* können als *ÿ* und ÿ ausgedrückt werden und umgekehrt. Je nach Anwendungsfall können *ÿ* und *ÿ* entweder als Gesamt-zu-Gesamt-Druckanstieg (Index „tt") oder als Gesamt-zu-Statik-Druckanstieg (Index „ts") definiert werden. (In ISO 5801 [10] wird der Gesamt-zu-Gesamt-Druckanstieg einfach als „Ventilatordruck" mit dem Symbol pf bezeichnet ; der Gesamt-zu-Statik-Druckanstieg wird als „Ventilatorstatischer Druck" pfs bezeichnet , was nicht mit dem tatsächlichen statischen Druckanstieg des Ventilators verwechselt werden darf.) Der Gesamt-zu-Gesamt-Druckanstieg ÿptt ist ein Maß für die gesamte Energie, die von der Welle auf die Flüssigkeit übertragen wird, und entspricht der Differenz zwischen dem Gesamtdruck hinter dem Ventilator und dem Gesamtdruck vor dem Ventilator. Bei Anwendungen, bei denen der dynamische Druck hinter dem Ventilator in die freie Atmosphäre o

Machine Translated by Google



**Druckanstieg ÿpts (d. h. ÿptt abzüglich des sogenannten Austrittsverlusts) ist zur Beschreibung des Auslegungspunkts angemessener, und ÿts und ÿts werden zu den relevanten dimensionslosen Größen. Im Gegensatz dazu** werden *ÿ* **und** *ÿ* immer mit **ÿptt definiert , mit höchstwahrscheinlich einer Ausnahme in Abbildung 2, die weiter unten erläutert wird.**

**Die in diesem Dokument relevanteste geometrische Größe ist das Naben-Spitzen-Verhältnis (siehe Abbildung 3a).**

$$\ddot{y}\ddot{y} \quad \frac{\text{Dhub}}{\text{Tipp}}. \tag{6}$$

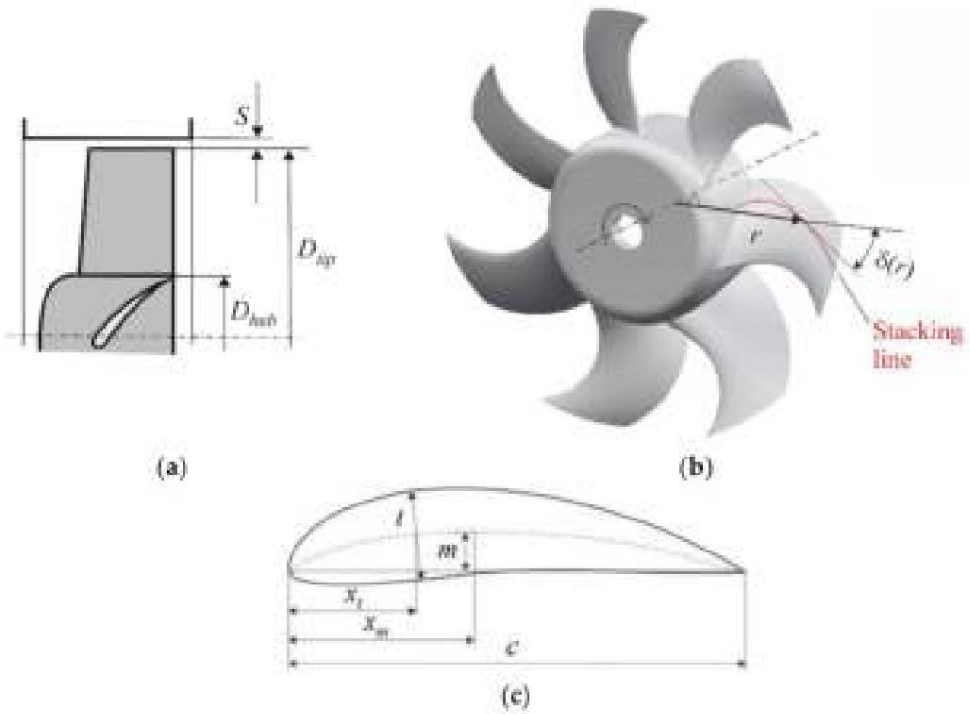



**Abbildung 3. Darstellung der geometrischen Parameter: (a) Laufrad mit Teil des Kanalgehäuses; (b) Definition des Pfeilwinkels; (c) 4-stelliger NACA-Abschnitt.**

### 2.2. Optimierungsschema

**In diesem Abschnitt wird eine kurze Zusammenfassung des Optimierungsschemas gegeben. Einzelheiten finden sich in [8,9]. Drei Schlüsselkomponenten sind wesentlich: (i) eine Datenbank mit Leistungsmerkmalen von 14.000 verschiedenen Axialventilator-Laufrädern, (ii) ein Metamodell für die Ventilatorleistung als Funktion der variierten Laufradparameter und (iii) ein evolutionärer Algorithmus als Optimierungsmethode .**

#### 2.2.1. Datenbank

**Die Datenbank besteht aus den Leistungsdaten von 14.000 Einzelgeräten der Klasse der Axialventilatoren. Sie wurde im Vorfeld durch eine automatisierte Reynolds-gemittelte Navier-Stockes (RANS)-Vorhersage erstellt. Abbildung 3 zeigt die variierten geometrischen Parameter. In Tabelle 1 sind die geometrischen Parameter zusammengestellt, die während der Optimierung variiert werden. Es ist wichtig zu beachten, dass der Bereich der zulässigen Naben-Spitzen-Verhältnisse auf Werte zwischen 0,3 und 0,7 beschränkt wurde. Dies bedeutet insbesondere, dass in der Datenbank keine Laufräder mit einem Naben-Spitzen-Verhältnis <0,3 vorhanden sind. Die Schaufelblätter bestehen aus 4-stelligen NACA- Profilabschnitten mit den Parametern „maximale Dicke“, „maximale Wölbung“ und ihren jeweiligen „Sehnenpositionen“. Die maximale Schaufelblattdicke ist auf 5 % der Sehnenlänge festgelegt , was eine Herstellung im Kunststoffspritzgussv**

Machine Translated by Google



Tabelle 1. Variierte geometrische Parameter.

| Parameter | Symbol | Reichweite | Kommentar |
|---|---|---|---|
| Naben-Spitzen-Verhältnis | ÿ | 0,3–0,7 | |
| Anzahl der Blätter | z | 5–11 | Nur ganze Zahlen |
| Sehnenlängen-Verhältnis | c/Dtip | 0,13–0,33 | |
| Maximale Wölbung | m/c [A] | 0–0,15 | 4-stellige NACA-Abschnitte |
| Position der maximalen Wölbung | xm/c [A] | 0,1–0,7 | |
| Position der maximalen Dicke | xt/c [A] | 0,1–0,5 | |
| Blattpfeilungswinkel | ein ÿ | ÿ60ÿ–+60ÿ | |

a, definiert an drei gleich weit entfernten Stellen zwischen Nabe und Spitze.

Empirisch betrachtet liegen die optimalen Betriebspunkte von gängigen hocheffizienten Einstrom- und einstufige Radial-, Halbaxial- und Axialventilatoren liegen – in Bezug auf den spezifischen Durchmesser ÿ und Geschwindigkeit ÿ – in einem relativ schmalen Band, das Cordier-Band genannt wird; siehe den schraffierten Bereich in Abbildung 2. Basierend auf diesem Cordierband bestimmte Bamberger in [8] den sinnvollen Bereich von aerodynamische Auslegungsparameter von Axialventilatoren gemäß Bild 4 und Tabelle 2, hier in Bezug auf ÿ und ÿts. Dieser Entwurfsraum wird mehr oder weniger für die aktuelle Studie. Beachten Sie, dass der Bereich der aerodynamischen Designparameter bewusst so gewählt wurde, breiter als das herkömmliche Cordier-Band vermuten lässt.

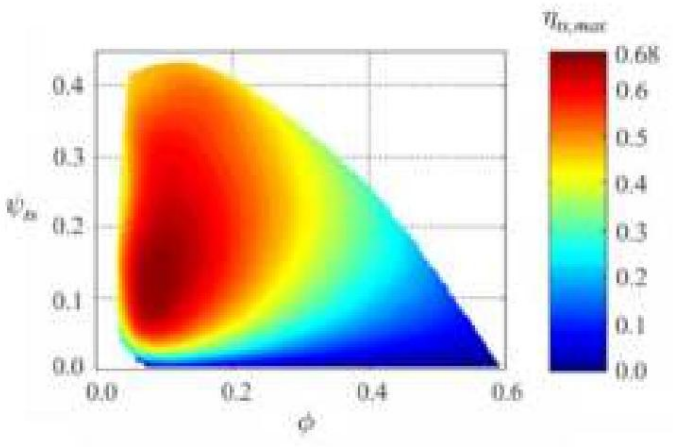



Abbildung 4. Konstruktionsraum (d. h. Paare von ÿ und ÿts) für die Klasse der einstufigen Axialventilatoren mit reinem Laufrad; die Farbe kennzeichnet den für jedes Paar von ÿ und ÿts erreichbaren Spitzenwirkungsgrad ; nach Bamberger [8].

Tabelle 2. Die aerodynamischen Designparameter variierten in der vorliegenden Studie.

| Parameter | Symbol | Reichweite |
|---|---|---|
| Druckanstiegskoeffizient (bei Auslegungspunkt) | ÿts | 0,1–0,4 |
| Volumenstromkoeffizient (am Auslegungspunkt) | ÿ | 0,1–0,45 |

Eine Skizze des Berechnungsbereichs für die CFD-Simulationen ist in Abbildung 5 dargestellt. Der Berechnungsbereich umfasste einen Schaufelkanal mit periodischen Randbedingungen an den Seitenflächen. Weitere Randbedingungen waren: fester Massenstrom an der Einlass, Umgebungsdruck am Auslass und kein Schlupf an den Wänden. Die Turbulenz wurde modelliert unter Verwendung des k-ÿ SST-Modells. Als Solver wurde Ansys CFX™ verwendet. Numerische Gittergenerierung und Die Auswertung der RANS-Ergebnisse erfolgte automatisiert. Kombinationen von insgesamt 26 geometrischen Die Parameter wurden systematisch mit einer Methode zur statistischen Versuchsplanung (DoE) ermittelt. Die resultierenden Drücke wurden in Ebene 1 und 2 ausgewertet.

Machine Translated by Google



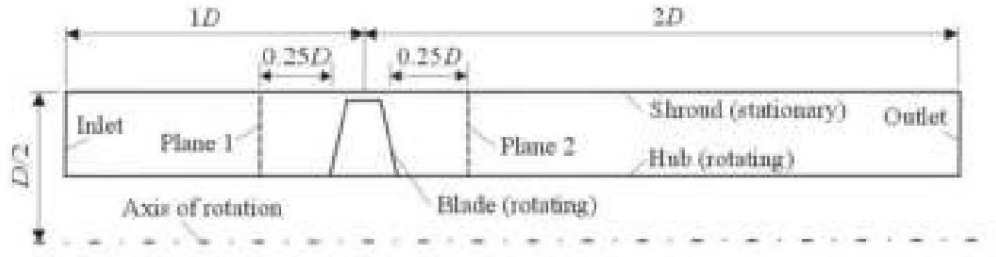



**Abbildung 5. Skizze des Berechnungsbereichs zum Erstellen der Datenbank mit automatisierten RANS- Vorhersagen; D ÿ Dtip, da der Spitzenabstand klein ist (S/D = 0,001).**

**Mit der so erhaltenen Datenbank sind drei kleinere Einschränkungen verbunden:**

**• Die Ergebnisse des vollständigen Optimierungsschemas sind möglicherweise nicht vollständig auf Laufradinstallationen anwendbar, die sich erheblich von Abbildung 5 unterscheiden, z. B. solche ohne Gehäuse. • Der Spitzenspalt wurde konstant bei 0,001 von D ÿ Dtip gehalten. Erheblich unterschiedliche Spitzenspalte können Korrekturen erfordern, z. B. durch empirische Korrelationen. • Alle RANS-Simulationen wurden für ein Laufrad mit 0,3 m Durchmesser und 3000 U/min durchgeführt. Dies führt zu einer typischen sehnenbasierten Reynoldszahl von 200.000. Wenn die Ergebnisse des vollständigen Optimierungsschemas auf Ventilatoren mit erheblich kleineren oder größeren Reynoldszahlen angewendet werden sollten, könnte zumindest der Absolutwert des vorhergesagten Wirkungsgrads mit Reynolds-Scale-up-Gesetzen wie der bekannten Ackeret -Formel von 1948 skaliert werden, siehe z. B. Spurk [11], oder neueren und komplexeren M**

#### 2.2.2. Metamodell

**Das Metamodell basiert auf einem künstlichen neuronalen Netzwerk. Es ermöglicht die Vorhersage der Leistungsmerkmale, einschließlich Wirkungsgrad und umfangsgemittelter Strömungsgeschwindigkeit in der Laufradaustrittsebene, jedes Laufrads, das aus einer sinnvollen Kombination der 26 geometrischen Parameter besteht. Der ausgewählte neuronale Netzwerktyp ist das Multi-Layer Perceptron (MLP). MLPs bestehen aus der Eingabeschicht, einer beliebigen Anzahl verborgener Schichten und der Ausgabeschicht. Die Anzahl der verborgenen Schichten und die Anzahl der Neuronen in jeder von ihnen bestimmen die Modellkomplexität. Ein zu einfaches Modell führt aufgrund unzureichender Flexibilität zu großen Fehlern. Andererseits leidet ein zu komplexes Modell unter Überanpassungseffekten , d. h. der Fehler ist bei den Trainingsdaten gering, jedoch hoch bei neuen Daten, die nicht für das Training verwendet wurden. Daher wurden die verfügbaren Daten in Trainings- und Testdaten aufgeteilt und die M**

#### 2.2.3. Optimierungsmethode

**Die eigentliche Optimierung wird auf dem Metamodell durchgeführt. Zur Optimierung wird ein evolutionärer Algorithmus eingesetzt. Ein wesentlicher Vorteil evolutionärer Algorithmen ist ihre Fähigkeit, das globale Optimum zu finden, was für die vorliegende Arbeit als w Der Hauptnachteil gegenüber lokalen Optimierungsalgorithmen (z. B. Gradienten-basierten ) ist die hohe Anzahl von Funktionsauswertungen, die zur Konvergenz erforderlich sind. Aufgrund der extremen Schnelligkeit der Metamodelle ist dieser Nachteil für die vorliegende Studie jedoch weniger relevant. Das Hauptoptimierungsziel ist immer die Maximierung von ÿts mit der Einschränkung, dass der angestrebte Designpunkt erreicht werde**

**Das vollständige Schema ist in Matlab™ implementiert und erfordert nur Standard-PC-Computerressourcen.**

### 3. Ergebnisse und Diskussion

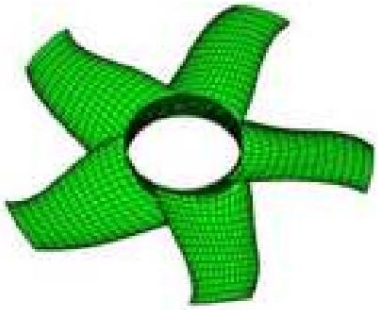
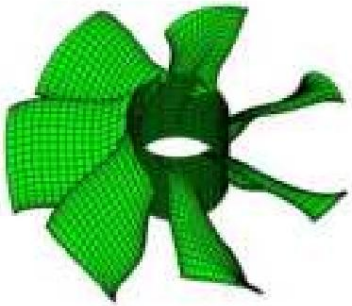
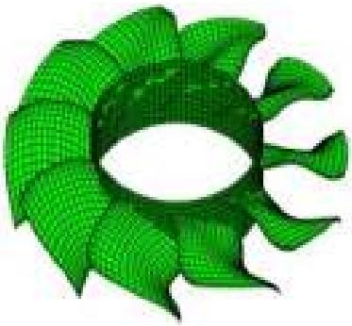
**Eine systematische Konstruktion von Laufrädern im Konstruktionsraum ergibt die im oberen Diagramm von Abbildung 6 dargestellten Naben-Spitzen-Verhältnisse. Für Lüfter, die für große** *ÿ* -Werte **und niedrige bis mittlere ÿts- Werte (wie B) ausgelegt sind, könnte ein niedrigeres Naben-Spitzen-Verhältnis möglich**

Machine Translated by Google



Ein solcher Entwurf wurde von vornherein ausgeschlossen, da die anfänglichen Trainingsdaten für das Metamodell wurden bewusst auf den Parameterbereich von *ÿ* = 0,3–0,7 beschränkt. Der maximal erreichbare Die Gesamteffizienz für jedes Design ist in der unteren Grafik von Abbildung 6 dargestellt. Die Ventilatoren mit den höchsten Wirkungsgraden sind solche, die für *ÿ* / ÿts -Paare im Bereich der untere linke Ecke mit einem Naben-Spitzen-Verhältnis *von ÿ* ÿ 0,3–0,4.

Tabelle 3. Ergebnisse (ausgewählte Fans).

| # | ÿts | *ÿ* | *ÿ* | ÿts | Laufrad |
|---|---|---|---|---|---|
| A | 0,1 | 0,1 | 0,31 | 0,66 |  |
| B | 0,1 | 0,45 | 0,30 | 0,20 |  |
| C | 0,35 | 0,1 | 0,70 | 0,52 | |
| D | 0,35 | 0,25 | 0,50 | 0,45 |  |

Machine Translated by Google



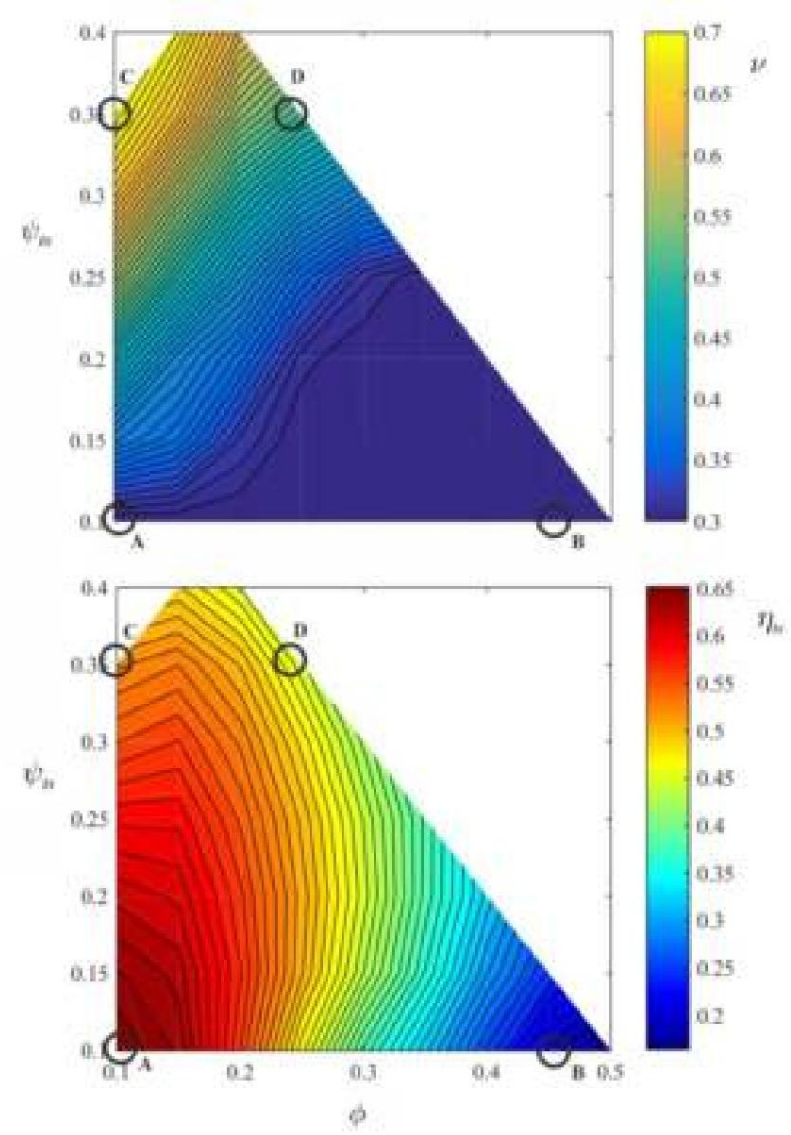



**Abbildung 6. Oben: Naben-Spitzen-Verhältnisse optimaler Laufräder; unten: Gesamt-zu-statische Wirkungsgrade dieser Laufräder; die mit Buchstaben gekennzeichneten Konstruktionspunkte beziehen sich auf Tabelle 3.**

**Ausgewählte Ventilatoren (d. h. Paare von ÿ und ÿts) in Tabelle 3 veranschaulichen die Ergebnisse. Im Gegensatz zu herkömmlichen Konstruktionen deutet die Optimierung auf Rotorblattformen mit einer unerwarteten spannweiten Verteilung von Sehnenlänge, Staffelungswinkel und insbesondere Pfeilungswinkel hin.**

**Das Metamodell liefert auch das umfangsgemittelte Strömungsfeld am Laufradaustritt , wie in Abbildung 7 dargestellt. Offenbar verursacht die optimale Schaufelform eine meridionale Geschwindigkeitskomponente am Lüfteraustritt cm2 mit einem Maximum im mittleren oder äußeren Schaufelabschnitt. Dies bedeutet, dass der Volumenstrom im Schaufelring des Laufrads nicht gleichmäßig verteilt ist. Im kritischen Nabenbereich ist der Durchfluss reduziert. Die Tangentialgeschwindigkeit cu2, ein Maß für die Energieübertragung auf die Flüssigkeit, wird ebenfalls angezeigt. In allen Diagrammen sind die Geschwindigkeiten mit der Schaufelspitzengeschwindigkeit ÿDtipn normalisiert, die durch einen hochgestellten Stern gekennzeichnet ist . Trotz eines kleinen Rückströmungsbereichs ist A das effizienteste Laufrad.**

Machine Translated by Google



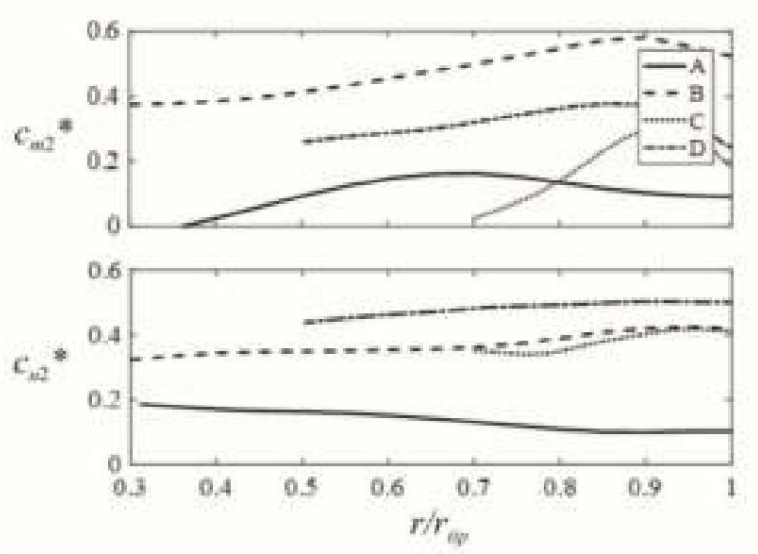



**Abbildung 7. Verteilungen der meridionalen (Durchfluss) und tangentialen Strömungsgeschwindigkeiten in der Laufradaustrittsebene ; die Geschwindigkeiten sind mit der Schaufelspitzengeschwindigkeit ÿDtipn normalisiert, die durch den Stern als hochgestelltes Zeichen gekennzeichnet ist.**

**Zum Vergleich wurde für denselben Auslegungspunkt wie A ein Laufrad mit der Standard-Lehrbuchmethode „Blade–Element–Impuls“ (BEM) ausgelegt, vgl. [13]. Das Naben-Spitzen-Verhältnis wurde ebenfalls zu ÿ = 0,31 gewählt. Als empirische Annahme wurde der Reibungsverlust an jedem Schaufelelement entlang der Spannweite auf 10 % festgelegt (entspricht einem lokalen hydraulischen Wirkungsgrad von 90 %) – mögliche zusätzliche Verluste im Schaufelnaben- und Schaufelspitzenbereich wurden vernachlässigt. Darüber hinaus wurde ein Volume Es wurde eine freie Wirbelverteilung gewählt, die – in Übereinstimmung mit der Anforderung des radialen Gleichgewichts – zu rx cu2 = const und cm2 = const entlang der Spannweite führt. In Abbildung 8 werden diese rx cu2– und cm2–Verteilungen mit denen des optimalen Laufrads A verglichen. Beide Geschwindigkeitsverteilungen weisen deutliche Unterschiede auf. Dies liegt daran, dass die Optimierungsmethode, die auf umfassenden CFD-Daten basiert, alle lokalen Verluste berücksichtigt. Es sind keine Annahmen für den lokalen Wirkungsgrad erforderlich. Der Optimierer sagt sogar den insgesamt erreichbaren Wirkungsgrad voraus. Darüber hinaus identifiziert der Optimierer diejenigen spannweiten cu2– und cm2– Verteilungen, die mit dem minimalen Gesamtdynamischen Druck am Laufradaustritt verbunden sind, d. h. dem minimalen Austrittsverlust. Beachten Sie, dass die klassische freie Wirbelverteilung in Bezug auf den Austrittsverlust nicht optimal ist; die axiale Austrittsströmungsgeschwindigkeit ist konstant, die tangentiale variiert jedoch erheblich von der Nabe zur Spitze: cu2 (r) = const/r. Daher ist es verständlich, dass der gesamte dynamische Austrittsdruck, der auf dem Integral der quadrierten Austrittsgeschwindigkeiten von der Nabe bis zur Spitze basiert, durch die Wahl optimaler cu2(r)- und cm2(r)-Verteilungen minimiert werden kann. Im Allgemeinen weichen diese Verteilungen vom klassischen Freiwirbeldesign ab. Letztendlich sind die** Blätter, die diesen optimalen Austrittsstrom liefern

Machine Translated by Google



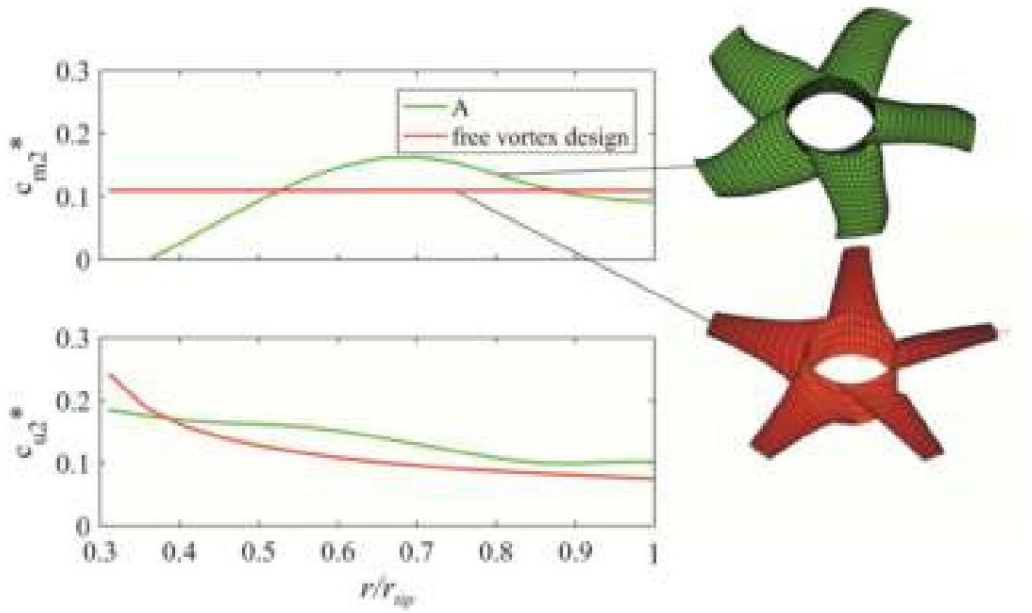



**Abbildung 8. Vergleich des optimalen Lüfterrads A mit einem Standard-Lehrbuchdesign (d. h. freier Wirbel, rcu2 = const und cm2 = const gemäß der Anforderung des radialen Gleichgewichts); die Geschwindigkeiten sind mit der Blattspitzengeschwindigkeit ÿDtipn normalisiert, die durch den Stern als hochgestelltes Zeichen gekennzeichnet ist.**

**Es ist wichtig zu beachten, dass das für das Lehrbuchdesign gewählte Naben-Spitzen-Verhältnis weit unter den klassischen Grenzen nach Strecheltzky, De Haller und Schiller lag. Dies ist eine allgemeine Beobachtung: Die vom Optimierungsschema vorgeschlagenen Naben-Spitzen-Verhältnisse sind immer kleiner als die nach den klassischen Regeln erzielten. Dies gilt sogar für die Empfehlungen von ECK, die zunächst in Abbildung 2 dargestellt sind.** (Bei der qualitativen **Interpretation von Abbildung 2 ist etwas Vorsicht geboten ;** höchstwahrscheinlich hat ECK die Cordier-Kurve, die *ÿ* **und** *ÿ* definiert, **mit ÿpts und nicht** mit **ÿptt ermittelt, wie es heute üblich ist.)**

#### 4. Schlussfolgerungen

**Das Ziel dieser Studie war die Entwicklung von Axialventilatoren mit ausschließlich Laufrad und optimalem Verhältnis von Nabe zu Spitze für den höchstmöglichen Gesamtwirkungsgrad. Dies steht im Gegensatz zu anderen Studien, bei denen ein primäres Konstruktionsziel eine sehr kleine Nabe ist, was möglicherweise auf Kosten der effizienten aerodynamischen Funktion des nabennahen Blattbereichs geht.**

**Anders als in anderen Studien wurde ein ganzheitlicher Ansatz gewählt. Erstens wird die gesamte Klasse dieser Ventilatoren betrachtet, nicht nur ein bestimmter Auslegungsfall. Zweitens wird eine Optimierungsmethode angewendet, mit der das optimale Naben-zu-Spitzen-Verhältnis, die radiale Verteilung des Schaufelpfeilungswinkels, der Staffelungswinkel und die Sehnenlänge bestimmt werden können. Die klassischen Nabenauslegungsregeln von Strecheltzky, De Haller und Schiller müssen nicht angewendet werden.**

Im Allgemeinen **sind die vom Optimierungsschema vorgeschlagenen Naben-Spitzen-Verhältnisse für die Klasse der ausschließlich axialen Laufradventilatoren** kleiner als diejenigen, die sich bei Anwendung der klassischen Regeln ergeben. Es sei jedoch noch einmal darauf hingewiesen, dass die zulässigen Naben-Spitzen-Verhältnisse **auf einen Bereich von 0,3 bis 0,7 beschränkt wurden. Dies bedeutet insbesondere, dass Laufräder mit Naben-Spitzen-Verhältnissen <0,3 mit dem hier verwendeten Schema nicht zu erwarten sind. Im Fall von Laufrad B, dessen Naben-Spitzen-Verhältnis genau 0,3 beträgt, könnte die gewählte Untergrenze der zulässigen Naben-Spitzen-Verhältnisse als nicht-physikalische Einschränkung gewirkt haben.**

**Ein zweites Ergebnis sind die Formen der Rotorblätter, die für einen minimalen Austrittsverlust angepasst sind. Diese Formen weichen erheblich von den klassischen und sogar hochmodernen „nur gepfeilten“ oder „mit V-Form gepfeilten“ Designs ab: Sehnenlänge, Staffelung und Pfeilungswinkel sind auf komplexe Weise von der Nabe bis zur Spitze verteilt. Der eigentliche Grund dafür ist, dass das Schema** nicht nur den gesamten dynamischen Austrittsverlust, sondern auch Reibungsverluste aufgrund von **Sekundärströmungen in den Naben- und Spitzenbereichen zu minimieren versucht .**

Machine Translated by Google



Im Wesentlichen basiert die verwendete Optimierungsmethode auf RANS-Simulationen. In der Vergangenheit wurde die zugrundeliegende RANS-Methode für mehrere Beispiele validiert. Dennoch stellen die Autoren die vollständige Geometrie der vier Laufräder A, B, C und D jedem zur experimentellen Validierung oder weiteren Analyse ihrer Leistung zur Verfügung (siehe Datenverfügbarkeitserklärung unten). Dies würde auch einen Vergleich mit kommerziellen Lüftern mit ähnlichen Leistungsparametern ermöglichen, deren Naben-Spitzen-Verhältnisse jedoch kleiner sind als die von der verwendeten Methode vorgeschlagenen.

Beiträge der Autoren: Konzeptualisierung, TC und KB; Methodik, KB; Software, KB; Schreiben – Vorbereitung des Originalentwurfs, TC; Schreiben – Überprüfung und Bearbeitung, KB und TC. Alle Autoren haben die veröffentlichte Version des Manuskripts gelesen und stimmen ihr zu.

Finanzierung: Diese Forschung erhielt keine externe Finanzierung.

Datenverfügbarkeitserklärung: Auf Anfrage stellen die Autoren jedem Einzelnen kostenlos ein 3D-CAD-Modell der vier Laufräder A, B, C und D zur Verfügung. Anfragen sind an Thomas Carolus im Steinbeis-Transferzentrum FLOWTRANS, 57250 Netphen, Deutschland, zu richten ; www.flowtrans-engineering.com (abgerufen am 28. August 2022); thomas.carolus@stw.de.

Interessenkonflikte: Die Autoren erklären, dass keine Interessenkonflikte vorliegen.

## Verweise

1. Eck, B. Ventilatoren, 5. Aufl.; Springer: Berlin/Heidelberg, Deutschland, 1972.
2. Horlock, JH Axialkompressoren; Verlag G. Braun: Karlsruhe, Deutschland, 1967. 3. de Haller, P. Das Verhalten von Tragflügelgittern in Axialverdichtern und im Windkanal. Brennstoff-Wärme-Kraft 1953, 10, 333–337. 4. Schiller, F. Theoretische und experimentelle Untersuchungen zur Bestimmung der Belastungsgrenze bei hochbelasteten Axialventilatoren . Ph.D. Dissertation, Universität Braunschweig, Braunschweig, Deutschland, 1983.
5. Lindemann, TB; Friedrichs, J.; Stark, U. Entwicklung einer neuen Konstruktionsmethode für hocheffiziente Niederdruck-Axialventilatoren mit kleinem Naben-/Spitzenverhältnis. In Proceedings of the ASME Turbo Expo 2014; Paper No. GT2014-25932; American Society of Mechanical Engineers: New York, NY, USA, 2014. [CrossRef]
6. Wang, J.; Kruyt, NP Computergestützte Strömungssimulationen der aerodynamischen Leistung von Niederdruck-Axialventilatoren mit kleinem Naben-Spitzendurchmesser-Verhältnis. ASME J. Fluids Eng. 2020, 142, 091202. [CrossRef]
7. Wang, J.; Kruyt, NP Auswirkungen von Pfeilung, V-Form und Schrägstellung auf die aerodynamische Leistung von Niederdruck-Axialventilatoren mit kleinen Naben-zu-Spitzen-Durchmesserverhältnis. ASME J. Fluids Eng. 2022, 144, 011203. [CrossRef]
8. Bamberger, K. Aerodynamische Optimierung von Niederdruck-Axialventilatoren. Ph.D. Diplomarbeit, Universität Siegen, Siegen, Deutschland, 2015.
9. Bamberger, K.; Carolus, T. Entwicklung, Anwendung und Validierung einer schnellen Optimierungsmethode für die Klasse der Axialventilatoren. ASME J. Turbomach. 2017, 139, 111001. [CrossRef]
10. ISO 5801:201; Ventilatoren – Leistungsprüfung mit standardisierten Luftleitungen. Internationale Organisation für Normung: London, Großbritannien, 2017.
11. Spurk, JH Dimensionsanalyse; Springer: Berlin/Heidelberg, Deutschland, 1992.
12. Pelz, PF; Stonjek, S.; Matyschok, B. Der Einfluss von Reynoldszahl und Rauheit auf die Effizienz von Axial- und Radialventilatoren – Eine physikalisch basierte Skalierungsmethode. In Proceedings der International Conference on Fan Noise, Technology and Numerical Methods FAN2012, Senlis, Frankreich, 18.–10. April 2012.
13. Carolus, T. Fans: Aerodynamisches Design, Geräuschreduzierung, Optimierung; Springer: Berlin/Heidelberg, Deutschland, 2022.

Haftungsausschluss/Anmerkung des Herausgebers: Die in allen Veröffentlichungen enthaltenen Aussagen, Meinungen und Daten sind ausschließlich die der einzelnen Autoren und Mitwirkenden und nicht die von MDPI und/oder den Herausgebern. MDPI und/oder die Herausgeber lehnen jegliche Verantwortung für Personen- oder Sachschäden ab, die aus den im Inhalt erwähnten Ideen, Methoden, Anweisungen oder Produkten resultieren.

Machine Translated by Google

Internationale Zeitschrift für
*Turbomaschinen*
*Antrieb und Leistung*

MDPI

**Artikel**

# Aeroakustische Simulation eines Axialventilators mit modelliertem Turbulente Einströmbedingungen

**Philipp Dietrich * und Marc Schneider**

**ebm-papst GmbH & Co. KG, Bachmühle 2, 74673 Mulfingen, Deutschland * Korrespondenz: philipp.dietrich@de.ebmpapst.com**

**Zusammenfassung: In Anwendungen kann die Akustik von Ventilatoren erheblich von den Messungen des Einzelventilators abweichen. Dies ist auf gestörte Zuflussbedingungen zurückzuführen, die beispielsweise durch einen Wärmetauscher vor einem Axialventilator verursacht werden. Die Auflösung der komplexen Geometrie und Abmessungen typischer Wärmetauscher in aeroakustischen skalenauflösenden Simulationen führt zu einem sehr hohen Rechenaufwand, der derzeit wirtschaftlich nicht darstellbar ist. Turbulenzrekonstruktionswerkzeuge wie das FRPM bieten die Möglichkeit, die turbulenten Zuflussbedingungen zu modellieren und so die Darstellung des Wärmetauschers in den aeroakustischen Simulationen zu vermeiden. Dieser Ansatz wird anhand eines Benchmark-Experiments eines Impellers mit vorgeschaltetem Turbulenzgitter getestet.**

**Schlüsselwörter: Ventilatoren; Aeroakustik; rechnergestützte Aeroakustik (CAA); Zuflussstörung; Turbulenzrekonstruktion**

## 1. Einleitung

Die Bewertung und Reduzierung des abgestrahlten Schalls ist ein wichtiger Bestandteil der Entwicklung neuer Ventilatoren. Besonders in Anwendungen, die in der Nähe von Menschen arbeiten, wie Klimaanlagen oder Dunstabzugshauben, sind leise Ventilatoren gefragt. Im Gegensatz zu den Messungen des Einzelventilators, die typischerweise im Entwicklungsprozess verwendet werden, kann in Anwendungen die Akustik durch gestörte Anströmbedingungen erheblich beeinflusst werden. Wie Lucius et al. [1] gezeigt haben, erhöht selbst ein rechteckiger Kasten vor dem Ventilator den abgestrahlten Schall drastisch, während der Effekt auf die aerodynamischen Eigenschaften nur gering ist.

Die Bewertung der aerodynamischen Eigenschaften mit numerischen Simulationen unter Verwendung von CFD (Computational Fluid Dynamics) wird häufig im Entwicklungsprozess neuer Lüfter eingesetzt. Aufgrund der gestiegenen Rechenkapazitäten sind CAA-Methoden (Computational Aeroacoustics) bei der Vorhersage des emittierten Schalls und der Identifizierung von Schallerzeugungsmechanismen wichtiger geworden . Wie Lucius et al. [1] gezeigt haben, sind skalenauflösende Simulationen wie LES (Large Eddy Simulat Allerdings ist ein hoher Rechenaufwand erforderlich, um vorgelagerte Strukturen aufzulösen, die die Zuflussbedingungen beeinflussen. Eine typische Anwendung für Axialventilatoren ist die Kombination mit einer Wärmetauschereinheit. Dies ist beispielsweise bei Wärmepumpen der Fall, bei denen der Ventilator häufig nach dem Wärmetauscher installiert wird. Die Form und die geometrischen Details des Wärmetauschers führen zu einem ungleichmäßigen turbulenten Strömungsfeld, das während des Betriebs mit den Ventilatorflügeln interagiert. Dies kann den abgestrahlten Schall deutlich erhöhen. Aufgrund der komplexen Geometrie (dünn gestapelte Lamellen und Kühlstäbe) und der Abmessungen von Wärmetauschern ist ein sehr hoher Rechenaufwand (geschätzte Maschenweite zur Auflösung eines typischen Wärmetauschers: ~1 × 1010 Zellen) erforderlich, um alle notwendigen Details aufzulösen. In einem Produktentwicklungsprozess ist dies derzeit wirtschaftlich nicht machbar.

Turbulenzrekonstruktionswerkzeuge wie die FRPM-Methode (Fast Random Particle Mesh), die vom DLR in Braunschweig entwickelt wurde (Ewert [2]), bieten die Möglichkeit, die Turbulenz auf der Grundlage der statistischen Informationen von RANS-Vorläufersimulationen (Reynolds Averaged Navier Stokes) synthetisch nachzubilden. Das Werkzeug wurde absichtlich entwickelt, um Schallquellen für Ausbreitungssimulationen zu rekonstru

check for updates

Zitat: Dietrich, P.; Schneider, M. Aeroakustische Simulationen einer Axial Lüfter mit modellierter turbulenter Einströmung Bedingungen. Int. J. Turbomach. Propuls. Power 2023, 8, 13. https://doi.org/10.3390/ijtpp8020013

Wissenschaftliche Herausgeber: Marcello Manna und Thomas Carolus

Erhalten: 31. August 2022
Überarbeitet: 31. Januar 2023
Akzeptiert: 7. März 2023
Veröffentlicht: 18. April 2023

Copyright: © 2023 bei den Autoren. Lizenznehmer MDPI, Basel, Schweiz.

Dieser Artikel ist ein Open Access-Artikel, der unter den Bedingungen und Bedingungen der Creative Commons Namensnennungs-Lizenz (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).

Machine Translated by Google



Im Zusammenhang mit Hinterkantenlärm wurde dieses Werkzeug auch verwendet, um turbulente Fluktuationen in die Grenzschicht eines Tragflügels einzuführen (Bernicke et al. [4]). Im Fall eines Lüfters in Kombination mit einem Wärmetauscher besteht die Idee darin, die durch den Wärmetauscher verursachten gestörten Zuströmbedingungen zum Lüfter mit dem FRPM für aeroakustische Simulationen zu rekonstruieren. Die vorgeschlagene Methode wurde erfolgreich auf generische Testfälle sowie auf die Simulation eines Experiments mit einem Tragflügel hinter einem Turbulenzgitter in einem Windkanal angewendet (Dietrich et al. [5]). In Vorläuferuntersuchungen wurden auch andere Werkzeuge zur Turbulenzrekonstruktion, wie das Anisotropic Linear Forcing (ALF) in StarCCM+ (Erbig et al. [6]), untersucht. Für die Testfälle zeigte das FRPM jedoch die vielversprech

In diesem Artikel wird die Turbulenzrekonstruktionstechnik unter Verwendung des FRPM für gestörte Zuflussbedingungen auf einen Benchmark-Testfall eines axialen Mantelventilators mit einem vorgeschalteten Turbulenzgitter angewendet, der an der Universität Siegen untersucht wurde (Zhu [7]). Ziel dieser Untersuchung ist es, die Anwendbarkeit des entwickelten Ansatzes auf die aeroakustische Simulation von Ventilatoren zu bestimmen. Der Vorteil dieses Testfalls besteht darin, dass im Vergleich zu einer Wärmetauscheranwendung der gesamte Versuchsaufbau mit vertretbarem Rechenaufwand in einer aeroakustischen Simulation dargestellt werden kann. Dieser Aufbau wurde auch von Moghadam et al. [8] unter Verwendung von LES untersucht. Die Akustik wurde jedoch nur für ungestörte Zuflussbedingungen simuliert. Unterschiedliche Zuflussbedingungen für diesen Mantelventilator in einem ähnlichen Aufbau wurden numerisch und experimentell von Reese und Carolus [9] untersucht, die die Fähigkeiten verschiedener Turbulenzmodellierungstechniken zur Erfassung der relevanten Schallquellen zeigten. Die Auswirkung der Zuflussbedingungen aufgrund des Windkanals in diesem Benchmark-Fall wurde von Sturm et al. untersucht. [10] wurde mit Hilfe der Lattice-Boltzmann-Methode berechnet. Die Konfiguration mit Turbulenzgitter wurde allerdings nicht simuliert.

Alle bisher angewandten Methoden wären nicht in der Lage, die Akustik eines Wärmetauscheraufbaus mit einem angemessenen Rechenaufwand vorherzusagen. Ziel dieser Studie ist es, die Anwendbarkeit der Rekonstruktionsmethode mit FRPM und StarCCM+ zur Vorhersage der Breitbandakustik im Vergleich zum Experiment und zur Simulation des gesamten Aufbaus zu zeigen. Der Schwerpunkt der Rekonstruktion liegt auf den für die Akustik relevanten turbulenten Schwankungen. Daher sind Abweichungen in den aerodynamischen Eigenschaften zu erwarten

## 2. Versuchsaufbau Der

Versuchsaufbau und die Messergebnisse wurden von Zhu [7] veröffentlicht und können für weitere Informationen herangezogen werden. Zhu zeigte in seiner Dissertation [11] auch eine experimentelle Untersuchung und Simulation desselben Ventilators in einer ähnlichen Konfiguration (ohne Zuflussstörung) , auf die auch für den Messaufbau Bezug genommen werden kann. Im Versuch wird ein Axialventilator mit einem Durchmesser von 300 mm und einer Drehzahl von 3000 U/min in einem Kanal platziert, der Luft aus einer halbschalltoten Kammer über ein vergleichsweise grobes Turbulenzgitter saugt. Eine schematische Darstellung des Ve

Das Anströmfeld für den Fan nach der Düse und dem Turbulenzgitter wird mit einer Hitzdrahtsonde gemessen, die 175 mm vor der Vorderkante des Fans angebracht ist. Zusätzlich wird der Druck auf den Schaufeloberflächen mit Drucksensoren auf der Saug- und Druckseite der Schaufeln gemessen. Hier wurden an 2 Schaufeln des Fans 7 Drucksensoren auf der Saugseite der einen und auf der Druckseite der anderen Schaufel angebracht. Ein zusätzlicher Drucksensor wurde auf der Schaufelspaltoberfläche installiert. Das Signal der Drucksensoren wird durch mit einer Paste aufgefüllte Kanäle auf der gegenüberliegenden Schaufelseite zur Nabe übertragen und durch Schleifkontakt auf die Welle übertragen. Die Drucksensoren wurden einzeln mit einem weißen Rauschsignal kalibriert.

Machine Translated by Google



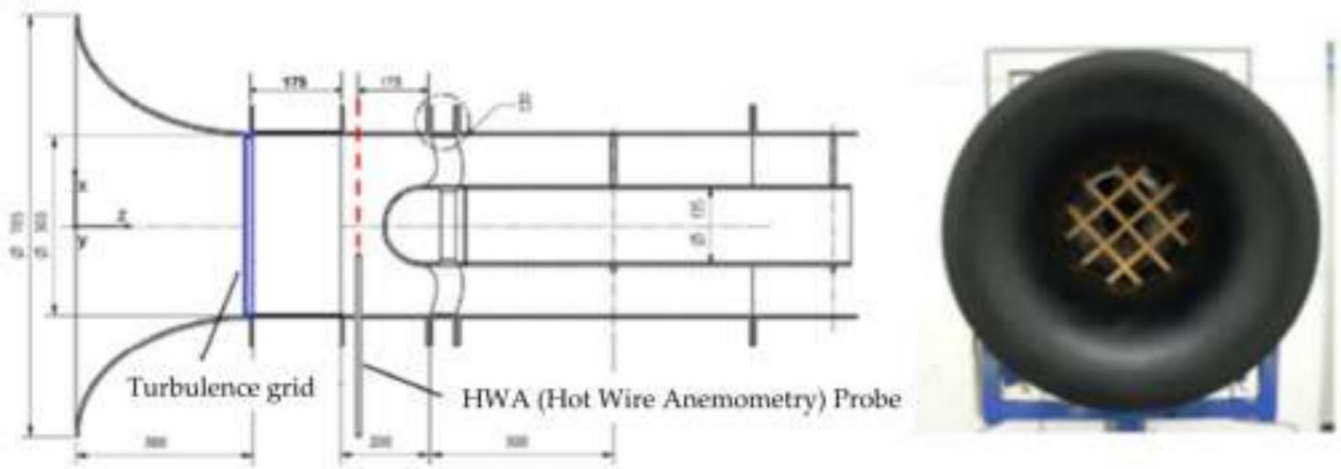



**Abbildung 1. Versuchsaufbau: (links) Schematische Darstellung des Versuchsstandes; (rechts) Bild der Installation mit dem Turbulenzgitter [7]. Wiedergabe mit freundlicher Genehmigung von Zhu, T; AiF/FLT Bericht-Nr.: F60 002 B; 2015 [7] (Anmerkungen in Englisch hinzugefügt).**

**Die Akustik wird von drei vorgelagerten Mikrofonen im halbschalltoten Raum (Abbildung 2) und einem Mikrofon im Kanal hinter dem Ventilator aufgezeichnet. Für den Vergleich in diesem Dokument werden nur die Mikrofone auf der Saugseite (halbschalltoter**

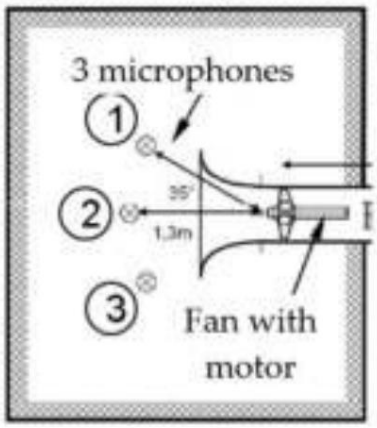



**Abbildung 2. Lage der Saugseitenmikrophone (Schema basierend auf [12]). Reproduziert mit Genehmigung von Delfs, JW und Carolus, T.; AIF/FLT Report-No.: F60 001 B; 2015 (Anmerkungen in Englisch und Nummerierung hinzugefügt).**

### 3. Simulationsaufbau

**Dieses Experiment wurde für den Test ausgewählt, da es einen turbulenten Zuströmzustand für einen Fächer aufweist, der noch mit einer maßstabsauflösenden Simulation aufgelöst werden kann und somit eine zusätzliche Referenz für die Simulation mit turbulenter Rekonstruktion bietet.**

**Grundlage aller Akustiksimulationen in dieser Arbeit ist eine RANS-Simulation des gesamten Simulationsbereichs, wie sie in Abbildung 3 für den LES-Aufbau zu sehen ist. Die Gitterauflösung dieser stationären Simulation ist die gleiche wie bei den maßstabsauflösenden aeroakustischen Berechnungen. Es wurde ein polyedrisches Netz mit ungefähr 60 Millionen Zellen verwendet. Die Rotation des Ventilators wird durch die Moving Reference Frame (MRF)-Methode in StarCCM+ realisiert. Die Turbulenz wurde mithilfe des k-ÿ- realisierbaren Modells berechnet.**

Machine Translated by Google



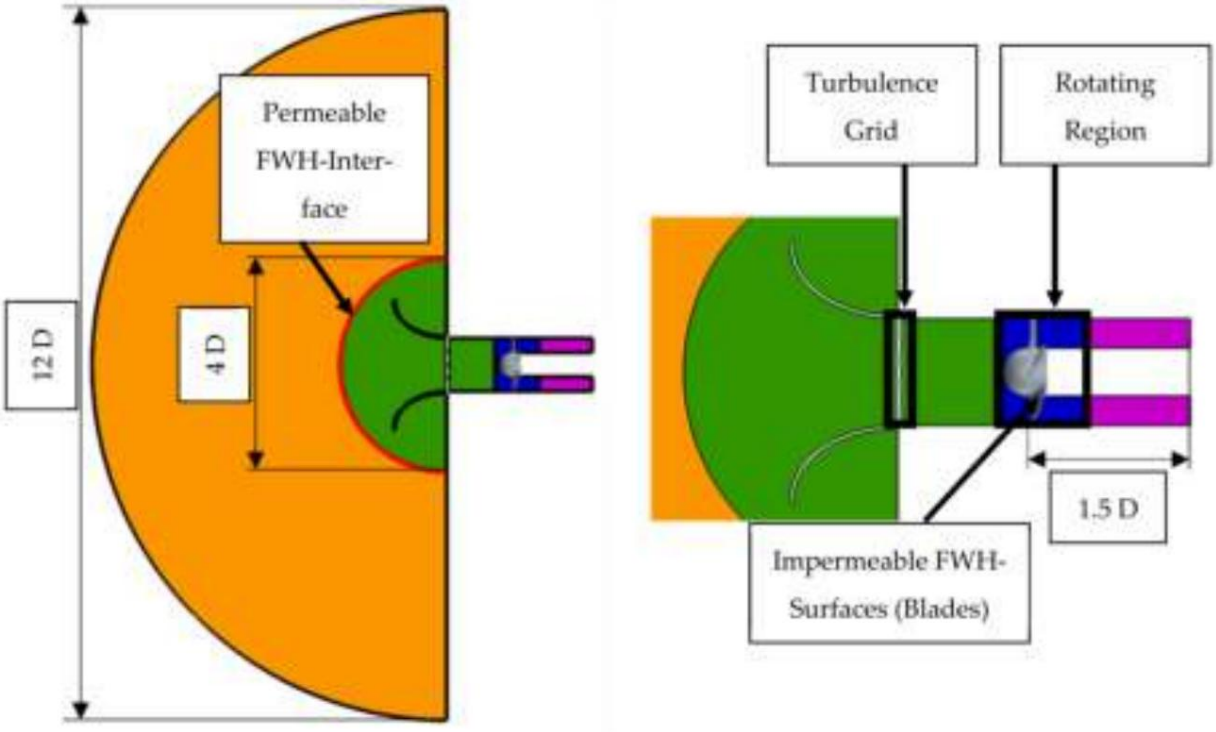



**Abbildung 3. Berechnungsbereich für die Vollmodellsimulation des Impellers mit vorgeschaltetem Turbulenzgitter : (links) Gesamtansicht; (rechts) Detailansicht.**

**Die maßstabsauflösende Simulation wurde als komprimierbare Simulation in StarCCM+ aufgesetzt. Die Ausbreitung der vom Gitter erzeugten Turbulenz zum Ventilator wurde durch mindestens zwei Zellen pro turbulenter Längenskala sichergestellt, was sich in einer früheren Untersuchung als ausreichend erwiesen hatte [ 5]. In dieser transienten Simulation wurde die Rotation des Ventilators mithilfe der Methode der starren Körperbewegung (RBM) mit gleitenden Schnittstellen realisiert. Die turbulente Grenzschicht wurde aufgelöst, wobei der dimensionslose Wandnormalabstand (N+, Y+) unter 1 und eine dimensionslose Auflösung in tangentialer Richtung (T+) unter 200 im gesamten Bereich sichergestellt wurden, was zu den oben erwähnten etwa 60 Millionen Zellen führte. Das eingesetzte LES mit WALE (Wall-Adapting Local Eddy-viscosity) Subgrid-Scale (SGS)-Modell erfordert typischerweise T+-Werte unter 40 für eine angemessene Auflösung der Grenzschicht. Es wurde jedoch gezeigt, dass dieser Aufbau für di**

**Schallwellen mit Frequenzen bis zu 3000 Hz werden mit 20 Punkten pro Wellenlänge (PPW) bis zu einer durchlässigen Schnittstelle vor der Düse räumlich aufgelöst. Die Akustik für die Mikrofone in der halbschalltoten Kammer wurde mit dem Ffowcs-Williams- und Hawkings-Modell (FWH) direkt aus den Lüfterblättern sowie aus der durchlässigen Oberfläche vor der Düse unter Verwendung der Farassat A1-Formulierung berechnet. Um Reflexionen an den Grenzen zu vermeiden, werden die Einlass- und Auslassabschnitte als nicht reflektierende „Free-Stream“ -Randbedingungen implementiert. Zusätzlich wird am Auslass eine akustische Unterdrückungszone (ASZ) mit einer Dicke von 0,5 D (Durchmesser des Lüfters) angewendet. Abbildung 3 zeigt eine schematische Ansicht des Berechnungsbereichs.**

**Die Simulation erfolgt, indem zunächst drei Lüfterumdrehungen mit einer vergleichsweise groben Zeitschrittweite berechnet werden. Anschließend wird die akustische Auswertung von zwei weiteren Umdrehungen mit FWH mit einer kleineren Zeitschrittweite von ÿt = 5 × 10-6 s (ÿt < Periodendauer bei 3000 Hz geteilt durch 30) gestartet, wodurch die zeitliche akustische Auflösung bis 3000 Hz sichergestellt wird.**

**Für die Simulation mit Turbulenzrekonstruktion wird der für die vorherigen Simulationen verwendete Bereich verkleinert. Der Einlass befindet sich nun 175 mm vor der Vorderkante (der Position der Hitzdrahtmessungen im Experiment). Da im reduzierten Simulationsbereich die Geometrie im Gegensatz zum geometrischen Aufbau des Vollmodells entweder rotierend oder rotationssymmetrisch ist, wird der gesamte Bereich als rotierend realisiert, indem die**

Machine Translated by Google



RBM-Methode. Die Gitterauflösung ist die gleiche wie bei der maßstabsauflösenden Simulation des gesamten Bereichs. Aufgrund des reduzierten Simulationsbereichs werden alle Strukturen vor dem neuen Einlassort (z. B. Turbulenzgitter und Düse) nicht durch das Gitter dargestellt, was zu einem polyedrischen Netz von ungefähr 40 Millionen Zellen führt. Der transiente und akustische Aufbau ist der gleiche wie bei der vollständigen Modellsimulation. Aufgrund des reduzierten Bereichs kann jedoch nur die akustische Ausbreitung direkt von den Lüfterblättern zu den Mikrofonen in der halbschalltoten Kammer über FWH berücksichtigt werden.

Als Grundlage für die Turbulenzrekonstruktion mit dem FRPM wird die RANS-Simulation verwendet, mit der das anfängliche Strömungsfeld für die LES der gesamten Domäne berechnet wurde. Zur Durchführung der Turbulenzrekonstruktion werden ein volumetrischer Abschnitt (Patch) des mittleren Strömungsprofils und die statistischen Turbulenzeigenschaften aus dieser RANS-Simulation extrahiert und als Eingabe für das FRPM bereitgestellt. Die Rekonstruktion im FRPM wird auf einem kartesischen Gitter durchgeführt . Der FRPM-Patch ist um die Position des neuen Einlasses (0,175 m) stromaufwärts der Lüftervorderkante zentriert und hat eine Dicke von 5 cm, was mehr als dem Dreifachen der maximalen turbulenten Längenskala in diesem Abschnitt entspricht. Das FRPM verwendet für die Rekonstruktion ein volumetrisches Gitter, um ein vollständig diverg Die räumliche Auflösung dieses Netzes ist dieselbe wie beim polyedrischen Netz in StarCCM+, mit zwei Zellen pro minimaler turbulenter Längenskala auf dem Patch. Für die Rekonstruktion wurden zwei Partikel pro Zelle verwendet, um Schwankungen basierend auf einer Gauß-Verteilung zu realisieren. Die vom FRPM rekonstruierten vorübergehenden turbulenten Schwankungen werden dann dem stationären Strömungsprofil der RANS-Simulation hinzugefügt. Dieses gestörte Strömungsfeld wird dann in der Randbedingung „Freier Strom“ am Einlass verwendet. Es wurden zwei verschiedene Ansätze entwickelt, um das vorübergehende Profil für die Schwankungen einzubeziehen. Beim ersten Ansatz müssen die Schwankungen a priori zur maßstabsauflösenden Simulation erstellt werden. Für den zweiten Ansatz wurde eine Einwegkopplung zwischen StarCCM+ und dem FRPM realisiert, um die Rekonstruktion der turbulenten Schwankungen parallel zur LES zu ermöglichen. In der vorliegenden Arbeit werden die Schwankungen vor der maßstabsauflösenden Simulation erstellt, da dieser Ansatz einfacher zu implementieren ist und einen stabileren Simulationsaufbau bietet. Abbildung 4 zeigt den Prozess der Turbulenzrekonstruktion für diesen Fall.

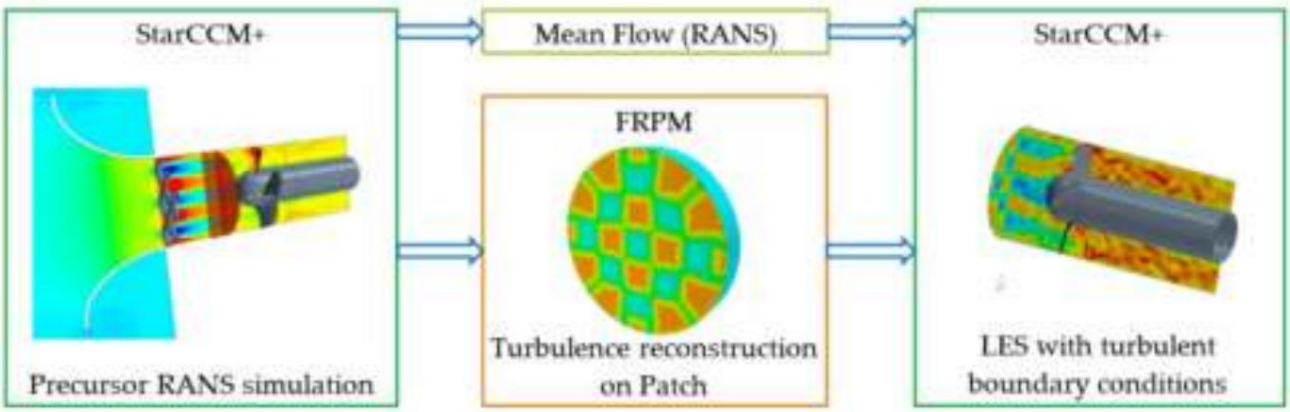



**Abbildung 4. Aufbau der Simulation zur Turbulenzrekonstruktion mit StarCCM+ und FRPM (Der rote Patch wird zur Rekonstruktion der Turbulenz aus RANS verwendet).**

## 4. Aerodynamische

Ergebnisse Die Turbulenzrekonstruktion basiert auf der RANS-Simulation, die auch zur Initialisierung der maßstabsauflösenden Simulation des Gesamtmodells verwendet wurde. Wie bereits in [5] festgestellt, unterscheiden sich die Strömungsfelder von RANS und LES in der Struktur der Nachläufe des Turbulenzgitters. Dies ist auch in Abbildung 5 zu erkennen.

Machine Translated by Google



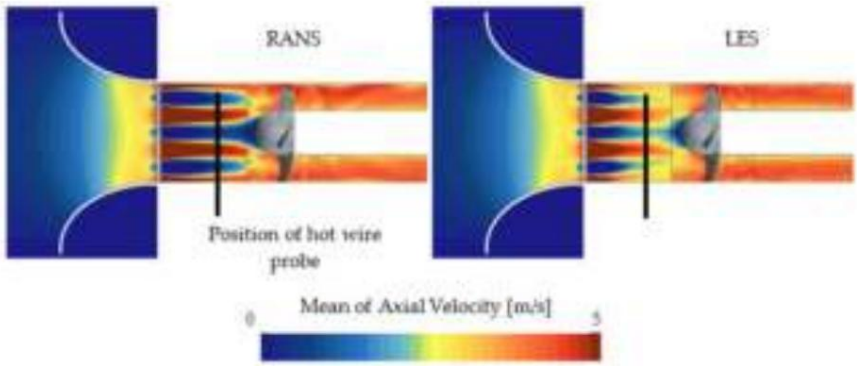



**Abbildung 5. Mittlere Axialgeschwindigkeit: (links) RANS und (rechts) LES.**

**Die unterschiedlichen Strukturen der Turbulenz sind auch im Vergleich zu den Messungen mit der Hitzdrahtsonde 175 mm vor dem Ventilator, dargestellt in Abbildung 6.**

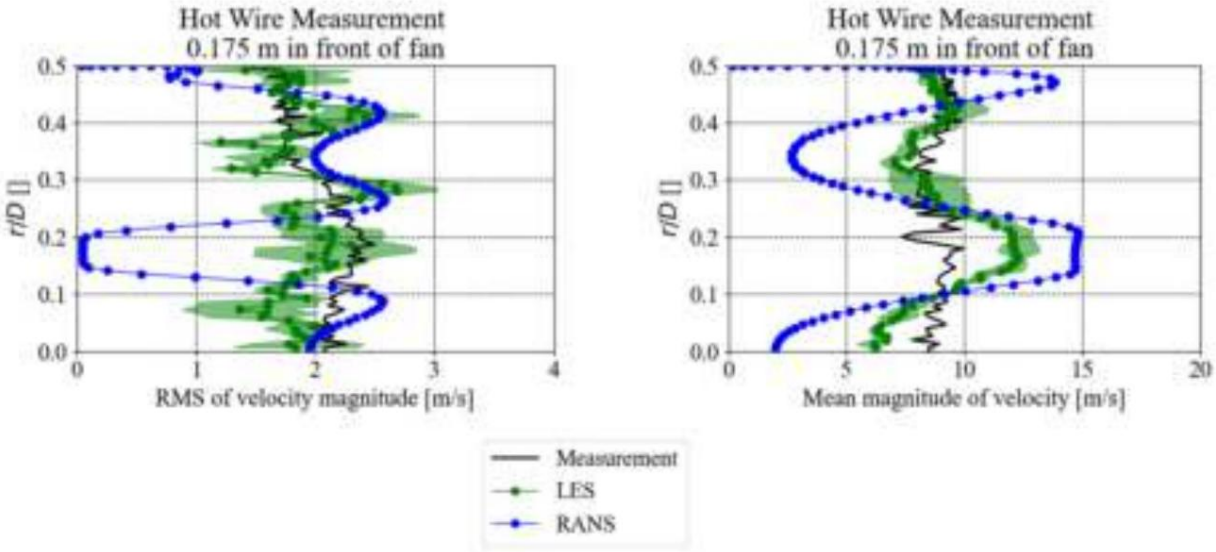



**Abbildung 6. Vergleich von RANS und LES (beide Vollmodelle) mit Hitzdrahtmessungen 175 mm vor dem Lüfter [7]. Die LES-Daten wurden durch Mittelung dreier überlappender Blöcke ermittelt. Der minimale und maximale Wert wird durch den hellgrünen Bereich angezeigt. (Mittlere Geschwindigkeitsgröße (links) und RMS-Wert der Geschwindigkeitsgröße (rechts)).**

**Im Gegensatz zur Messung sind die Nachläufe in den Profilen der Axialgeschwindigkeit für beide Simulationen (RANS und LES) zu sehen. Im RANS-Profil ist die Struktur der Nachläufe jedoch deutlicher zu erkennen. Zusammen mit den RMS-Werten der Schwankungen (rechtes Diagramm in Abbildung 6) ist zu erkennen, dass trotz des mittleren Geschwindigkeitsprofils die Auswertezeit für die Schwankungen nicht ausreicht. Ein ähnliches Verhalten der Nachläufe zeigte sich auch in der hochaufgelöste LES von Moghadam et al. [8]. Dennoch zeigten frühere Untersuchungen [1,5] , dass trotz Unterschieden in der Aerodynamik mit der gewählten Auswertezeit und Gitterauflösung gute akustische Ergebnisse erzielt werden konnten. Im RANS-Geschwindigkeits- und Schwankungsprofil sind , wie bereits in [5] beobachtet, die Nachläufe des Turbulenzgitters im Vergleich zu LES und Messung stärker ausgeprägt. Dies lässt sich durch die modellierte isotrope Turbulenz im RANS-Ansatz erklären, da der RMS-Wert auf Basis der turbulenten kinetischen Energie berechnet wurde.**

**Neben den Hitzdrahtsonden kann auch der Druck auf den Schaufelblattoberflächen mit den Messungen verglichen werden. In Abbildung 7 werden die Spektren des gemessenen Oberflächendrucks mit der Vollmodellsimulation und der Simulation mit rekonstruierter Turbulenz verglichen.**

Machine Translated by Google



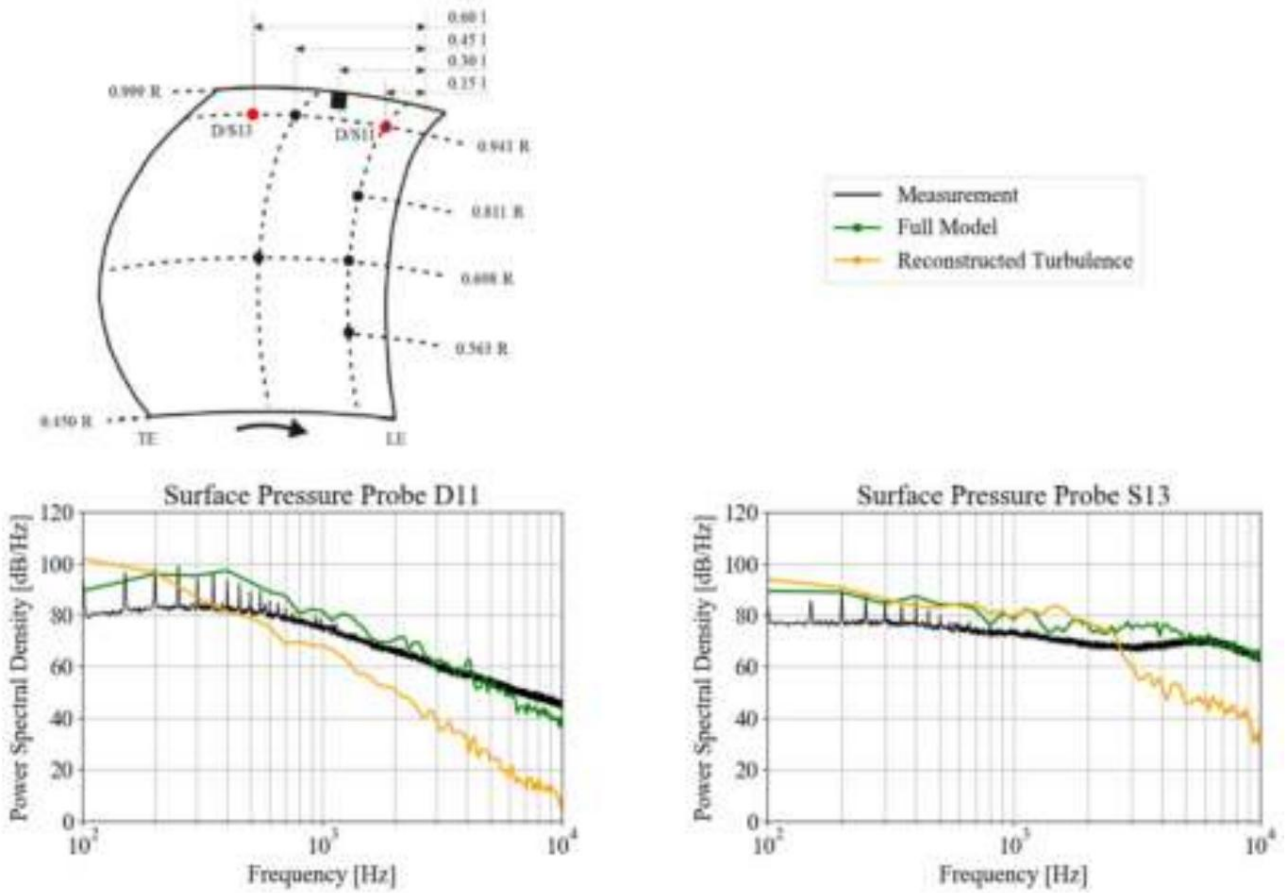



**Abbildung 7. Vergleich der Oberflächendruckspektren der Vollmodellsimulation und der Simulation mit rekonstruierter Turbulenz mit der Messung: oben links: Positionen der Drucksonden auf der Oberfläche der Fanschaufel (Präfix „D“ = Druckseite; Präfix „S“ = Saugseite); unten links: Vergleich der Oberflächendruckspektren auf der Druckseite (Sonde D11) nahe der Vorderkante; unten rechts: Vergleich der Oberflächendruckspektren auf der Saugseite (Sonde S13) nahe der Hinterkante. Referenzdaten und Positionen basieren auf [7,12].**

**Der Oberflächendruck in der Vollmodellsimulation zeigt über den größten Teil des Spektrums höhere Werte als bei der Messung. Dies kann eine Auswirkung der unzureichenden Oberflächenauflösung im vorgestellten LES sein. Es ist zu erkennen, dass das Druckprofil der rekonstruierten Turbulenz insbesondere nahe der Vorderkante auf der Saug- und Druckseite einen deutlich schnelleren Abfall zeigt. Nahe der Hinterkante stimmen die Druckschwankungen des** Vollmodells und der rekonstruierte **Bei höheren Frequenzen zeigt das Drucksignal für die rekonstruierte Turbulenz deutlich niedrigere Pegel. Im FRPM wird für die Rekonstruktion der Turbulenz ein Gauß-Spektrum angenommen, das mit der turbulenten kinetischen Energie und der turbulenten Längenskala der RANS-Simulation** kalibriert **ist. Die turbulente Längenskala wird von den großen turbulenten Strukturen der Strömung dominiert. Daher wird nur der Teil des turbulenten Spektrums rekonstruiert, der sich um die turbulente Längenskala herum befindet. Kleinräumige Fluktuationen bei höheren Frequenzen werden bei der Rekonstruktion vernachlässigt, was zu einer unphysikalischen Form der Energieverteilung führt. Dies ist höchstwahrscheinlich der Grund für die Unterschiede in den Druckspektren.**

**Frühere Untersuchungen [5] haben gezeigt, dass die Rekonstruktion der großräumigen Turbulenz auf Basis der RANS-Mittelströmung zu guten akustischen Ergebnissen gegenüber Referenzsimulationen und -messungen führt. Daher kann angenommen werden, dass trotz der im Strömungsfeld beobachteten Unterschiede mit der Methode der Turbulenzrekonstruktion gute akustische Ergebnisse erzielt werden können .**

Machine Translated by Google



## 5. Akustische Ergebnisse

In der Vollmodellsimulation können die akustischen Ergebnisse in den drei Mikrofonen in der halbschalltoten Kammer durch Ausbreitung mit FWH entweder von der durchlässigen Oberfläche oder durch die direkte Ausbreitung von den Lüfterblättern erzielt werden (Abbildung 3). In der Simulation mit rekonstruierter Turbulenz ist aufgrund des reduzierten Simulationsbereichs nur die Ausbreitung direkt von den Lüfterblättern möglich. Der Durchschnitt der akustischen Spektren in allen drei Mikrofonen in der halbschalltoten Kammer (vorne) und separat vom Mikrofon auf der Achse (Mikrofon 2) ist in Abbildung 8 zu finden.

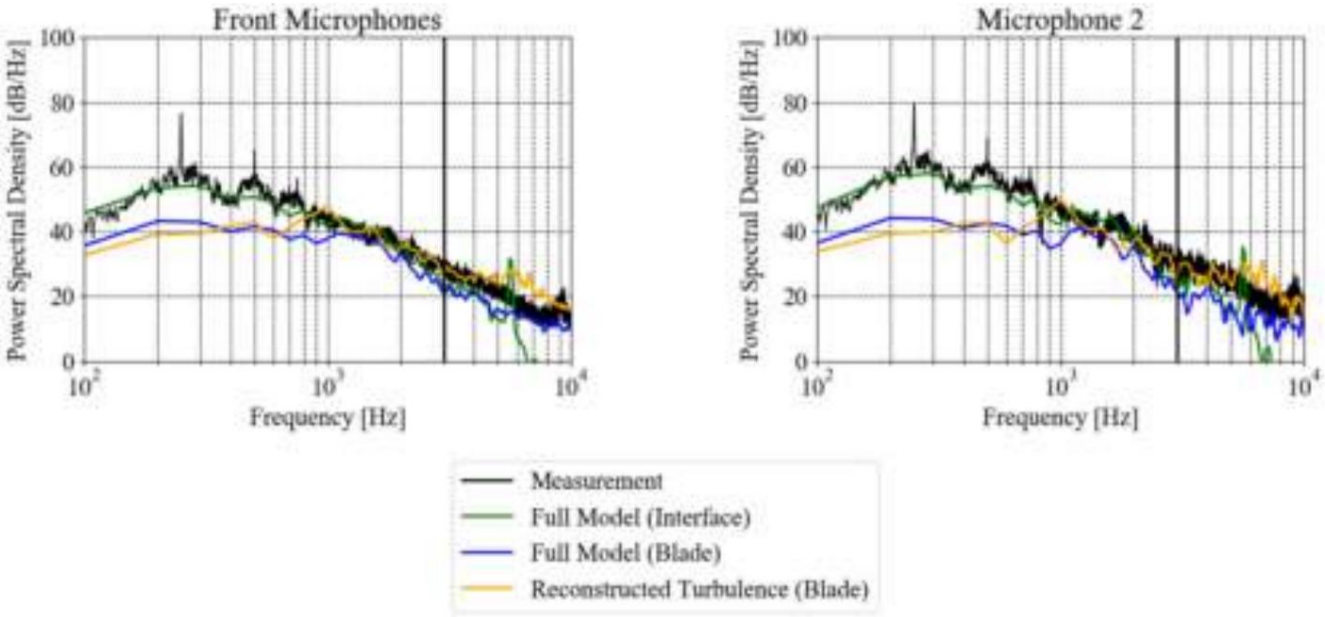



**Abbildung 8. Gemittelte akustische Spektren: (links) alle drei Mikrofone auf der Saugseite; (rechts) einzelnes Mikrofonspektrum für das Mikrofon auf der Achse (Messdaten basieren auf [7]).**

Das Ergebnis basierend auf der Ausbreitung von der durchlässigen Oberfläche zeigt eine sehr gute Übereinstimmung mit den experimentellen Werten. Im Vergleich zur Ausbreitung von den Schaufeln ist die Wirkung des Kanals und der Düse auf das akustische Spektrum für Frequenzen unter 1000 Hz deutlich sichtbar. Für Frequenzen über 1000 Hz stimmen die Form des Spektrums und die Pegel zwischen den verschiedenen Ausbreitungsmethoden gut überein.

Als Referenz für die Simulation mit turbulenter Rekonstruktion dient die Ausbreitung von den Lüfterblättern in der Vollmodellsimulation. Die Form des Spektrums und die Pegel sind sehr ähnlich. Bei 1000 Hz und höheren Frequenzen gibt es leichte Unterschiede. Das zusätzliche Rauschen bei höheren Frequenzen könnte eine Folge der Vernachlässigung kleiner, turbulenter Schwankungen im Gaußschen Spektrum bei der Methode der Turbulenzrekonstruktion sein.

Trotz der im vorherigen Abschnitt aufgezeigten Unterschiede in der Aerodynamik ist es mit der vorgestellten Methode zur Turbulenzrekonstruktion möglich, die Auswirkung der Zulaufturbulenz auf die Akustik des Lüfters korrekt vorherzusagen . Im Gegensatz zu einer Wärmetauscheranwendung erfordert die Auflösung des Turbulenzgitters in diesem Aufbau vergleichsweise wenig Rechenleistung.

Eine Auflösung der tonalen Anteile der Spektren ist aufgrund der kurzen Auswertezeit nicht möglich.

## 6. Periodische Simulationen

Um den Rechenaufwand zur Vorhersage der Auswirkungen von Zuflussturbulenzen auf den Impeller weiter zu reduzieren, werden weitere Reduktionstechniken untersucht. Wie in früheren Studien [1,8] gezeigt wurde, ist es möglich, die Periodizität der Ventilatorgeometrie in der Simulation ohne Zuflussturbulenzen auszunutzen. Für den vollständigen Modellansatz ist dies nicht möglich, da die Periodizität des Turbulenzgitters und des

Machine Translated by Google



für den Lüfter und 1/4 Periodizität des Turbulenzgitters). Im Simulationsaufbau mit rekonstruierter Turbulenz ist das Turbulenzgitter jedoch nicht mehr Teil des Simulationsbereichs . Daher wurde ein neues Netz erstellt, das nur ein Blatt in einem periodischen Segment aufweist.

Die Setups für das vollständige und periodische Modell für die Turbulenzrekonstruktionssimulationen werden in Abbildung **9 dargestellt .**

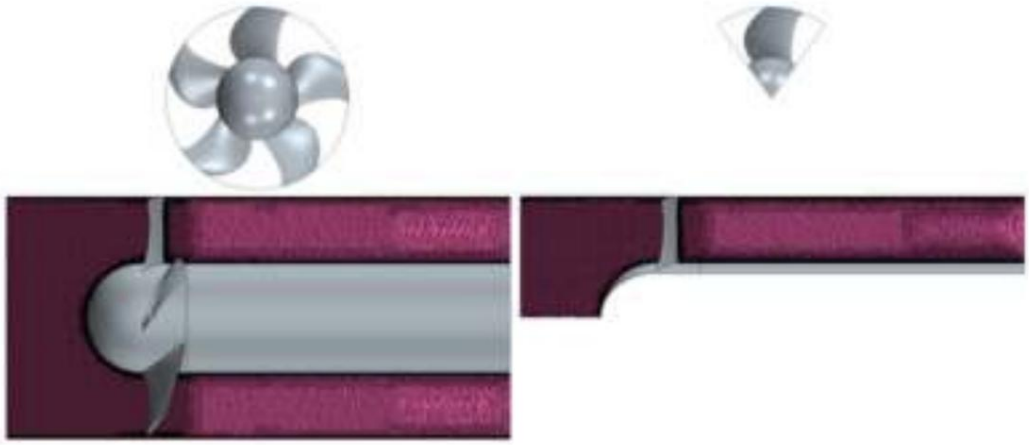


**Abbildung 9. Berechnungsbereich und Netz für Turbulenzrekonstruktionssimulationen: (links) Vollständiges Modell; (rechts) periodisches Modell.**

Durch die Ausnutzung der Periodizität der Fächergeometrie kann eine deutliche Reduzierung der Zellenzahl erreicht werden. Ausgehend von ~60 Millionen Zellen für das Vollmodell (Fächer und Turbulenzgitter) reduziert sich die Zellenzahl für die periodische Turbulenzrekonstruktionssimulation ohne Turbulenzgitter auf ~8,6 Millionen.

Für das periodische Modell ist es jedoch nicht möglich, den mittleren Fluss, der vom Vorgänger RANS bereitgestellt wird, direkt zu verwenden, wie in Abbildung 4 angegeben. Der mittlere Fluss zeigt noch immer die Struktur des Gitters, das eine Periodizität von 1/4 aufweist. Die Verwendung dieses Zuflusses würde zu unphysikalischen Schwankungen in der periodischen aeroakustischen Simulation führen. Unter Verwendung des Umfangsmittelwerts des RANS-Flussfelds und der auf Grundlage des ursprünglichen mittleren Flusses erzeugten turbulenten Schwankungen konnten im interessierenden Frequenzberei

Da es derzeit nicht möglich ist, die Turbulenz in einem periodischen Umfangsbereich im FRPM zu rekonstruieren , wurde derselbe Bereich wie für die vollständige Turbulenzrekonstruktion des Modells verwendet. Die für die mittlere Strömung und die Turbulenzrekonstruktion verwendeten Profile sind in Abbildung 10 dargestellt.

Die akustischen Ergebnisse für Mikrofon zwei sind in Abbildung 11 zu sehen. Das Signal für das periodische Modell ist um ÿPSD = ÿ10 log10(5)dB ÿ ÿ7 dB verschoben (wobei 5 die Anzahl der Flügel des Ventilators darstellt), um kohärente Schallquellen auf der Achse zu berücksichtigen. Hier wird nur das Mikrofon auf der Achse gezeigt, da derzeit Untersuchungen zur Berücksichtigung des Effekts kohärenter Schallquellen für außeraxiale Mikrofone durchgeführt werden (Lucius et al. [13]).

Das akustische Spektrum aus der periodischen Simulation mit rekonstruierter Turbulenz stimmt mit der Referenzsimulation überein und ist auch in guter Übereinstimmung mit der Vollmodellsimulation mit rekonstruierter Turbulenz. Bei höheren Frequenzen sind zusätzliche Schwankungen zu beobachten, die durch die Erzeugung der synthetischen Turbulenz und das periodische Modell selbst erklärt werden können . Für das Spektrum bei niedrigen Frequenzen (f < 1 000 Hz) ist es wichtig, das ursprüngliche RANS-Strömungsfeld für die Turbulenzrekonstruktion zu verwenden. Wenn der Umfangsmittelwert des Strömungsfelds auch für die Turbulenzrekonstruktion verwendet wird, werden in diesem Frequenzbereich deutlich niedrigere Pegel beobachtet.

Machine Translated by Google



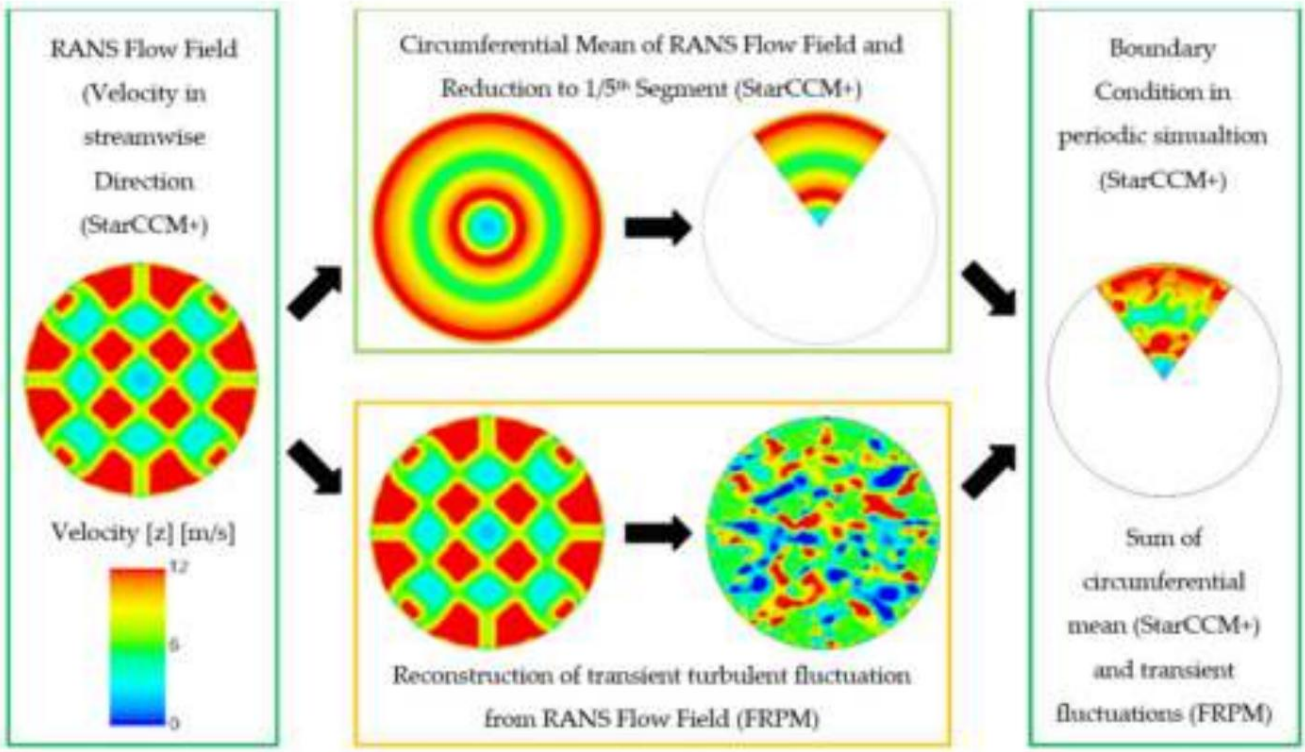



**Abbildung 10. Prozessdiagramm zur Rekonstruktion der turbulenten Randbedingung für die periodische Simulation. Die mittlere Strömung basiert auf dem Umfangsmittelwert des RANS-Strömungsfelds (oberer Zweig); Schwankungen werden auf dem ursprünglichen RANS-Strömungsfeld rekonstruiert (unterer Zweig) (Rekonstruktion des gesamten Bereichs); Hinzufügung des Umfangsmittelströmungsfelds und der Schwankungen basierend auf der aktuellen Lüfterposition (der gesamte periodische Bereich rotiert).**

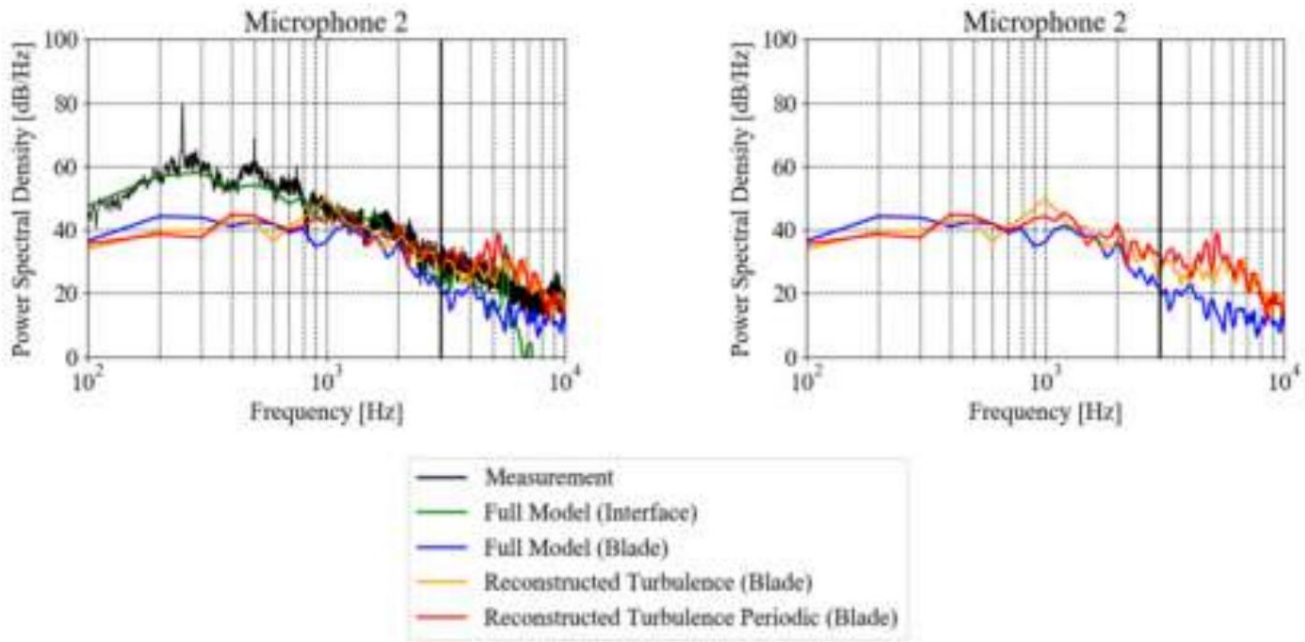



**Abbildung 11. Vergleich der akustischen Spektren am Mikrofon 2 für die Vollmodellsimulation und unterschiedliche Turbulenzrekonstruktionen: (links) inklusive Messung und Vollmodellsimulation; (rechts) nur Referenzdaten und Rekonstruktion (Messdaten basieren auf [7]).**

Machine Translated by Google



## 7. Schlussfolgerungen

In diesem Artikel wird ein Ansatz vorgestellt, der den Rechenaufwand für die aeroakustische Simulation von Ventilatoren durch Rekonstruktion der durch geometrische Merkmale vor dem Ventilator erzeugten Turbulenzen reduziert. Der Ansatz wurde auf einen Benchmarkfall eines Axialventilators in einem Kanal mit einem vorgeschalteten Turbulenzgitter angewendet.

Für diesen Ansatz wurden die statistischen Turbulenzinformationen aus einem Vorgänger-RANS mit dem am DLR in Braunschweig entwickelten FRPM-Tool rekonstruiert und als Einlassrandbedingung einer skalenauflösenden aeroakustischen Simulation des Fans verwendet. Die Ergebnisse wurden mit den experimentellen Ergebnissen und einer aeroakustischen Simulation des gesamten Aufbaus (Fan + Turbulenzgitter) verglichen. Zusätzlich wurde ein Ansatz vorgestellt, der den Rechenaufwand für die akustische Vorhersage durch Ausnutzung der Periodizität der Geometrie weiter reduziert.

Der aerodynamische Vergleich zeigte, dass es Unterschiede im mittleren Strömungsfeld und den turbulenten Eigenschaften der RANS-Simulation im Vergleich zum Experiment und der Referenz-LES gibt. Weiterhin zeigen die Drucksignale auf der Fanschaufeloberfläche teilweise deutliche Unterschiede zwischen der Simulation mit rekonstruierter Turbulenz und der Referenzsimulation des gesamten Aufbaus. Trotz dieser Unterschiede wurde eine gute Übereinstimmung zwischen den akustischen Spektren der Simulationen mit rekonstruierter Turbulenz und den Referenzsimulationen festgestellt. Die Referenzspektren aus den Experimenten konnten mit den Turbulenzrekonstruktionssimulationen aufgrund des reduzierten Rechenumfangs nicht reproduziert werden . Mit der Turbulenzrekonstruktion und der Ausnutzung der Periodizität der Geometrie ist es möglich, den Rechenaufwand von aeroakustischen Simulationen mit Anströmturbulenz deutlich zu reduzieren (bis zu einem Faktor 6) .

Die Simulationen zeigen, dass mit der Turbulenzrekonstruktionsmethode und der Ex-

Durch Ausnutzung der Periodizität im geometrischen Aufbau ist es möglich, das aeroakustische Verhalten des Ventilators im Vergleich zu Simulationen des gesamten Aufbaus vorherzusagen. Insbesondere für die typische Anwendung von Ventilatoren in Kombination mit Wärmetauschern erscheint diese Methode vielversprechend, um die Auswirkung der Zuflussturbulenz auf die Akustik der Ventilatoren erfassen zu können, was derzeit wirtschaftlich nicht möglich ist. Für die Entwicklung neuer Ventilatorgenerationen mit verbessertem akustischen Verhalten unter gestörten Zuflussbedingungen kann dieser Ansatz von großem Nutzen sein. Wenn detaillierte Informationen in Mikrofonen vor der Saugseite das Ziel der Untersuchung sind, kann zusätzlich zur vorgeschlagenen Methode ein akustischer Ausbreitungscode verwendet werden .

Beiträge der Autoren: Konzeptualisierung, PD und MS; Methodik, PD; Untersuchung, PD; Schreiben – Vorbereitung des Originalentwurfs, PD; Schreiben – Überprüfung und Bearbeitung, PD; Visualisierung, PD; Überwachung, MS. Alle Autoren haben die veröffentlichte Version des Manuskripts gelesen und stimmen ihr zu.

Finanzierung: Diese Forschung erhielt keine externe Finanzierung.

**Datenverfügbarkeitserklärung:** Experimentelle Daten wurden mit Genehmigung **des IGF-Projekts (Nr.: 16773 N) entnommen und reproduziert** (Referenzen [7,12]); **Kontakt: https://www.flt-net.de/; Abgerufen am 1. September 2015.**

Interessenkonflikte: Die Autoren erklären, dass keine Interessenkonflikte vorliegen.

## Verweise

1. Lucius, A.; Hütter, S.; Dietrich, P.; Schneider, M.; Lehmann, M.; Geyer, T. Experimentelle und numerische Untersuchung der Axialventilator- Aeroakustik bei gestörten Zuströmbedingungen. In Proceedings of the FAN2018, Darmstadt, Deutschland, 18.–20. April 2018.
2. Ewert, R. Die Fast Random Particle-Mesh-Methode zur Realisierung instationärer turbulenter Schallquellen und Geschwindigkeitsfelder für CAA-Anwendungen; In Proceedings der 13. AIAA/CEAS Aeroacoustic Conference, Rom, Italien, 21.–23. Mai 2007.
3. Liberson, L.; Lummer, M.; Mößner, M.; Ewert, R.; Delfs, JW Anwendung eines auf Discontinuous Galerkin basierenden CAA-Solvers für Breitband-Rauschvorhersage; In Proceedings of the FAN2018, Darmstadt, Deutschland, 18.–20. April 2018.
4. Bernicke, P.; Akkermans, RA; Ewert, R.; Dierke, J. Overset-LES mit stochastischer Forcierung für die Schallquellensimulation. In New Results in Numerical and Experimental Fluid Mechanics XI, Notes on Numerical Fluid Mechanics and Multidisciplinary Design 136; Dillmann, A., Hrsg.; Springer: Berlin/Heidelberg, Deutschland, 2018. [CrossRef]

Machine Translated by Google



5. Dietrich, P.; Schneider, M. Modellierung der Akustik von Axialventilatoren unter gestörter Zuströmung. In Proceedings of the DAGA2019, Rostock, Deutschland, 18.–20. März 2019.
6. Erbig, L.; Lardeau, S. Hybrides RANS/LES einer turbulenten Grenzschicht mit ungünstigem Druckgradienten unter Verwendung eines elliptischen Reynolds-Spannungsmodells und anisotroper linearer Kraft. In Arbeit bei der hybriden RANS-LES-Modellierung. Anmerkungen zur numerischen Strömungsmechanik und zum multidisziplinären Design; Hoarau, Y., Peng, SH, Schwamborn, D., Revell, A., Mockett, C., Hrsg.; Springer: Berlin/ Heidelberg, Deutschland, 2020; Band 143.
7. Zhu, T. Akustische Nachrechnung Von Ventilatoren: Bericht Zum Zusätzlichen FLT-Eigenmittelprojekt Teilprojekt 2 Zum Hauptarbeitspaket C: Akustisches Validierungsexperiment, Durchgeführt an der Universität Siegen; Projektbericht der Universität Siegen (AiF 16773 N/2); Universität Siegen: Siegen, Deutschland, 2015.
8. Moghadam, SA; Pogorelov, A.; Roidl, B.; Meinke, M.; Schröder, W. Numerische Analyse des akustischen Feldes eines Axialventilators bei unterschiedliche Zuflussbedingungen. In Proceedings of the FAN2018, Darmstadt, Deutschland, 18.–20. April 2018.
9. Reese, H.; Carolus, T. Axialventilatorgeräusche: Auf dem Weg zur Schallvorhersage auf der Grundlage numerischer instationärer Strömungsdaten – eine Fallstudie Proceedings of the Acoustics'08, Paris, Frankreich, 29. Juni–4. Juli 2008.
10. Sturm, M.; Sanjose, M.; Moreau, S.; Carolus, T. Aeroakustische Simulation eines Axialventilators einschließlich des gesamten Prüfstands unter Verwendung des Lattice-Boltzmann-Methode. In Proceedings of the FAN2015, Lyon, Frankreich, 15.–17. April 2015.
11. Zhu, T. Über das durch Strömung verursachte Spitzenspielgeräusch bei Axialventilatoren. Dissertation, Shaker Verlag GmbH, Düren, Deutschland, 2016.
12. Delfs, JW; Carolus, T. Schlussbericht zu dem IGF-Vorhaben: Akustische Nachrechnung von Ventilatoren; Abschlussbericht des Projekts (AiF 16773 N); Universität Siegen: Braunschweig/Siegen, Deutschland, 2015.
13. Lucius, A.; Schäfer, R. Akustik eines rückwärts gekrümmten Radialventilators – CAA-Simulation und experimentelle Validierung. In Proceedings der FAN2022, Senlis, Frankreich, 27.–29. Juni 2022.

Haftungsausschluss/Anmerkung des Herausgebers: Die in allen Veröffentlichungen enthaltenen Aussagen, Meinungen und Daten sind ausschließlich die der einzelnen Autoren und Mitwirkenden und nicht die von MDPI und/oder den Herausgebern. MDPI und/oder die Herausgeber lehnen jegliche Verantwortung für Personen- oder Sachschäden ab, die aus den im Inhalt erwähnten Ideen, Methoden, Anweisungen oder Produkten resultieren.

Machine Translated by Google

Internationale Zeitschrift für
*Turbomaschinen*
*Antrieb und Leistung*

MDPI

Leitartikel

# Lüfter: Lärm, Aerodynamik, Anwendungen und Systeme—Die Das Beste der internationalen Konferenz FAN2022

**Thomas H. Carolus 1,2**

1 **Steinbeis-Transferzentrum FLOWTRANS, 57250 Netphen, Deutschland; thomas.carolus@stw.de**
2 **Lehrstuhl für Angewandte Strömungsmechanik und Turbomaschinen, Universität Siegen, 57068 Siegen, Deutschland**

**Heutzutage sind viele Luft- und Gasventilatoren im Einsatz. Ventilatoren unterstützen unser tägliches Leben, indem sie Luft zum Heizen und Kühlen bereitstellen, Gase in Chemieanlagen und bei der Lebensmittelverarbeitung bewegen, bei der Stromerzeugung helfen und vieles mehr. Gleichzeitig verbrauchen Ventilatoren mit den dazugehörigen Motoren einen erheblichen Anteil des weltweiten Stroms, der noch immer größtenteils aus fossilen Brennstoffen erzeugt wird. Somit sind sie eine indirekte Ursache für CO2- Emissionen. Darüber hinaus ist die Umweltbelastung durch Ventilatorgeräusche ein w**

**Die Artikel in diesem** International Journal of Turbomachinery, Propulsion and Power **(IJTPP) Die Sonderausgabe zu Ventilatoren stammt von der FAN2022-Konferenz. Diese internationale Konferenz fand im Juli 2022 in Senlis, Frankreich, statt. Das Organisationskomitee bestand aus Geoff Sheard, AGS Consulting LLC, USA; Jürgen Schöne, ebm-papst, Deutschland; Alain Guedel und François Bessac, CETIAT; Xavier Carniel, CETIM, Frankreich; und Thomas Carolus, Universität Siegen und Peter Pelz, Technische Universität Darmstadt, beide in Deutschland. Ziel dieser** Sonderausgabe ist es, eine Auswahl von Beiträgen von herausragender wissenschaftlicher Qualität oder zu **aktuellen, drängenden Fragen vorzustellen .**

**Die aerodynamische Auslegung von Ventilatoren basiert noch immer auf analytischen Modellen, wird aber zunehmend auf numerische Strömungssimulationen zurückgegriffen. Numerische Strömungssimulationen ermöglichen die kostengünstige Vorhersage mehrerer Konstruktionsvarianten und können zu einer automatisierten Optimierung führen. Optimierungsmethoden haben das Potenzial, analytische Konstruktionsmethoden in Zukunft zu ergänzen oder sogar zu ersetzen . Die numerische Strömungsmechanik ist auch zunehmend in der Lage, das akustische Feld aufzulösen. Je nach Näherungsgrad liefert sie bisher unmögliche Detailgenauigkeiten über Schallquellen und deren Position in der Maschine. Andererseits bleiben experimentelle und semi-analytische Methoden unverzichtbar, um die theoretische Leistung, Probleme der Verschleißfestigkeit und vor allem Systemintegrations- und Installationseffekte zu überprüfen . Schließlich wird die Debatte mit den Gesetzgebungsinstitutionen fortgesetzt, während unsere Gemeinschaft daran arbeitet,** die beste Metrik zur Charakterisierung der Energieeffizienz und der Umweltauswirkungen **eines Gesamtsystems zu definieren .**

**Diese Sonderausgabe spiegelt wider, dass Ventilatoren noch immer weltweit Gegenstand multidisziplinärer wissenschaftlicher Forschung und Entwicklung sind, an der Universitäten, öffentliche Forschungseinrichtungen und Unternehmen beteiligt sind und zusammenarbeiten. Industrielle Hersteller und Anwender erkennen diese Bemühungen an und unterstützen sie. Ein Beispiel für diese Zusammenarbeit ist die ZIEHL-ABEGG SE, ein Ventilatorenhersteller mit Sitz in Künzelsau, Deutschland, der diese Sonderausgabe gesponsert hat. Diese Unterstützung ermöglicht den offenen Zugriff auf alle Artikel un**

**Finanzierung: Im Rahmen des FAN2022-Konferenzsponsoringprogramms wurden alle Artikelbearbeitungsgebühren (APCs) für diese Sonderausgabe von ZIEHL-ABEGG SE, Künzelsau, Deutschland, finanz**

**Erklärung des Institutional Review Board: Nicht zutreffend.**

**Einverständniserklärung: Nicht zutreffend.**

**Datenverfügbarkeitserklärung: Nicht zutreffend.**

**Interessenkonflikte: Der Autor erklärt, dass kein Interessenkonflikt besteht.**

check for updates

**Zitat: Carolus, TH Fans: Noise, Aerodynamik, Anwendungen und Systeme – Das Beste vom Internationale Konferenz FAN2022.**

Int. J. Turbomach. Propuls. Power **2022, 7, 36. https://doi.org/10.3390/ ijtpp7040036**

**Empfangen: 24. November 2022**

**Akzeptiert: 30. November 2022**
**Veröffentlicht: 2. Dezember 2022**

**Anmerkung des Herausgebers: MDPI bleibt neutral in Bezug auf Zuständigkeitsansprüche in veröffentlichten Karten und institutionelle Zugehörigkeit. iationen.**

**Copyright: © 2022 beim Autor. Lizenznehmer MDPI, Basel, Schweiz.**

**Dieser Artikel ist ein Open Access-Artikel, der unter den Bedingungen und Bedingungen der Creative Commons Namensnennungs-Lizenz (CC BY-NC-ND) (https:// creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/ ).**

Machine Translated by Google

Internationale Zeitschrift für
*Turbomaschinen*
*Antrieb und Leistung*

MDPI

Rezension

# Experimentelle Untersuchungstechniken für nicht-ideale Kompressible Fluiddynamik

**Stefan aus der Wiesche**

**Fachbereich Maschinenbau, Fachhochschule Münster, 48565 Steinfurt; wiesche@fh-muenster.de; Tel.: +49-2551-9-62272**

**Zusammenfassung: Die steigende Zahl von Anwendungen des Organic Rankine Cycle (ORC) oder superkritischer CO2- Kraftwerke (sCO2 )** hat einen neuen Zweig der Strömungsmechanik geformt, die sogenannte nicht-ideale kompressible **Strömungsdynamik (NICFD). Dieses Gebiet der Strömungsmechanik befasst sich mit Strömungen von Dämpfen oder Gasen, die durch erhebliche Abweichungen vom perfekten Gasmodell gekennzeichnet sind. In Extremfällen können sogar nicht-klassische gasdynamische Phänomene auftreten. Obwohl diese nicht-idealen kompressiblen Strömungen heute Gegenstand anspruchsvoller numerischer Simulationsstudien sind, besteht auch ein wachsender Bedarf an experimentellen Daten zu Validierungszwecken. In den letzten Jahren wurden neue experimentelle Prüfstände zur Untersuchung der nicht-idealen kompressiblen Strömungsdynamik entwickelt und in Betrieb genommen. Klassische praktische Messtechniken werden derzeit neu entwickelt und auf nicht-ideale kompressible Strömungen angewendet. Trotz ihrer erheblichen Relevanz sind Informationen über diese Messtechniken und ihre Unterschiede zu herkömmlichen Methoden in der frei zugänglichen Literatur rar. Der vorliegende Übersichtsartikel ist ein Versuch, diese Lücke zu schließen. Nach einer kurzen Diskussion der Thermodynamik und Fluiddynamik nichtidealer kompressibler Strömungen werden die derzeit verfügbaren Prüfstände und die verwendeten Messtechniken vorgestellt. In diesem Überblick werden Schlierenoptikuntersuchungen , pneumatische und laseroptische Methoden sowie Hitzdrahtan**

**Schlüsselwörter: kompressible Strömung; nichtideales Gas; ORC; Durchflussmessung; Prüfstände; Pitotsonden; Schlierensysteme; LDV; PIV; Hitzdrahtanemometrie**

check for updates

**Zitat: aus der Wiesche, S. Experimentelle Untersuchungstechniken für die Dynamik nicht-idealer kompressibler Fluide. Turbomach. Propuls. Power 2023, 8, 11. https://doi.org/10.3390/ijtpp8020011**

**Akademische Herausgeber: Rodolfo Bontempo und Tony Arts**

**Erhalten: 15. Dezember 2022**
**Überarbeitet: 21. Februar 2023**
**Akzeptiert: 23. Februar 2023**
**Veröffentlicht: 3. April 2023**

**Copyright: © 2023 beim Autor. Lizenznehmer MDPI, Basel, Schweiz. Dieser Artikel ist ein Open Access-Artikel, der unter den Bedingungen und Bedingungen der Creative Commons Namensnennungs-Lizenz (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/ ).**

## 1. Einleitung

**Energiesysteme auf Basis des Organic Rankine Cycle (ORC) werden intensiv untersucht, um Wärme aus Sonnen- und Erdwärmequellen in elektrische Energie umzuwandeln und Abwärme zurückzugewinnen. Die ORC-Technologie bietet ein hohes Potenzial [1], um Umweltanforderungen zu erfüllen und Klimaprobleme zu reduzieren. Die steigende Zahl von Anwendungen von Energiesystemen auf Basis des Organic Rankine Cycle (ORC) [1,2] hat die Bedeutung eines neuen Zweigs der Strömungsmechanik erhöht, der als nicht-ideale kompressible Strömungsdynamik (NICFD) bezeichnet wird. In den letzten Jahren hat das Interesse an Energiesystemen mit überkritischem CO2 (sCO2) zu einem weiteren Bedarf geführt, die Gasdynamik von Fluiden besser zu verst NICFD befassen sich mit Strömungen von Dämpfen oder Gasen, die durch erhebliche Abweichungen vom idealen Gasmodell gekennzeichnet sind. In Extremfällen sagen theoretische Analysen [4–6] sogar das Auftreten nichtklassischer gasdynamischer Phänomene voraus, einschließlich der Bildung und Ausbreitung von Expansions- oder Verdünnungsstößen, Schallstößen, doppelten Schallstößen und Stoßspaltungen.**

**In der Thermodynamik ist ein ideales Gas ein einzigartiges Gasmodell, das sich in bestimmten Punkten von realen Gasen unterscheidet, wodurch die Berechnungen einfacher zu handhaben sind. In allen perfekten Gasmodellen werden intermolekulare Kräfte vernachlässigt. Alle perfekten Gasmodelle sind ideale Gasmodelle in dem Sinne, dass sie alle der Zustandsgleichung für ideale Gase folgen**

$$p = \ddot{y}RT, \quad (1)$$

Machine Translated by Google



wobei p den Druck, ÿ die Dichte, T die Temperatur und R die spezifische Gaskonstante bezeichnet. Der Begriff „perfektes Gasmodell“ wird jedoch häufig als Kombination der Zustandsgleichung für ideale Gase (1) mit spezifischen zusätzlichen Annahmen bezüglich der Änderung der Wärmekapazität mit der Temperatur verwendet [7]. Der Zweig der Strömungsmechanik , der sich mit der kompressiblen Strömung von Fluiden beschäftigt, die die Zustandsgleichung für ideale Gase (1) verletzen, wird als nicht-ideale kompressible Strömung Dieser Übersichtsartikel befasst sich hauptsächlich mit experimentellen Techniken, die in diesem Bereich angewandt werden.

Im Prinzip ist es immer möglich, eine Zustandsgleichung zu formulieren

$$p = \ddot{y}ZRT \quad (2)$$

für beliebige Fluide durch Einführung eines zusätzlichen Kompressibilitätsfaktors Z, der im Allgemeinen eine Funktion zweier unabhängiger thermodynamischer Variablen ist: Druck p und Temperatur T oder spezifische Entropie s. Für ein ideales Gas gilt die Identität Z = 1. Z = 1 ist jedoch eine notwendige, aber keine hinreichende Voraussetzung dafür, dass Fluide ein nicht ideales kompressibles Fließverhalten aufweisen.

In Abschnitt 2 werden die verschiedenen Arten der Gasdynamik ausführlicher erläutert. Für den vorliegenden Zweck genügt es festzustellen, dass nicht ideale kompressible Strömungsphänomene außerhalb der bekannten perfekten Gasaerodynamik häufig reale Gase oder Dän

Das Interesse am Studium der nicht-idealen kompressiblen Fluiddynamik (NICFD) lässt sich auf frühe theoretische Arbeiten von Duhem [9], Becker [10], Bethe [11] und Zel'dovich [12] zurückf Später veröffentlichte Thompson 1971 einen grundlegenden Artikel [13] über die Gasdynamik von Fluiden, deren Eigenschaften nicht dem idealen Gasgesetz (1) entsprechen. Diese Forschung wurde von der fundamentalen akademischen Frage nach der Möglichkeit von Fluiden angetrieben, bei denen eine nicht-klassische oder invertierte Gasdynamik auftreten könnte. Diese spannende Frage ist noch immer offen, und eine endgültige Antwort kann bisher nicht gegeben werden. Unabhängig davon und mit einem anderen Ziel begannen Aerodynamiker in den 1990er Jahren, die Effekte nicht-idealer kompressibler Strömungen bei Windkanalversuchen neu zu betrachten [14–16]. Ihr Ziel war es, bei Windkanalversuchen mit schweren Gasen, die aus komplexen Molekülen bestehen, höhere Reynoldszahlen zu erreichen . Es zeigte sich, dass die transsonische Ähnlichkeitstheorie die Ergebnisse für schwere Gase nur teilweise in äquivalente Ergebnisse für Stickstoff oder Luft umwandeln konnte. Flugzeugkonstrukteure forderten Letzteres. Aufgrund der nicht-idealen Gasdynamik war es unmöglich, zuverlässige Korrekturschemata zur Vorhersage von Stoßwellen-Grenzschichtwechselwirkungen für ähnliche perfekte Gasströmungen auf Grundlage der Messungen nicht-idealer kompressibler Strömungen zu erhalten. Folglich nahm das Interesse der Flugzeugkonstrukteure an der Aerodynamik nichtidealer Gase ab. Anders et al. [16] erklärten das Versagen der transsonischen Ähnlichkeitstheorie hinsichtlich der Stoß-/Grenzschichtwechselwirkung damit, Eine reibungsfreie Transformation kann daher den Unterschied in den Grenzschichten zweier unterschiedlicher Gase nicht erklären.

NICFD sind unverzichtbar für das Verständnis von Phänomenen, die bei industriellen Prozessen mit organischen Dämpfen oder schweren Gasen [17] bei höheren Geschwindigkeiten auftreten. Turbomaschinen, die teilweise im NICFD-Regime arbeiten, werden in der Öl- und Gasindustrie erwartet [18]. NICFD- Effekte treten im Organic Rankine Cycle (ORC) [2] und in Energiesystemen mit überkritischem Kohlendioxid (sCO2) [19] auf. Es gibt zahlreiche numerische Studien zu NICFD-Effekten , aber spezielle Beschreibungen der entsprechenden Testeinrichtungen und experimentellen Arbeiten sind relativ rar [20]. Es besteht jedoch ein großer Bedarf an der Validierung ausgefeilter Modelle und Verfahren der numerischen Strömungsmechanik (CFD). In den letzten Jahren wurden Fortschritte bei experimentellen Techniken und ihrer Anwendung in der NICFD-Forschung erzielt. Die technischen Herausforderungen im Zusammenhang mit der Entwicklung und dem Betrieb von Testeinrichtungen für die NICFD-Forschung sind wohl höher als bei herkömmlichen Windkanälen oder Prüfständen für Luft. Aufgrund der erhöhten Druck- und Temperaturniveaus, die normalerweise zur Untersuchung von NICFD-Effekten erforderlich sind, erfordern Standard-Durchflussmessverfahren erhebliche Design- und Datenreduktionsänderungen.

In diesem Artikel werden die verfügbaren experimentellen Untersuchungstechniken für die Dynamik nicht-idealer kompressibler Fluide untersucht . Da der Autor dieses Artikels auf dem Gebiet der ORC- Energiesysteme arbeitet , konzentriert sich dieser Bericht auf experimentelle Methoden, die verwendet wu

Machine Translated by Google



in der ORC-Forschungsgemeinschaft berücksichtigt. Dieser Beitrag konzentriert sich auf Messtechniken zum Testen von organischen Dampfströmen in ORC-Turbomaschinen für Antriebssysten

### 2. Nichtideale kompressible Fluiddynamik

Bevor wir mit einer Übersicht über experimentelle Testeinrichtungen und Messtechniken beginnen , müssen wir einige Grundlagen der nicht-idealen kompressiblen Fluiddynamik durchgehen . Die Notwendigkeit, die nicht-ideale kompressible Fluiddynamik und ihre Unterschiede in Bezug auf konventionelle Tests für Dampf- und Gasturbinen zu untersuchen, erfordert fundierte Kenntnisse der grundlegenden thermodynamischen und strömungsmechanischen Beziehungen. In diesem Zusammenhang ist es hilfreich, zwischen thermodynamisch nicht-idealem Gasverhalten und nicht-idealen strömungsmechanischen Phänomenen zu un

### 2.1. Thermodynamische Klassifizierung der Gasdynamik

1942 führte Landau einen dimensionslosen Parameter ein

$$\frac{\text{gegen}^3}{\text{ein}^2} \quad \frac{\ddot{y}\ 2\ p}{\dot{y}v\ 2}_s$$

zur Auswertung der Krümmung von Isentropen im p,v-Diagramm [21]. Die Krümmung der Isentropen ist von erheblichem Interesse, da für Verdünnungsstöße eine negative Krümmung erforderlich ist [4]. In der klassischen Gasdynamik können aufgrund des zweiten Hauptsatzes der Thermodynamik nur Kompressionsstöße auftreten. Die Möglichkeit, dass nur Kompressionsstöße beobachtet werden können, hängt direkt mit einer positiven Krümmung der Isentropen der beteiligten Gase zusammen. Später bezeichnete Hayes [22] den Landau-Parameter mit dem Symbol ÿ und führte einen Multiplikator ein

1
2. Nach Thompson [13] nennt man

$$v\ \ddot{y} = 2\ \frac{3\ 1}{\text{ein}^2}\ \frac{\ddot{y}\ 2\ p}{\dot{y}v\ 2}_s = 1 + \frac{\ddot{y}}{A}\ \frac{}{\dot{y}\text{ein}\ \ddot{y}\ddot{y}_S} \quad (3)$$

die „fundamentale Ableitung der Gasdynamik“. In Gleichung (3) bezeichnet a die Schallgeschwindigkeit und v das spezifische Volumen (v = *1/ÿ).* Unter Verwendung allgemeiner thermodynamischer Beziehungen können weitere Ausdrücke für die fundamentale Ableitung der Gasdynamik ÿ erhalten werden [13]. Im Fall eines perfekten Gases reduziert sich die fundamentale Ableitung ÿ unter Befolgung von Gleichung (1) auf die einfache Beziehung

$$1\ \ddot{y} = (\ddot{y} + 1)\ 2 \quad (4)$$

wobei *ÿ* = cp/cv den Isentropenexponenten des idealen Gases bezeichnet. Da für ein ideales Gas cp > cv gilt , ist die Fundamentalableitung ÿ größer als für ein ideales Gas. Dies gilt in der klassischen kompressiblen Fluiddynamik bei zunehmender Schallgeschwindigkeit und bei Druck bei konstanter Entropie. Klassische nicht-ideale kompressible Fluiddynamik tritt für 0 < ÿ < 1 auf. Dann nimmt die Schallgeschwindigkeit mit zun

Ein Fluid mit dieser Eigenschaft wird als „dichtes Gas“ oder „dichter Dampf“ bezeichnet. Im speziellen, aber akademischen Fall von ÿ = 1 ist die Schallgeschwindigkeit konstant. Dichte Gase kommen in der Natur vor, und Abbildung 1 veranschaulicht einen isentropen Expansionsprozess, der im dichten Dampfregime von MDM beginnt. Unterhalb der Konturlinie ÿ = 1 verhält sich MDM wie ein ideales Gas. Dies wird als verdünntes Gasregime bezeichnet. Der Bereich mit ÿ < 1 ist im T,s-Diagramm von MDM jedoch nicht winzig , und für typische Expansionsprozesse in Turbinen muss die nicht-ideale kompressible Fluiddynamik berücksichtigt werden [23].

Die Frage, ob Fluide mit ÿ < 0 existieren, ist noch offen [24]. Es ist wahrscheinlich, dass das Studium der Fluiddynamik von Fluiden mit ÿ < 0 eher ein akademisches Problem als eine praktische technische Aufgabe sein wird. Die Gesetze der Thermodynamik erlauben prinzipiell einen derart dichten Dampf, aber bisher wurde kein tatsächliches Arbeitsfluid gefunden, das die Bedingung ÿ < 0 erfüllt. Für ORC-Anwendungen ist der Bereich 0 < ÿ < 1 relevant. Dennoch treten in einer Substanz mit ÿ < 0 nicht-klassische, nicht-ideale kompressible Fluiddynamiken auf, wie z.

Machine Translated by Google



oder Kompressionsventilatoren auftreten würden. Nichtklassische Gasdynamik kann interpretiert werden als Umkehrung der klassischen Gasdynamik. Solche nichtklassischen Fluide werden auch BZT-Fluide genannt. Ehrung der Beiträge von Bethe, Zel'dovich und Thompson nach einem Vorschlag von Cramer (siehe [4], insbesondere Seiten 91–145). Die Bedingung ÿ < 0 entspricht einer Geschwindigkeit von Bei konstanter Entropie nimmt der Schall mit dem Druck ab.

Tabelle 1 listet die Einteilung der Gasdynamik aus thermodynamischer Sicht auf. Bei Überschallturbinen mit BZT-Fluid können geringere Stoßverluste auftreten als für diejenigen, die mit klassischen Fluiden arbeiten. Diese interessante Vorhersage wurde erstmals in einem Numerische Studie [25] zur aerodynamischen Prüfung von Tragflächenprofilen in schweren Gasen.

Tabelle 1. Klassifizierung der Gasdynamik aus thermodynamischer Sicht (nach einem Schema vorgeschlagen von Thompson [13]).

| Beiträge von Bethe, Zel'dovich und Thompson nach einem Vorschlag | | Schallgeschwindigkeitsvariation | |
|---|---|---|---|
| ÿ | Flüssigkeit | Klassifizierung der Gasdynamik | |
| ÿ > 1 | Perfektes Gas | (ÿa/ÿp) $_s$ > 0 | klassisch |
| ÿ = 1 | | (ÿa/ÿp) $_s$ = 0 | klassische nicht-ideale |
| ÿ < 1 | Dichtes Gas | (ÿa/ÿp) $_s$ < 0 | klassische nicht-ideale |
| ÿ = 0 | | (ÿa/ÿp) $_s$ < 0 | nicht klassisch nicht ideal |
| ÿ < 0 | BZT-Flüssigkeiten | (ÿa/ÿp) $_s$ < 0 | nicht klassisch nicht ideal |

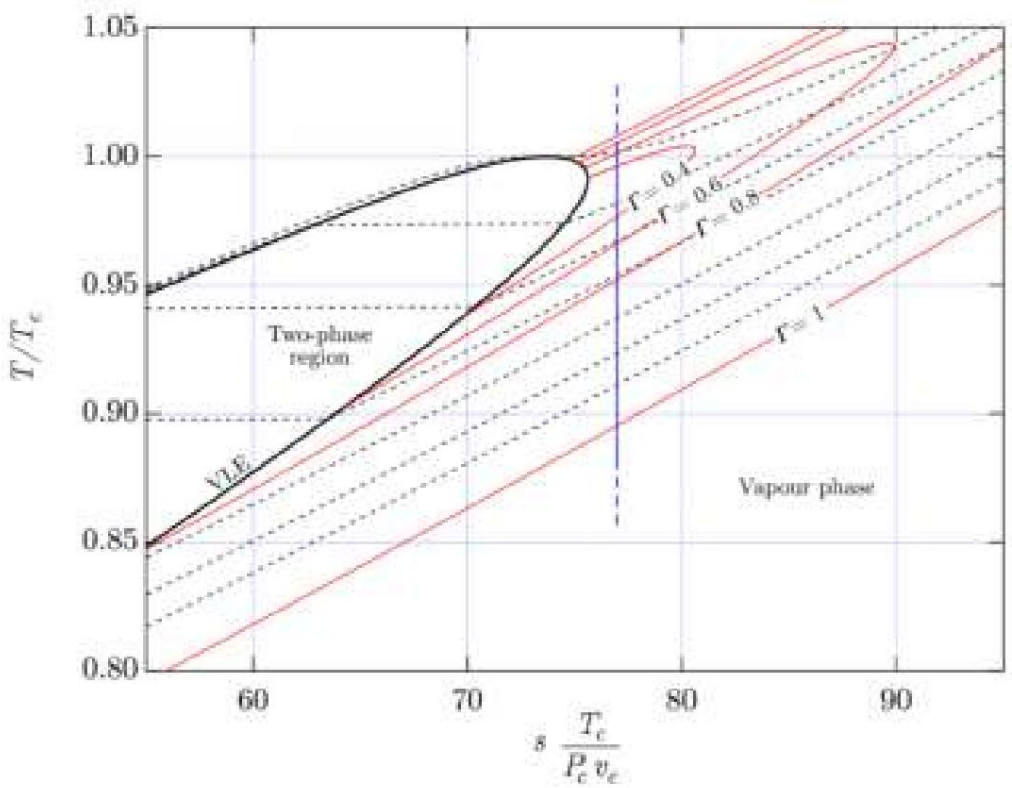



Abbildung 1. Normalisiertes T,s-Diagramm für MDM (aus [23]), berechnet aus der Referenzgleichung von Zustand [26]. Die roten Linien entsprechen Zuständen mit konstantem ÿ. Die schwarzen gepunkteten Linien veranschaulichen den Verhalten der Isobaren. Ein potenzieller isentropischer Expansionsprozess wird als blaue Linie dargestellt (siehe typische Ausdehnungsvorgänge in einigen Prüfständen, beschrieben in Abschnitt 3).

### 2.2. Klassifizierung für Turbomaschinenströmungen

Eine alternative Klassifizierung kompressibler Strömungen ergibt sich aus der Sicht von Turbomaschinen und deren aerodynamische Tests. Hier kann eine Hierarchie der Fluide abgeleitet werden basierend auf einer formalen Analyse der maßgebenden Gleichungen kompressibler Strömungen, wie sie eingeführt wurden

| | |
|---|---|
| ÿ | ( / ) > 0 |
| ÿ | ( / ) = 0 |
| ÿ | ( / ) < 0 |
| ÿ | ( / ) < 0 |
| ÿ | ( / ) < 0 |

Machine Translated by Google



von Traupel [27,28]. Da diese grundlegenden Werke überraschenderweise nicht auf Englisch verfügbar sind, könnte eine ausführlichere Diskussion für einige Leser wertvoll sein.

Die Grundlagen der Strömungen in Turbomaschinen sind die Kontinuitätsgleichung, die Navier-Stokes-Gleichung und die Energiegleichung:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho w) = 0 \tag{5}$$

$$\frac{\partial w}{\partial t} + (w\cdot\nabla)w = f - \frac{1}{\rho}(\nabla p + S)\,\rho \tag{6}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}\left(\rho\left(h + \frac{w^2}{2}\right)\right) + (w\cdot\nabla)\left(\rho\left(h + \frac{w^2}{2}\right)\right) = (w\cdot f) + \frac{1}{\rho}((w\cdot S) + \nabla\cdot(\lambda\nabla T))\,\rho \tag{7}$$

Dabei ist w der Geschwindigkeitsvektor, f der Körperkraftvektor, S der Spannungstensor (eine Funktion von Geschwindigkeit und Viskosität) und ρ stellt die viskose Dissipation dar. Die thermodynamischen Variablen sind die Dichte ρ, der Druck p, die Temperatur T und die spezifische Enthalpie h.
Als Transportkoeffizienten gelten die dynamische Viskosität $\mu$ und die Wärmeleitfähigkeit λ.

Innerhalb eines bestimmten Temperaturbereichs gehorcht die spezifische Enthalpie h eines idealen Gases einer einfache Beziehung unter Verwendung der spezifischen Wärmekapazität bei konstantem Druck c. Durch Einsetzen

$$p\,\rho = \frac{\rho}{RT} \text{ und } h = cpT \tag{8}$$

in die allgemeinen Gleichungen (5)–(7) werden die Gleichungen für den idealen Gasfluss

$$\frac{\partial}{\partial t}\left(\frac{P}{T}\right) + \nabla\cdot\left(\frac{P}{T}w\right) = 0 \tag{9}$$

$$\frac{\partial w}{\partial t} + (w\cdot\nabla)w = f - \frac{RT}{\rho}(\nabla p + S)\,p \tag{10}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}\left(\rho\left(cpT + \frac{1}{2}w^2\right)\right) + (w\cdot\nabla)\left(\rho\left(cpT + \frac{1}{2}w^2\right)\right) = (w\cdot f) + \frac{RT}{P}((w\cdot S) + \nabla\cdot(\lambda\nabla T)) \tag{11}$$

Dieser Gleichungssatz gilt für Turbomaschinen, die mit idealen Gasen arbeiten. Eine relativ ähnliche formale Struktur wie der Gleichungssatz (9)–(10) kann für ein Gas abgeleitet werden, das der Zustandsgleichung gehorcht

$$\rho\,\rho\left(\frac{\rho}{\rho h} - 1\right) = \frac{\rho}{\rho - 1}ZRT \tag{12}$$

Diese Zustandsgleichung ist allgemeiner als das durch Gleichung (8) beschriebene ideale Gasmodell.
Das Einsetzen der Gleichung (12) in die Gleichungen (5)–(7) liefert

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla\cdot(\rho w) = 0 \tag{13}$$

$$\frac{\partial w}{\partial t} + (w\cdot\nabla)w = f - \frac{1}{\rho}(\nabla p + S)\,p \tag{14}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}\left(\rho\left(h + \frac{w^2}{2}\right)\right) + (w\cdot\nabla)\left(\rho\left(h + \frac{w^2}{2}\right)\right) = (w\cdot f) + \frac{\rho\,\rho - 1}{\rho}h - ((w\cdot S) + \nabla\cdot(\lambda\nabla T)) \tag{15}$$ p

Der obige Satz von Gleichungen (13)–(15) hat die gleiche formale Struktur wie der Satz (9)–(11), wenn die Temperatur T in den Gleichungen (9)–(11) des idealen Gases durch den Ausdruck ((ρ − 1)/ρ)h/R ersetzt wird und wenn cp durch ρR/(ρ − 1) ersetzt wird. Die einzige Ausnahme ist der letzte Wärmeleitungsterm ( ∇(λ∇T)) in Gleichung (15). Dies bedeutet, dass Wärmeleitungsphänomene formal von dieser Ähnlichkeit ausgeschlossen sind. Wärmeleitungseffekte sind jedoch für einige Turbomaschinenanwendungen typischerweise nur von untergeordneter Bedeutung.

Machine Translated by Google



Die wichtigste Schlussfolgerung der obigen Analyse ist, dass Gase, definiert durch Gleichung (8), oder Gleichung (12) sind für Zwecke der Strömungsanalyse von Turbomaschinen im Wesentlichen gleichwertig. Gleichung (12) stellt sicher, dass sich ein Fluid wie ein quasi-perfektes Gas verhält. Für ein solches Fluid gilt konventionelle Tests werden angewendet und es wäre keine signifikante nichtideale Gasdynamik zu erwarten in Turbomaschinenströmungen. Traupel [27] zeigte, dass Gleichung (12) nur erfüllt werden kann für Gase, bei denen (i) der Kompressibilitätsfaktor Z eine eindeutige Funktion der Entropie s als einzelne Variable (d. h. Z = f(s)) und für die (ii) ein konstanter Isentropenexponent existiert für Druck-Volumen-Beziehungen (d. h. pvÿ = konstant). Für nicht-perfekte Gase gilt die Nomenklatur ÿpv wird auch für den Isentropenexponenten für Druck-Volumen-Beziehungen verwendet, um ihn von zu unterscheiden das Verhältnis der spezifischen Wärmekapazitäten $\ddot{y}$ = cp/cv [29]. Ein Fluid, das Gleichung (12) erfüllt, heißt ein „perfektes Dampf“ [28]. Dampf ist ein Beispiel für einen perfekten Dampf für einen weiten Bereich thermodynamischer Bedingungen. Diese thermodynamische Tatsache erklärt, warum Dampfturbinendesigner Daten verwenden können von herkömmlichen, mit Luft arbeitenden Windkanälen.

Für nicht-perfekte Gase, die Gleichung (12) verletzen, wird eine andere formale Struktur der maßgebenden Gleichungen. Aus der Sicht der Strömungen von Turbomaschinen und Entsprechende Prüfungen sind nach Tabelle 2 durchzuführen. Die Einstufung der Tabelle 2 ist auch für die Dimensionsanalyse von wesentlicher Bedeutung [30]. Während Gasturbinen und in gewissem Dampfturbinenströmungen können weitgehend mit konventionellen Windturbinen aerodynamisch getestet werden. Tunnel und Messgeräte erfordert die Prüfung organischer Dämpfe im Allgemeinen spezielle Bemühungen. Darüber hinaus gelten Korrekturregelungen möglicherweise nicht für die Verknüpfung von Ergebnissen, die für perfektes Gas zum dichten Gasregime eines organischen Dampfes. Es ist zu beachten, dass ein organisches Dampf könnte sich wie ein ideales Gas verhalten, wenn die Prozesse in dem Bereich stattfinden, in dem der Kompressibilitätsfaktor Z $\ddot{y}$ 1 (siehe Abbildung 1). Im thermodynamischen Bereich, in dem Z erheblich von 1 abweicht, können nicht ideale kompressible Strömungsphänomene auftreten. Aus streng theoretischer Sicht sind die Ableitungen von Z,

$$\left(\frac{\ddot{y}Z}{\ddot{y}p}\right)_s \quad \text{Und} \quad \left(\frac{\ddot{y}Z}{\ddot{y}T}\right)_s,$$

und nicht die absoluten Werte von Z sind relevant, da nicht verschwindende Ableitungen von Z für s = konstant spiegelt die Bedingung Z = f(s) wider. Diese grundlegende Tatsache ist etwas verschleiert, weil viele Autoren nur den absoluten Wert des Kompressibilitätsfaktors Z betrachten. Sie betrachten den Einfluss thermodynamischer Variablen auf Z nicht im Detail. Die meisten Fluide zeichnen sich dadurch aus, dass thermodynamische Bereiche, in denen Z < 1 gilt, auch Regionen, in denen Z = f(s).

Tabelle 2. Einteilung der Strömungsmechanik (nach Traupel [27,28]).

| Z | Flüssigkeit | Beispiel | Aerodynamische Tests |
|---|---|---|---|
| Z = 1 | Perfektes Gas | Luft | konventionelle Windkanaltests |
| Z = f(s) | Perfekter Dampf | Dampf | überwiegend konventionell (Korrektur anwendbare Regelungen) |
| Z = f(s) | Nichtideales Gas | Organische Dämpfe | Korrekturmaßnahmen könnten nicht anwendbar sein |

### 2.3. Ähnlichkeit und Experimente mit Modellkonfigurationen

Die Dimensionsanalyse und das Konzept der Ähnlichkeit sind für die Planung von Experimenten von großer Bedeutung [31]. Im Fall von Dampf- und Gasturbinen haben Dejc und Trojanovskij [32] Zusammenfassend lässt sich sagen, dass im Ergebnis der Dimensionsanalyse fünf grundlegende Ähnlichkeitszahlen (oder Ähnlichkeitskriterien) für die Prüfung von Turbomaschinen berücksichtigt werden müssen: die Exponent ÿ, die Prandtl-Zahl Pr, die Reynolds-Zahl Re, die Mach-Zahl Ma und der Durchflusskoeffizient ÿ. Diese fünf fundamentalen Ähnlichkeitszahlen sind eine direkte Folge der Gültigkeit der grundlegenden Gleichungen (9)–(11) bzw. (13)–(15), wie in [30] diskutiert. Darüber hinaus wurden in Experimenten die gleichen Rauhigkeiten und Turbulenzgr die Originalturbinenmaschine muss mitgeliefert werden.

Machine Translated by Google



Im Fall eines Arbeitsfluids, das die Zustandsgleichung (1) oder (12) verletzt, wie im Fall von organischem Dampf, stellen die obigen fünf Ähnlichkeitszahlen aus der Sicht der Dimensionsanalyse keinen vollständigen Satz mehr dar. Mindestens eine weitere Ähnlichkeitszahl, die die Nichtidealität des Fluids beschreibt, muss berücksichtigt werden [30]. Bei tatsächlichen Tests ist es häufig erforderlich, in Laborexperimenten dasselbe Arbeitsfluid zu verwenden wie in der Originalmaschine, da es praktisch unmöglich ist, andere Testfluide zu finden, die unter den Originalbedingungen dasselbe thermodynamische Verhalten wie das Arbeitsfluid aufweisen. Deshalb erfordert die Durchführung von Experimenten mit NICFD Prüfstände, die genau dieselben Arbeitsfluide verwenden wie in den Originalturbinen oder Antriebssystemen. Dies stellt einen wesentlichen Unterschied zu den aerodynamischen Tests von Dampf- und Gasturbinen mit einphasiger Strömung dar , die in herkömmlichen Windkanälen mit Luft als Arbeitsfluid durchgeführt werden können.

## 3. Testeinrichtungen

Im Folgenden werden nur aerodynamische Tests im Zusammenhang mit Turbomaschinenanwendungen betrachtet . Prüfstände für komplette ORC-Kraftwerke (siehe beispielsweise [33–35]) sind daher von dieser Übersicht ausgeschlossen. Konventionelle Prüfstände für Wärmetauscherführungen sind ebenfalls nicht enthalten (der Ausdruck „Windkanal“ für Testanlagen in Zusammenarbeit mit Organ Dampf wäre klarer), aber es ist die übliche Terminologie, die mit nichtidealer kompressibler Strömungen wurde kürzlich veröffentlicht [36]. Eine gute Übersicht, die auch die Geschichte der Prüfeinrichtungen umfasst, findet sich in [20].

### 3.1. Einteilung Die

Anlagen zur aerodynamischen Untersuchung nichtidealer kompressibler Strömungen lassen sich in intermittierend und kontinuierlich arbeitende Systeme unterteilen (siehe Abbildung 2). Die Verwendung eines „Windkanals“ für Versuchsanlagen, die mit organischen Dämpfen arbeiten, ist möglicherweise etwas irreführend (der Ausdruck „Dampfkanal“ wäre klarer), es handelt sich jedoch um die übliche Terminologie in der Aerodynamik [14–16].

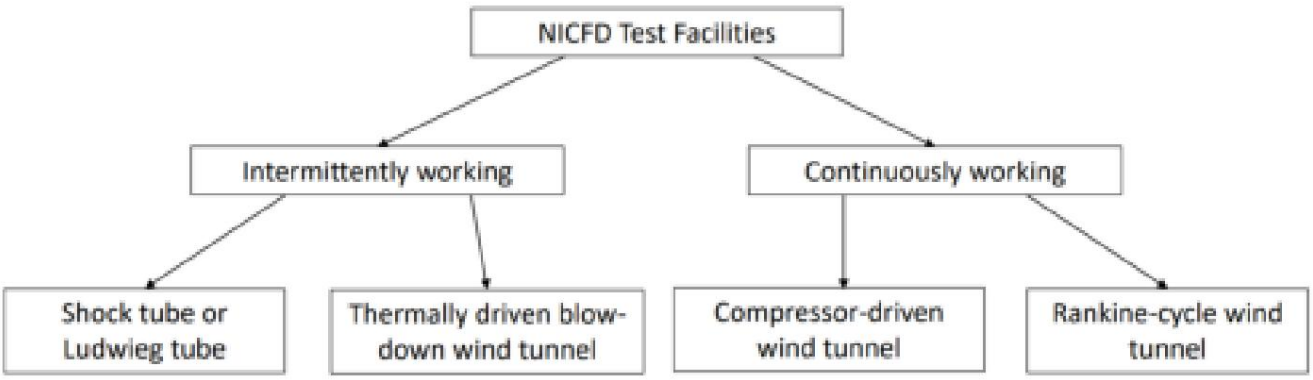



Abbildung 2. Klassifizierung von Prüfständen für die Dynamik nicht-idealer kompressibler Fluide.

Der Vorteil intermittierend arbeitender Fluide ist ihr relativ geringer Stromverbrauch (allerdings auf Kosten einer erheblichen Ladezeit für jeden Testlauf). Für den Betrieb eines kontinuierlich arbeitenden Windkanals für nicht-ideale Fluide ist eine erhebliche Leistung erforderlich, da deren Dichte hoch ist. Obwohl ihre Schallgeschwindigkeit relativ niedrig ist (in der Größenordnung von a = 100 m/s), führt selbst ein mäßiger Volumenstrom zu hohen Massenströmen und damit zu hohem Stromverbrauch . Andererseits hat ein kontinuierlich arbeitender Windkanal den Vorteil, dass Langzeitmessungen oder sogar stationärer Betrieb möglich sind, während intermittierend arbeitende Testeinrichtungen schnelle Messtechniken erfordern.

### 3.2. Stoßrohre oder Ludwigrohre

Ein Stoßrohr ist ein Gerät zur Untersuchung von Strömungen mit hoher Mach-Zahl. Es besteht aus einem Rohr mit rechteckigem oder kreisförmigem Querschnitt, in dem ein Gas mit niedrigem Druck und ein Gas mit hohem Druck mithilfe einer Art Membran getrennt sind. Einzelheiten fi

Machine Translated by Google



klassische Texte [37–39]. Die Membran platzt unter vorbestimmten Bedingungen und erzeugt eine Welle, die sich durch den Niederdruckbereich ausbreitet. Beobachtungen können in der Strömung hinter der einfallenden Front oder der reflektierten Welle gemacht werden.

Ein Ludwig-Rohr ist ein kostengünstiges und effizientes Gerät zur Erzeugung von Überschallströmungen. Es handelt sich um eine einfache Abblasevorrichtung, die ähnlich wie ein Stoßrohr funktioniert. Ein großer, evakuierter Ablassbehälter ist durch eine Membran vom stromabwärtigen Ende einer konvergent-divergenten Düse getrennt. Das stromaufwärtige Ende der Düse ist mit einem langen Rohr verbunden, dessen Querschnitt größer ist als die Düsenöffnung. Der Anfangsdruck im Rohr ist hoch. Wenn die Membran reißt, breitet sich eine Stoßwelle in den Niederdruckbereich aus , d. h. in den Ablassbehälter. Eine Expansionswelle breitet sich in den Hochdruckbereich aus, d. h. in das Rohr mit der Düse. Während sich die instationäre Expansion durch das lange Rohr ausbreitet, entsteht eine stetige Unterschallströmung in Richtung der Düse, die durch die konvergent-divergente Düse auf einen Überschallströmungszustand beschleunigt wird. Die Strömung ist konstant, bis die Expansion nach der Reflexion wieder die Düse erreicht.

Abbildung 3 zeigt schematisch ein Ludwig-Rohr, das für NICFD-Untersuchungen verwendet wurde. Der Versuchsabschnitt ist detaillierter dargestellt, um die Strömung durch eine Jahresturbinenkaskade zu testen [ 40]. Diese Versuchsanlage wurde auch für Untersuchungen der Hinterkantenströmung eines organischen Dampfes mit hoher Mach-Zahl eingesetzt [41].

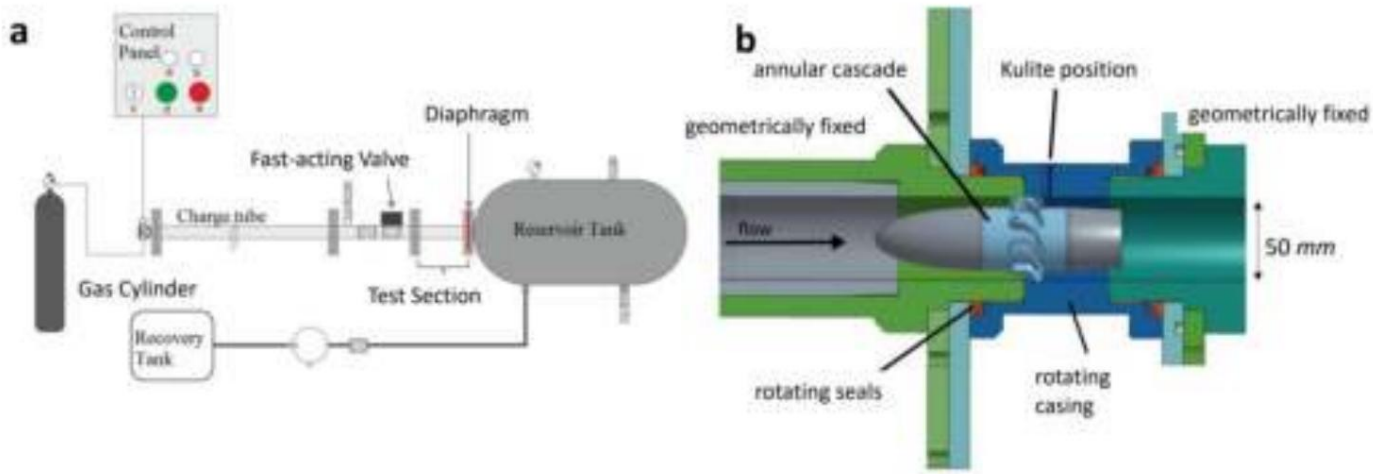



Abbildung 3. Ludwieg-Rohrprüfstand für Untersuchungen der Dynamik nicht-idealer kompressibler Fluide: (a) Schematische Darstellung des Rohrs; (b) Einzelheiten des Prüfabschnitts für Ringgitterprüfungen. Die Bilder wurden von der Webseite des Whittle Lab, Cambridge, übernommen: https://whittle.eng.cam.ac.uk/ Labor/Einrichtungen/ORC-Ludwieg-Tube/ (Abrufdatum: 15. Dezember 2022).

Historisch gesehen geht die erste Verwendung eines Stoßrohrs zur Untersuchung nichtidealer kompressibler Strömungsphänomene auf Fergason und Argrow [42] zurück. Im Jahr 2001 versuchten sie, die Existenz von Verdünnungsstoßwellen in PP10 nachzuweisen. Die Experimente waren aufgrund der thermischen Zersetzung des Arbeitsmediums erfolglos. Weitere technische Probleme führten schließlich zur Stilllegung ihrer Stoßrohranlage. Einige Jahre später, im Jahr 2008, stellte die Gruppe von P. Colonna die Testanlage FAST (Flexible Asymmetric Shock Tube) an der TU Delft fertig [43]. Das Arbeitsmedium für dieses lange Rohr (ca. 10 m) war D6. Es wurden Expansionswellen gemessen, aber keine nichtklassische Gasdynamik beobachtet.
Die Herausforderungen bei der Durchführung solcher Experimente waren beträchtlich, und nach dem Umzug von FAST in ein anderes Gebäude wurden weitere Experimente durchgeführt [44]. Ein neuer Versuch zum Beweis der nichtklassischen Gasdynamik wurde kürzlich in [45] veröffentlicht.

In diesem Zusammenhang sind auch die Experimente [46,47] zu erwähnen , die sich mit Verflüssigungsschocks beschäftigen . Der Begriff Verflüssigungsschock wurde eingeführt, um ihn von der Kondensation von Dampf in einer expandierenden Strömung, dem Kondensationsschock, zu unterscheiden. Bei einem Verflüssigungsschock findet die Kondensation aufgrund von Kompression statt.

Machine Translated by Google



Bei einfachen Dämpfen wie Wasserdampf oder Kohlendioxid konnte ein solches NICFD-Phänomen nicht beobachtet werden; bei organischen Dämpfen, die aus komplexen Molekülen bestehen, kann es jedoch auftreten.

### 3.3. Abblas-Windkanäle

In den 1960er Jahren war Duff [48] wahrscheinlich der erste, der CO2- Expansionsversuche mit einem Laval-Düsenaufbau am Gas Turbine Laboratory des MIT durchführte, der einen Blow-down-Windkanal verwendete. Die Düse wurde von einem Bündel von neun 50-lb-Zylindern gespeist, was eine Testzeit von etwa einer Minute ermöglichte. Ziel der Arbeit war es, die Kondensation verschiedener organischer Dampfströme unter transsonischen und Überschallbedingungen besser zu verstehen, um wichtige Informationen für optimale Turbinen- und Power-Cycle-Weltraumanwendungen zu erhalten. Ein Blow-down-Teststand zur Untersuchung überkritischer CO2- Flussphänomene in einem Düsentestabschnitt wurde an dersel

Ein neuer Blow-Down-Windkanal namens TROVA (Test Rig for Organic Vapors) wurde 2010 entworfen und im CREA-Labor des Politecnico di Milano errichtet, um die Strömungen dichter organischer Dämpfe zu untersuchen, die sich bei Temperaturen und Drücken von bis zu 400 ° C und 50 bar ausdehnen [50,51]. Die ersten experimentellen Ergebnisse wurden 2015 auf dem 3. Internationalen Seminar zu ORC-Antriebssystemen [52] und 2016 auf dem 1. Internationalen Seminar zu nichtidealer kompressibler Fluiddynamik für Antrieb und Energie [53] vorgestellt. Abbildung 4 zeigt die schematische Darstellung von TROVA. Eine Leistungsaufnahme von etwa 30 kWth reicht aus, um den organischen Dampf im Hochdruckbehälter zu verdampfen (siehe linke Seite in Abbildung 4). Das Strömungsexperiment wird dann durch Öffnen eines Regelventils durchgeführt.

Im Testabschnitt [54] können Messzeiten von etwa 100 s erreicht werden. Typische Testabschnittsquerschnitte liegen in der Größenordnung von 50 cm2 . Der entspannte Dampf tritt in einen Kondensator als Niederdruckbehälter ein (siehe rechte Seite in Abbildung 4). Nach der Kondensation kann das Arbeitsmedium zurück in den Hochdruckbehälter gepumpt und der Abblaseversuch wiederholt werden . Die Vorbereitungszeit für ein Experiment beträgt etwa einige Stunden. TROVA ist mit Instrumenten ausgestattet, um Druck und Temperatur an relevanten Stationen in der gesamten Anlage aufzuzeichnen . Außerdem können schlierenoptische Untersuchungen oder laseroptische Messtechniken angewendet werden (siehe Abschnitt 5).

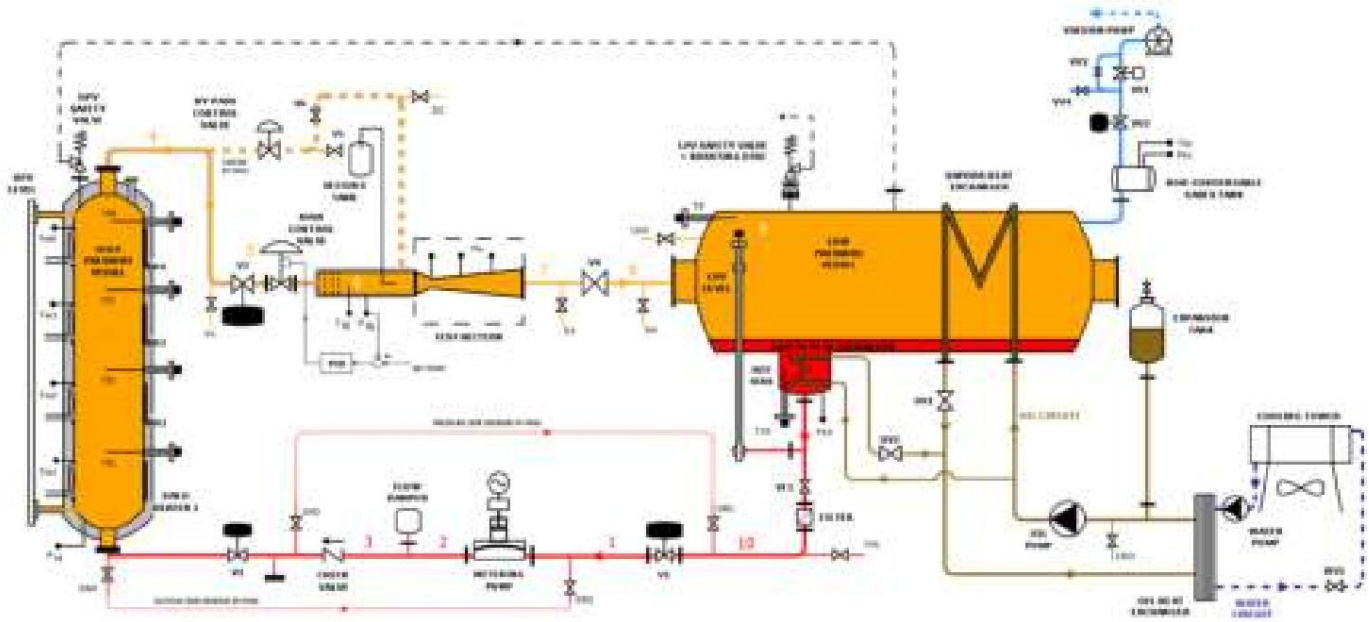


Abbildung 4. Schematische Darstellung der Blow-Down-Windkanal-Testanlage TROVA [52].

Zur gleichen Zeit wurde eine Abblasekonfiguration mit einer relativ kleinen Testabschnittsgröße von der Gruppe von Ricardo F. Martinez-Botas am Imperial College entworfen und in Betrieb genommen [ 55]. Ein 3,785-Liter-Zylinder wurde als Hauptabblasebehälter ausgewählt. Auf beiden Seiten des Testabschnitts wurden Regelventile angebracht, wodurch ein Druckverhältnis von

dimensionale Kaskaden“ mit Kompressor

Machine Translated by Google



über den Messabschnitt hinweg befestigt. Das ausgewählte Arbeitsmedium war R1233zd (trans-1-Chlor-3,3,3-trifluorpropen), und die Anlage wurde für Düsenstagnationstestbedingungen von bis zu 20 bar und 138 °C mit einem Massenstrom von 0,3 kg/s ausgelegt. Der Testabschnitt war eine konvergierende-divergierende Düse, die an der Austrittsebene eine Expansion von Mach 2 erzeugte. Der Zweck des Aufbaus bestand darin, die Validierung von CFD-Software für die Simulation stark nicht-idealer Strömungen zu erleichtern. Daher war die relativ geringe Größe des Testabschnitts (die Halshöhe der Düse betrug etwa 2 mm) nicht allzu kritisch. Über die ersten Ergebnisse wurde in [56] berichtet .

### 3.4. Kompressorbetriebene Windkanäle

Laut Dixon und Hall [57] „basieren die Konstruktion und Leistungsvorhersage von Axialkompressoren und -turbinen hauptsächlich auf Messungen der Strömung durch zweidimensionale Kaskaden“ unter Verwendung kompressorbetriebener Windkanäle. Die Referenzen [58,59] wurden unter den verschiedenen verfügbaren Übersichten über solche konventionellen Kaskadenwindkanäle erwähnt. Zum Testen der organischen Dampfaerodynamik von Rotorblättern kann ein geschlossener, kompressorbetriebener Windkanal als natürlicher Prüfstandsansatz betrachtet werden . Der erhebliche Stromverbrauch eines solchen Konzepts zum Erreichen von Hochgeschwindigkeitsströmungen ist jedoch ein Nachteil. Darüber hinaus muss die Kompressorabdichtung sorgfältig behandelt werden, um ernsthafte Leckströmungen zu vermeiden. Die gesamte Vorrichtung muss als Druckbehälter konstruiert werden, um Tests bei erhöhtem Druck und erhöhten Temperaturen zu ermöglichen. Der große Vorteil eines solchen kontinuierlich laufenden Windkanals ist jedoch die lange Messzeit.

Die erste Generation geschlossener Windkanäle, die mit nichtidealen Gasen unter Hochgeschwindigkeitsströmungsbedingungen arbeiteten, begann 1991. In einer rechnerischen Studie [14] untersuchte Anderson transsonische Tragflächenprofile in Schwefelhexafluorid (SF6) und fand heraus, dass sich mithilfe der transsonischen Ähnlichkeitsskalierung Ergebnisse in SF6 mit entsprechenden Ergebnissen in Luft bei überwiegend reibungsfreien Strömungen in Beziehung setzen ließen . Daraufhin startete die NASA ein Programm zur Umrüstung eines transsonischen Windkanals in einen SF6-Betrieb, um Andersons Ergebnisse experimentell zu bestätigen. Die schematische Darstellung dieses Windkanals ist in Abbildung 5 dargestellt. Als Testanlage für die vorliegende Studie diente der 0,3 Meter große transsonische kryogene Tunnel im Langley Research Center [16] Im Testabschnitt wurden Machzahlen von 0,15 bis 1,0 erreicht. Die für den Betrieb mit SF6 erforderlichen Modifikationen umfassten eine Gasrückgewinnungseinheit zum Laden und Rückgewinnen des Testgases, eine Gasanalyseeinheit zur Echtzeitüberwachung der Gaszusammensetzung, ein Gaswarnsystem zur Sicherheit des Personals und einen speziell entwickelten Wärmetauscher. Die Experimente zeigten, dass die transsonische Ähnlichkeitstheorie nur teilweise erfolgreich war, um die Ergebnisse für schwere Gase in äquivalente Stickstoffergebnisse (Luft) umzuwandeln. Nach dieser Testkampagne wurde die Testanlage außer Betrieb genommen.

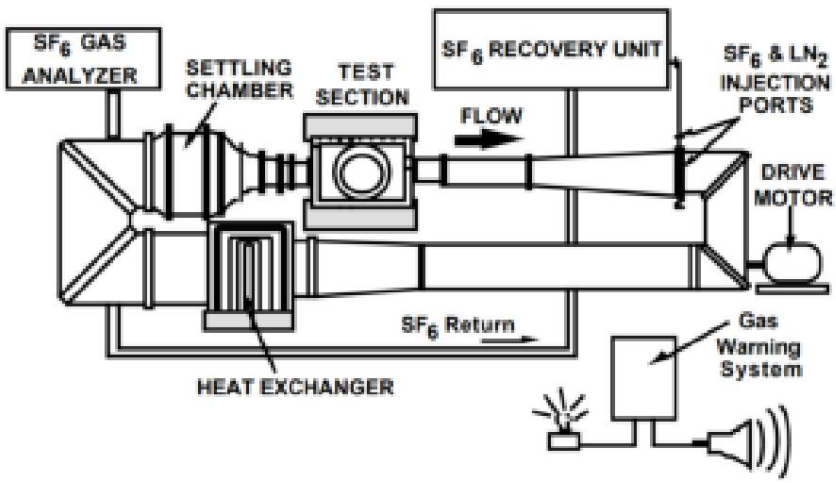



Abbildung 5. Schematische Darstellung der transsonischen SF6-Windkanaltestanlage der NASA (aus [16]).

Machine Translated by Google



Ein neuer Versuch, einen transsonischen Windkanal für organische Dämpfe zu etablieren, wurde 2015 von F. Reinker et al. [60] veröffentlicht. Dieser ORC-Dampfkanal für den Dauerbetrieb, genannt CLOWT (Closed Loop Organic Vapor Wind Tunnel), ist in Abbildung 6 dargestellt. Einzelheiten zu seinem Aufbau und seinen Betriebsmerkmalen finden sich in [61–63]. Eine Anwendung, die sich mit Profilmessungen einer linearen transsonischen Turbinenkaskade befasst, ist in [64] beschrieben. Aus Sicherheitsgründen wurde CLOWT mit dem ungiftigen organischen Dampf Novec 649 von 3M betrieben. Aufgrund der begrenzten Kompressorleistung von etwa 65 kW können n im Testabschnitt festgelegt. Der Mindestwert für die Fundamentalableitung ÿ ist etwa 0,8. ÿ

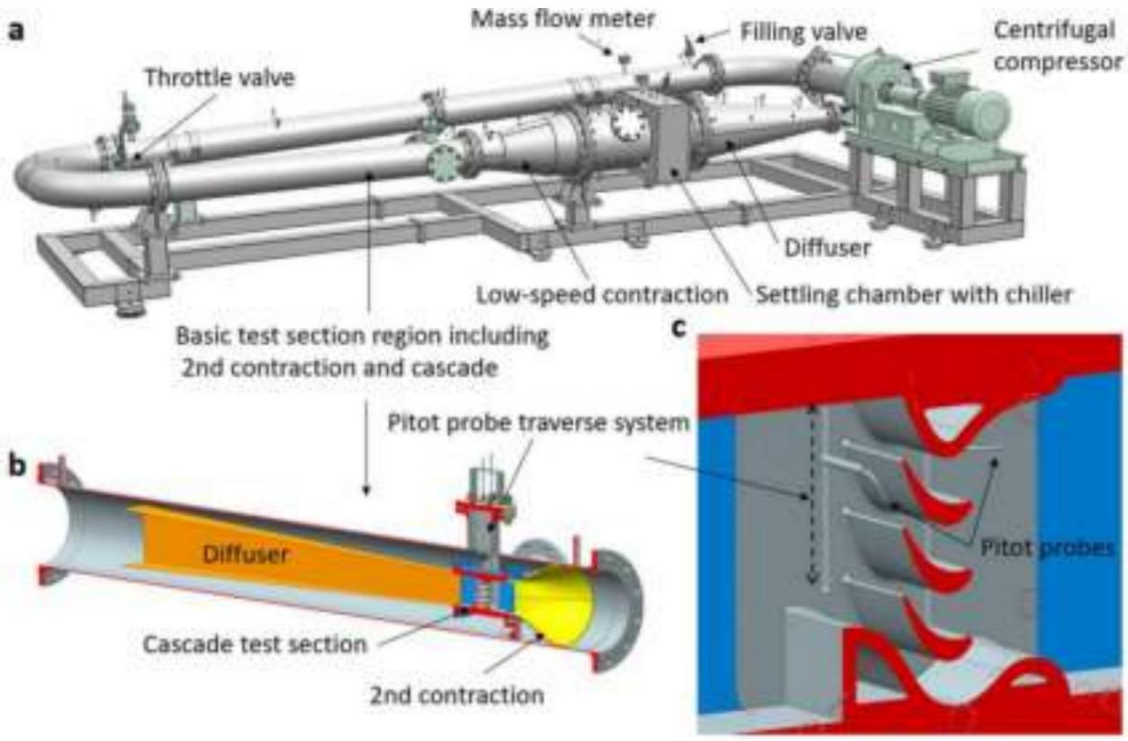



**Abbildung 6. Testanlage CLOWT (aus [64]): Windkanal (a), primäre Testsektionsröhre (b) und Details der Kaskade (c).**

Außerdem stellten White und Sayma [65] den vorläufigen Entwurf einer Überschall-Testanlage mit geschlossenem Kreislauf und einem Schraubenkompressor vor. Ziel der Anlage war es, experimentelle Daten über Strömungen in einem kleinen Testabschnitt unter den gleichen Bedingungen wie in ORC-Turbinen zu liefern. Zunächst wurde als Arbeitsmedium R1233zd gewählt, das dann durch R245fa ersetzt wurde. Die Anlage wurde für Testbedingungen bis zu 20 bar und 125 °C mit einem Massenstrom von 1 kg/s ausgelegt. Zum Zeitpunkt der Erstellung dieses Übersichtsartikels wurden für diesen kompressorbetriebenen Überschall-Windkanal noch keine Versuchsergebnisse veröffentlicht, obwohl die Anlage einem umfassenden Drucktest unterzogen wurde.

### 3.5. Rankine-Zyklus-Windkanäle

Ein weiterer Ansatz, um einen kontinuierlichen Dampfstrom durch eine Teststrecke bei erhöhtem Druck und erhöhter Temperatur zu ermöglichen, sind Windkanäle mit Rankine-Kreisprozess. Dabei durchläuft das Arbeitsmedium einen Rankine-Kreisprozess mit Verdampfer, Teststrecke (als druckreduzierendes oder Expansionselement), Kondensator und Pumpe. Dieses geschlossene Betriebsprinzip kann als entarteter Rankine-Kreisprozess interpretiert werden, und die Verwendung des Ausdrucks „Dampftunnel “ für diese Art von Testanlage empfiehlt sich. Ersetzt man die Teststrecke durch eine Turbine oder eine andere Expansionsmaschine, wird eine solche Anlage zu einem Prüfstand für Energie Um die Heizleistung zu reduzieren, könnte ein zusätzlicher Wärmetauscher als Regenerator eingebaut werden. Aber auch dann ist die spezifische thermische Leistungsaufnahme, die erforderlich ist, um

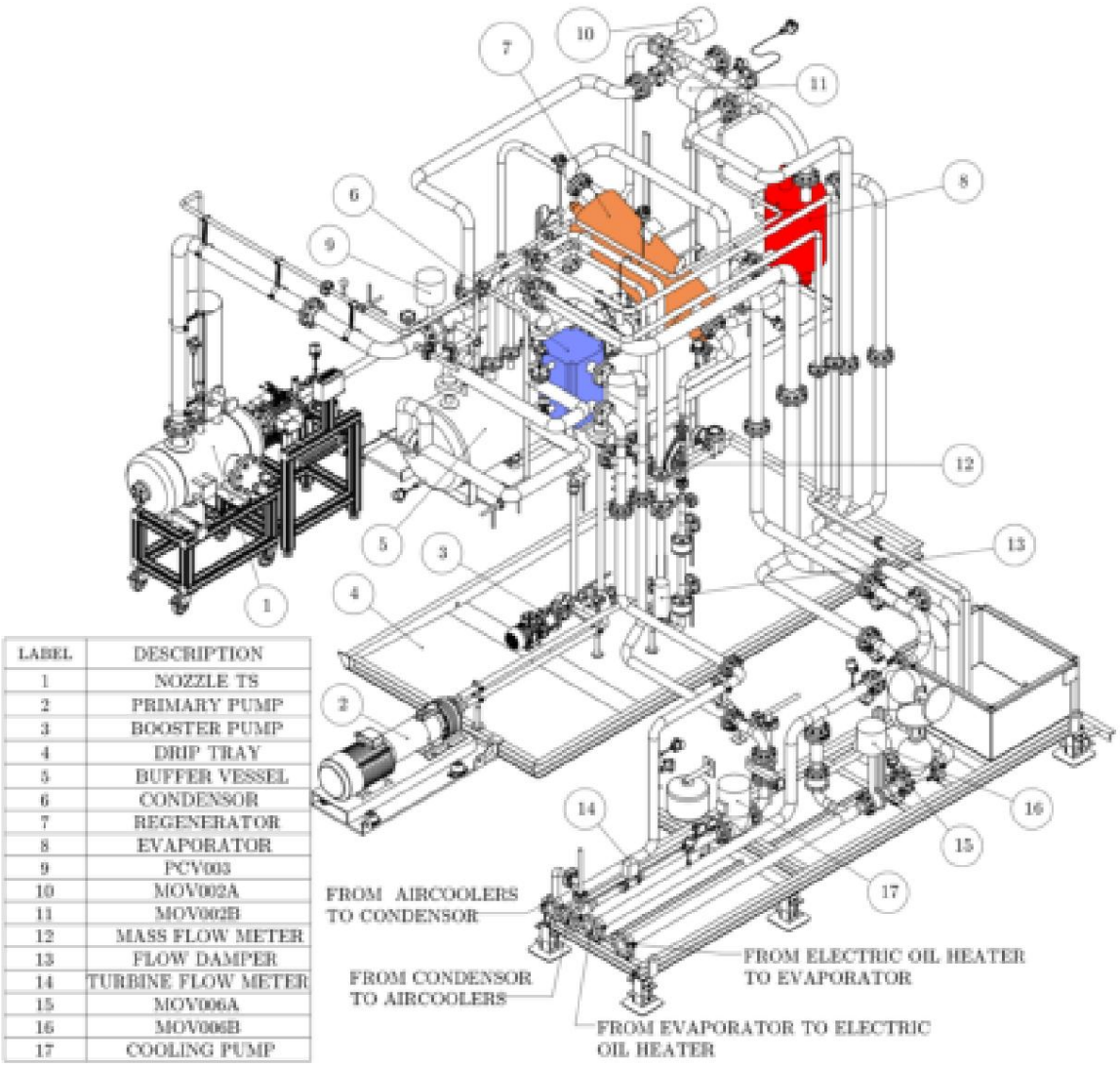
Machine Translated by Google



Der Betrieb der Anlage ist erheblich. Der große Vorteil eines solchen Ansatzes besteht darin, dass hohe Machzahlen mit den Vorteilen eines stationären Betriebsmodus erreicht werden können.

Ein Dampftunnel mit Rankine-Kreisprozess wurde in der frühen Düsenströmungsstudie [66] von Bier et al. verwendet, um Realgaseffekte für R22 und andere Fluide zu untersuchen. Bei diesem Experiment wurde eine kleine Lavaldüse mit einer zentralen statischen Drucksonde als Teststrecke verwendet. Die Abmessungen der Düse betrugen einige mm. Obwohl die Teststrecke klein war, konnten relevante Daten gewonnen und mit numerischen Vorhersagen für die Strömung nicht idealer Gase durch eine Düse verglichen werden.

Kürzlich wurde im Aerospace Propulsion and Power Laboratory der TU Delft ein hybrider Hochtemperatur-ORC-Dampftunnel- und Expander-Teststand in Betrieb genommen [ 20,67 ]. Die ORCHID-Testanlage (Organic Rankine Cycle Hybrid Integrated Device) ist in Abbildung 7 dargestellt. Sie wurde für grundlegende Studien zu NICFD-Strömungen und zum Testen von ORC-Komponenten, z. B. ORC-Turbinen und Wärmetauschern, konzipiert. Mit seiner thermischen Leistungsaufnahme von 400 kWth ermöglicht ORCHID, eine maximale Temperatur und einen maximalen Druck von bis zu 400 °C und 25 bar am Einlass der Testabschnitte zu erreichen. Es wurde so konzipiert, dass die Möglichkeit der Verwendung vieler verschiedener Arbeitsflüssigkeiten berücksichtigt wurde. MM (Hexamethyldisiloxan ) wurde für die ersten Versuchskampagnen ausgewählt und entsprechende Ergebnisse wurden 2021 veröffentlicht [68].




| LABEL | DESCRIPTION |
|---|---|
| 1 | NOZZLE TS |
| 2 | PRIMARY PUMP |
| 3 | BOOSTER PUMP |
| 4 | DRIP TRAY |
| 5 | BUFFER VESSEL |
| 6 | CONDENSOR |
| 7 | REGENERATOR |
| 8 | EVAPORATOR |
| 9 | PCV003 |
| 10 | MOV002A |
| 11 | MOV002B |
| 12 | MASS FLOW METER |
| 13 | FLOW DAMPER |
| 14 | TURBINE FLOW METER |
| 15 | MOV006A |
| 16 | MOV006B |
| 17 | COOLING PUMP |

Abbildung 7. Die Rankine-Cycle-Dampftunnel-Testanlage ORCHID [20].

Machine Translated by Google



### 3.6. Aktueller Status der NICFD-Testeinrichtungen

Derzeit werden alle in Abbildung 2 gezeigten Arten von Testeinrichtungen eingesetzt, und ihre komplementäre Nutzung ermöglicht wertvolle Einblicke in die Dynamik nichtidealer kompressibler Fluide für ein breites Spektrum thermodynamischer Bedingungen. Zum Zeitpunkt der Erstellung dieses Übersichtsartikels sind mehrere verschiedene NICFD-Testeinrichtungen, die oben beschrieben wurden, in Betrieb [36,69]. Zusammenfassend ist in Tabelle 3 eine Liste ihrer wichtigsten Parameter aufgeführt .

**Tabelle 3. Derzeit verfügbare NICFD-Testeinrichtungen (Daten stammen aus einem von M. organisierten Workshop). White, City University London [69]).**

| Versuchsanlage | Institution | Typ und Betriebsmodus | Messung Mal | Arbeiten Flüssigkeiten | Druck | Temperatur | Mach Nummer | Minimum Z/ÿ | Testabschnitt |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Suche | Mailand, IT | Abblase-Windkanal | 10 bis 100 s | Siloxane, Kältemittel, Kohlenwasserstoffe | Bis 50 bar | Bis 400 ÿC | Bis Ma = 3 | Z = 0,3/ ÿ < 1 | 50 mm × 100 mm |
| ORCHIDEE | TU Delft, ——— | Rankine Windkanal (kontinuierlich) | Lange Zeit | Siloxane, Kühlmittel, Kohlenwasserstoffe | Bis 25 bar | Bis 380 ÿC | Bis Ma = 3 | Z = 0,3/ ÿ < 1 | Begrenzt durch thermische Leistung (400 kW) |
| CLOWT | FH Münster, DE | Geschlossener Windkanal (kontinuierlich) | Lange Zeit | Novec 649, Luft | Bis 10 bar | Bis 150 ÿC | Bis Ma = 1,3 | Z = 0,7/ ÿ = 0,8 | 50 mm × 100 mm oder 42 Durchmesser (Jet) |
| Cambridge Realgas-Wind Tunnel | Schnitzen, ——— | Ludwigsröhre | 10–100 ms | R134a, SF6, CO2, Luft, N2, Argon | Bis 45 bar | 15–150 ÿC | Bis Ma = 2,5 | Z = 0,6/ ÿ < 0,9 | 50 mm Rohrdurchmesser |
| ICLTRANSIENT | Kaiserlich, ——— | Abblase-Windkanal | Kurze Zeit | Kältemittel | Bis 30 bar | 70 °C (nominal) | Bis Ma = 2,2 | Z = 0,5/ ÿ = 1,05 | 2 mm Halshöhe |

## 4. Pneumatische Messtechnik

Experimentelle Untersuchungstechniken für nicht-ideale Fluiddynamik wurden aus den verfügbaren Methoden der experimentellen Fluidmechanik abgeleitet. Der Leser findet einen allgemeinen Überblick über diese gut eingeführten Techniken in [70–75]. Eine kurze Beschreibung von Messungen in kompressiblen Strömungen idealer Gase findet sich außerdem in [76,77]. Dieser und die folgenden Abschnitte konzentrieren sich auf die speziellen Modifikationen, die nötig sind, um einige dieser Techniken auf aerodynamische Untersuchungen organischer Dämpfe bei erhöhtem Druck und erhöhter Temperatur anzuwenden. Dieser Übersichtsartikel beschäftigt sich hauptsächlich mit Techniken, die bereits im Einsatz sind oder sich in einem Stadium befinden, in dem wertvolle Ergebnisse in der Literatur berichtet wurden. In Abschnitt 4 werden die pneumatischen Messtechniken (d. h. Druckmessungen) besprochen. Optische Messtechniken (d. h. Schlierenbilder und laseroptische Methoden, einschließlich PIV und LDV) sind Themen in Abschnitt 5. Die Hitzdraht-Anemometrie ist Thema von Abschnitt 6.

### 4.1. Kondensationsprobleme bei organischen Dämpfen

Die Messung des statischen Drucks und des Totaldrucks ist von grundlegender Bedeutung für die Quantifizierung kompressibler Strömungsphänomene. Pneumatische Messungen sind darüber hinaus der Schlüssel zur Verlustbestimmung in Turbinengittern [32,57].

Die übliche Methode, den statischen Druck einer Strömung entlang einer Wand zu messen, besteht darin, senkrecht zur Wandoberfläche ein kleines Loch zu bohren und dieses Loch mit einem Druckaufnehmer oder Manometer zu verbinden. Statische Drucksonden mit runder oder kegelförmiger Spitze sind bei Unter- und Überschallströmungen ebenfalls Standard [77]. Der Total- oder Stagnationsdruck wird durch ein Pitotrohr gemessen, das 1732 von Henri Pitot erfunden wurde [78]. In einem Pitotrohr wird die Strömung isentropisch an der Spitze des Instruments zum Stillstand gebracht, wo ein kleines Loch bohrt. Das Loch ist über eine Leitung mit einem Druckaufnehmer oder Manometer verbunden. Neben diesen beiden primären Sonden sind Kombinationen wie das statische Pitotrohr (auch Prandtl- Sonde genannt) oder Mehrlochsonden w

Bei nicht kondensierender Luft sind Druckmessungen problemlos möglich, bei organischen Dämpfen, bei denen Kondensation in den Sonden oder den Verbindungsleitungen auftreten kann , ist jedoch besondere Vorsicht geboten. Die Kondensation von Dampf in den Druckleit

Machine Translated by Google



oder sogar in der Sonde kann zur Bildung eines inkompressiblen Pfropfes führen, der den Wandler effektiv vom Messort trennt. Dieses Problem wird als Verstopfen oder Verstopfung bezeichnet und kommt häufig bei Mehrphasenströmungen (z. B. tröpfchenbeladene Luftströmungen) oder (Nass-)Dampfmessungen vor [79].

Zur Messung des Drucks in einem Strom organischen Dampfes bei erhöhter Temperatur könnten grundsätzlich drei verschiedene Ansätze verwendet werden : (i) Verwendung von vollständig beheizten Sonden, Leitungen und Druckmessgeräten, um jegliche Kondensation zu vermeiden. (ii) Verwendung von Druckmessumformern in Kombination mit Leitungen, die durch Flüssigkeitsfallen und Spülvorrichtungen ergänzt werden, um Kondensat oder Flüssigkeit zwischen den Sonden und den (gekühlten) Messgeräten zu entfernen. (iii) Verwendung von Sonden und Leitungen in der heißen Umgebung des Prüfstands, wobei die Kondensation als syst

Der erste Ansatz erfordert den Einsatz von Messgeräten, die bei höheren Temperaturen funktionieren. Obwohl eine solche (mechanische) Manometerlösung verfügbar sein könnte, ist ihre Genauigkeit oder Auflösung für genaue aerodynamische Messungen normalerweise zu schlecht. In der folgenden Diskussion wird gezeigt, dass bisher nur das zweite und dritte Konzept für organische Dampfströme eingesetzt wurden .

Der herkömmliche Ansatz besteht darin, die Leitungen zu spülen, in denen Kondensation auftreten könnte ( Methode (ii)). Murthy et al. [80] schlugen zusätzlich zum Abfluss einen Spülmechanismus vor, um die Sonden und ihre Anschlüsse für Durchflussmessungen in tröpfchenbeladenen Kürzlich wurde in [81] ein Spülverfahren für Kompressorkaskaden unter starker Nebelbildung veröffentlicht, das auch die Auswirkungen des konstant angelegten Spüldrucks auf die Kalibrierkurve und die Interpretation der Druckdaten diskutiert . Das Spülen mit Stickstoff (N2) ist bei tröpfchenbeladenen Luftströmungen üblich, wird aber auch bei Dampfströmungen angewendet. Abbildung 8 zeigt detailliert die Druckmessverfahren, die eine Spülung beinhalten, die in der ORCHID-Testanlage durchgeführt wurde. Abbildung 8a zeigt die Instrumentierung eines Düsentestabschnitts mit statischen Druckmessstellen und deren Leitungen. Die Leitungen sind über ein Scanivalve-Gerät mit den Druckmessumformern verbunden, das Flüssigkeitsfallen (siehe Abbildung 8b) und einen zusätzlichen Tank mit Spülgas (N2) umfasst. Das Kondensat kann in den mit optischem Zugang ausgestatteten Flüssigkeitsfallen (siehe Abbildung 8c) beobachtet und der Spülvorgang eingeleitet werden. Die Auswirkungen der Spülung auf die Messsignale sind in Abbildung 9 dargestellt. In Abbildung 9a sind signifikante Spitzen zu beobachten , die den Spülstoß anzeigen. Abbildung 9b ist ein Schlierenbild des Düsentestabschnitts während eines Spülvorgangs.

Ein pneumatisches System für Druckmessungen in den transienten Strömungen nicht idealer Dämpfe, die einer Leitungskondensation unterliegen, für den TROVA-Abblaswindkanal wurde 2021 von Conti et al. [82] vorgestellt (siehe Abbildung 10). Die rechteckigen Kästen in Abbildung 10 stellen Druckwandler dar. Die Spülflüssigkeit ist N2. Weitere Einzelheiten zum Druckmesssystem , einschließlich Pitotsonden, finden Sie in [83,84]. Das zentrale Konzept basiert im Wesentlichen auf zwei Leitungen: eine, die aus dem Plenum zur Bestimmung des Gesamtdrucks des Windkanals austritt, und eine, die mit dem Sondenhahn verbunden ist, der den Gesamtdruck am Standort des Testabschnitts misst. Beide Leitungen sind direkt mit einem Stickstoffspeichertank verbunden. Zum Öffnen wurden elektrische Stellventile verwendet, um die Leitungen mit Stickstoff bei einem Druck zu spülen, der während des Tests etwas höher war als der erwartete Maximaldruck, und um sie unmittelbar nach Erreichen des Druckspitzenwerts im Testabschnitt während des Experiments zu schließen.

Dieses Verfahren stellt sicher, dass jede Leitung während eines Tests nur Stickstoff enthält und dass kein MM-Dampf in eine Leitung gelangt. Daher kann es in den mit Stickstoff gefüllten Leitungen nicht zu Kondensation kommen. Im Verlauf des Tests verlässt Stickstoff die Leitung durch den statischen Ablasshahn in den Testabschnitt, da der Leitungsdruck im Gleichgewicht mit dem abnehmenden Druck im Testabschnitt ist. Abbildung 10 zeigt auch die Differenzdruckwandler, die verwendet werden, um den statischen Druck und den Gesamtdruck an verschiedenen Stellen im Windkanal zu ermitteln.

Machine Translated by Google



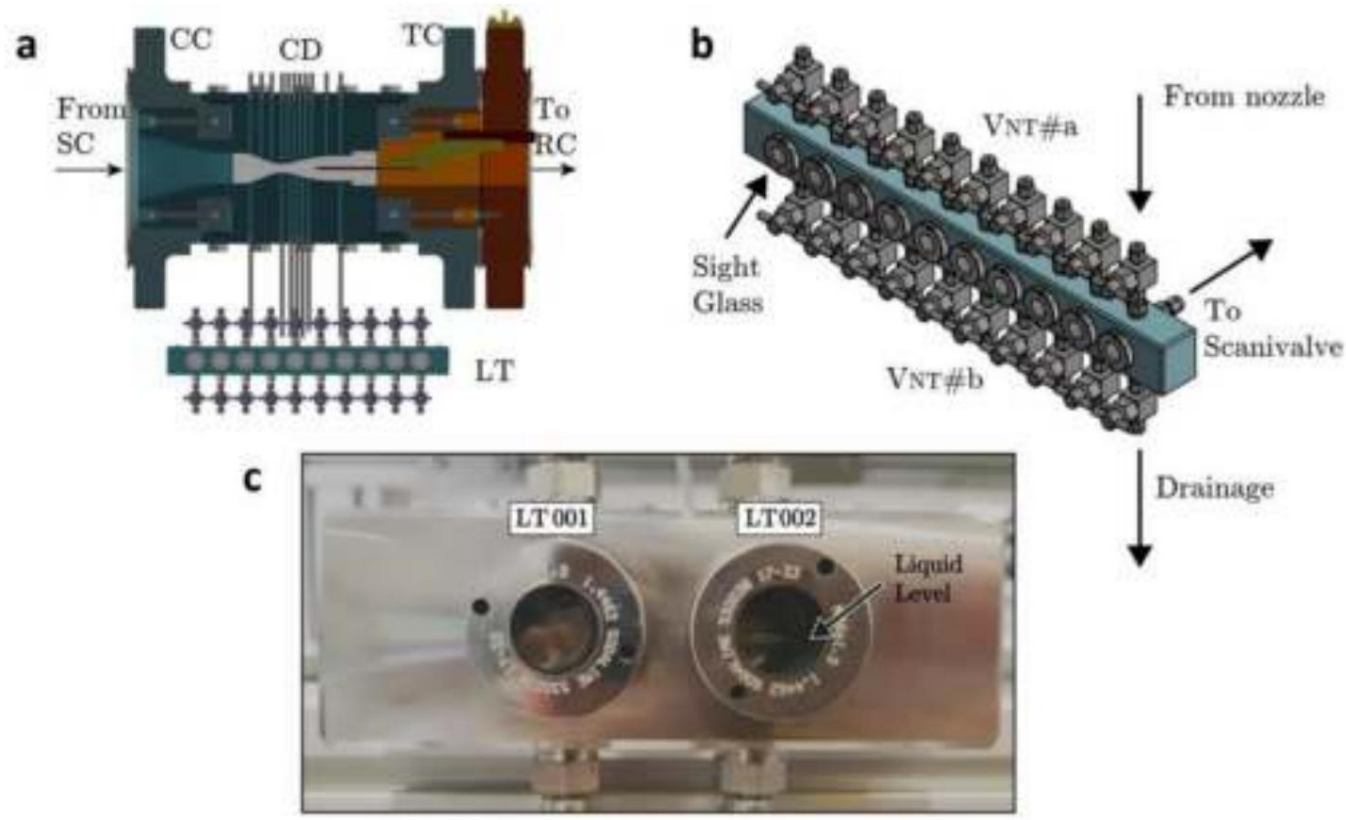



**Abbildung 8. Druckmesssystem einschließlich Flüssigkeitsfallen und Spülung, realisiert bei ORCHID (aus [20]): (a) Querschnitt des Düsengehäuses (SC: Absetzkammer; CC: Kontraktionskanal; CD: konvergierende-divergierende Düse; MSC: Modellunterstützungsfach; PT: Druckanschlüsse; LT: Flüssigkeitsfallen; RC: Empfänger); (b) Zusammenbau der Flüssigkeitsfallen (Ventil VNT#a isoliert den Prozess vom Scanivalve, Ventil VNT#b ermöglicht das Ablassen der Flüssigkeit während des Betriebs); (c) Beobachtung von Kondensat in einer Flüssigkeitsfalle, das auf die Notwendigkeit einer Spülung hinweist.**

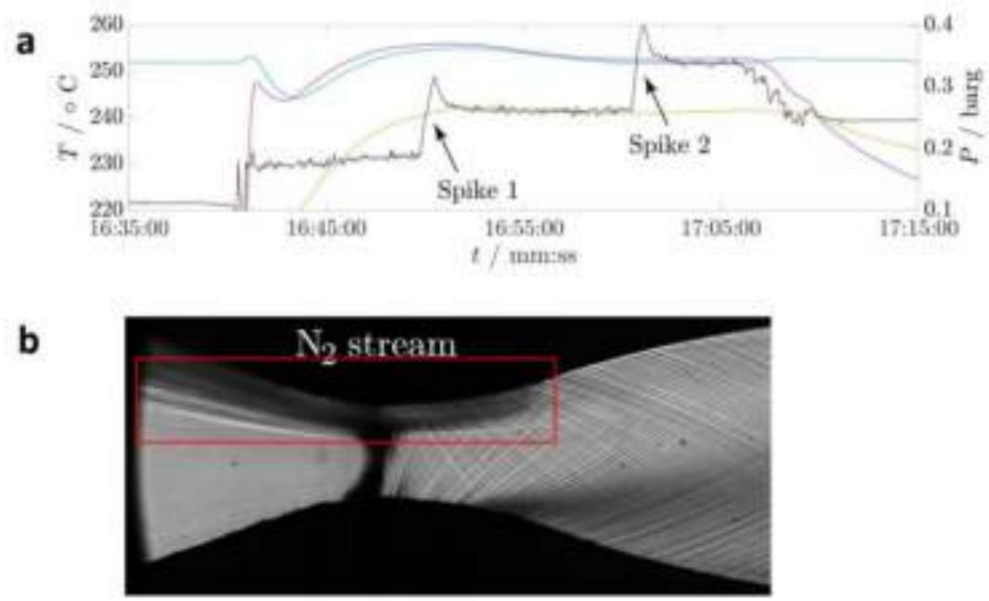



**Abbildung 9. Einfluss der Spülung auf die Düsendurchflussmessung: (a) zwei Spitzen im Drucksignal aufgrund der Spülung der Flüssigkeitsfallen mittels Stickstoffeinspritzung in die Leitungen; (b) Schlierenbild, das** einen **N2- Strom** zeigt, der durch **Konvektion durch die Düse geleitet wird (aus [20]).**

Machine Translated by Google



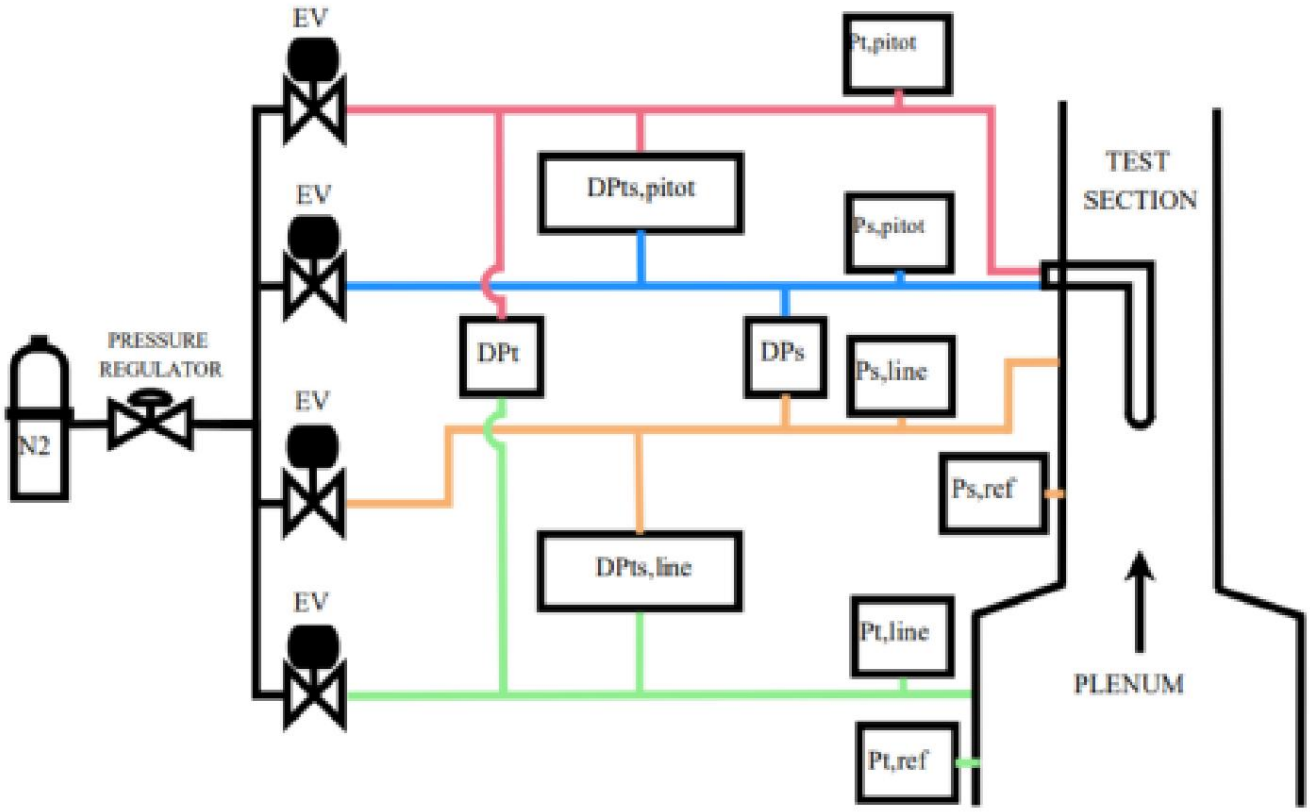



**Abbildung 10.** Schema der gespülten pneumatischen Leitungen für den Pitotrohrtest bei Unterschallströmungen von Siloxan MM. **Abbildung 10. Schema der gespülten pneumatischen Leitungen für den Pitotrohrtest bei Unterschallströmungen von Siloxan MM im TROVA-Abblaswindkanal (aus [82]).**

**Während die Zugabe von Stickstoff zum Arbeitsmedium in Prüfständen mit Verdampfern und Kondensatoren kein großes Problem darstellt (da das nicht kondensierbare Gas N2 vom Dampfkondensat getrennt werden kann), sollte bei kontinuierlich laufenden geschlossenen organischen Dampfwindkanälen eine andere Strategie gewählt werden, um eine erhebliche Verunreinigung des Arbeitsmediums zu vermeiden. Daher wurde für den kompressorbetriebenen geschlossenen organischen Dampfwindkanal CLOWT ein alternativer Ansatz gewählt,** um das Kondensationsproblem zu lösen. Die von Reinker et al. **[85] im Jahr 2020 angewandte und in anderen Studien, z. B. [64,86], verwendete Methode bestand darin, die Ventile und Druckleitungen im beheizten Bereich des Windkanals zu platzieren, wo keine Kondensation auftreten konnte (siehe Abbildung 11). Durch die Verwendung eines Ventilsystems, das durch einen Drehmechanismus (Schalter) betrieben wurde, konnten zwanzig Druckhähne oder -sonden bei Raumtemperatur an einen externen Wandler angeschlossen werden (Abbildung 11a). Dieser Wandler wurde durch die Verwendung eines gebogenen Metallrohrs thermisch von den heißen Leitungen entkoppelt. Die Umgebungstemperatur der Laborhalle kühlte das äußere Rohr bis auf Raumtemperatur am Ende ab, an dem der Wandler angeschlossen war. Daher kondensiert der in der Druckleitung verbleibende organische Dampf und füllt die Flüssigkeitsfalle bis zu dem Niveau, wo die Flüssigkeit aufgrund der Schwerkraft zurückfließen kann. Die Position der Flüssigkeit ist in der Thermografie als kalter Bereich zu sehen (Abbildung 11b). Die Oberflächenspannung des Arbeitsmediums Novec 649 ist relativ niedrig, und in ausreichend großen Rohren kann es nicht zu starken Verstopfungen kommen. Da der Sättigungsdruck von Novec 649 bei Raumtemperatur niedrig ist (Tsat = 49 ÿC bei p = 1 bar), drückt der Druck im Testabschnitt die Flüssigkeit zum Wandler. Als systematischer Messfehler tritt der hydrostatische Druck in der Flüssigkeitsfalle auf, wenn die genaue Position des Flüssigkeitsniveaus nicht bekannt ist. Dieser systematische Druck kann durch die Konstruktion von Fallen mit geringer Höhe mini**

**°C bei**

Machine Translated by Google



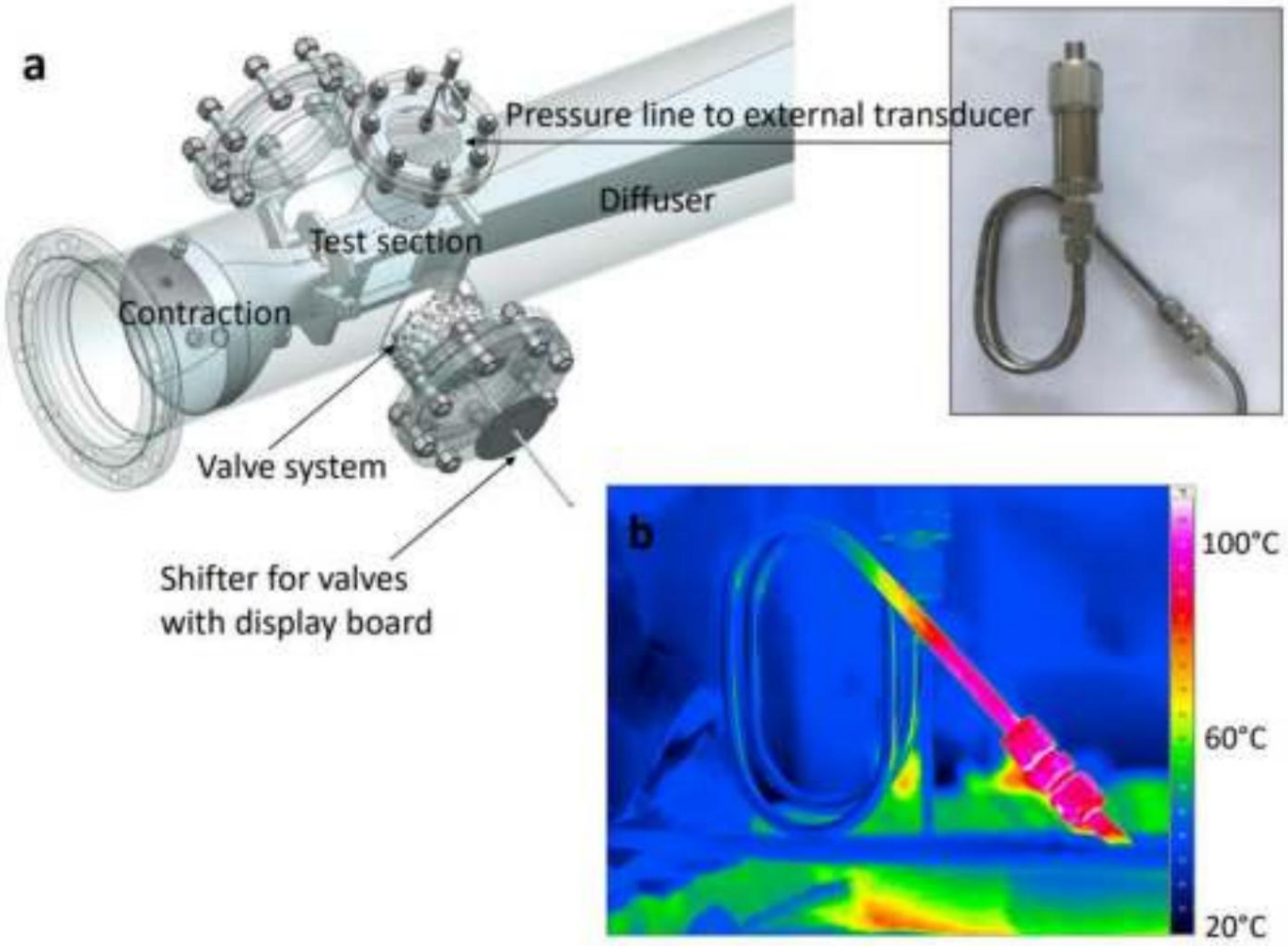



**Abbildung 11. Das im geschlossenen Windkanal von CLOWT realisierte Druckmesssystem: (a) Ventil und Leitungen im heißen Bereich des primären Testrohrs platziert und (b) Thermographie des thermisch entkoppelten Wandlers, die den in der Leitung eingeschlossenen Flüssigkeitsbereich anzeigt**

**Es ist zu beachten, dass ein Ansatz ohne Spülung eine lange Vorbereitungszeit erfordert, um ein thermisches Gleichgewicht im gesamten System zu erreichen. Darüber hinaus können sehr niedrige Messstreckendrücke unterhalb des Sättigungsdrucks bei Wandlertemperatur mit einem solchen Ansatz möglicherweise nicht genau gemessen werden. Bei sehr kurzen Messzeiten in Stoßrohrexperimenten [41] können schnelle Drucksensoren direkt ohne Spülvorrichtungen verwendet werden . Details zu einer solchen Anwendung finden sich in [87].**

### 4.2. Staudrucksonden und Staudrucksonden

**Kurz nach der Inbetriebnahme von Windkanälen für organische Dampfströmungen begannen die Forschungsbemühungen, sich auf den Einsatz von Drucksonden für nichtideale kompressible Strömungen zu konz**

**Über den ersten Einsatz einer Stagnationssonde zur Untersuchung nichtidealer kompressibler Strömungen wurde 2015 berichtet [41,87]. Zur Erfassung der Nachlaufmessungen einer idealisierten Hinterkantenkonfiguration wurde eine Sonde mit vier „Kulite XCL-62“-Druckmessumformern stromabwärts einer Hinterkante im Testabschnitt eines Ludwigsrohrs platziert** (siehe Abbildung **12). Die Sonde wurde im Lasersinter-3D-Druckverfahren hergestellt. Das Design war eine Keilsondenkonfiguration mit einem Keilwinkel von 10 Grad, die sich an der Basis leicht verbreiterte, um die Sensoren im Inneren aufzunehmen. Die Sensoren wurden innerhalb der Sonde montiert, um minimale Reaktionszeiten zu gewährleisten .** Darüber hinaus wurde bei dem in Abbildung **12 gezeigten Aufbau eine Einlass-Stagnationssonde eingesetzt.**

Machine Translated by Google



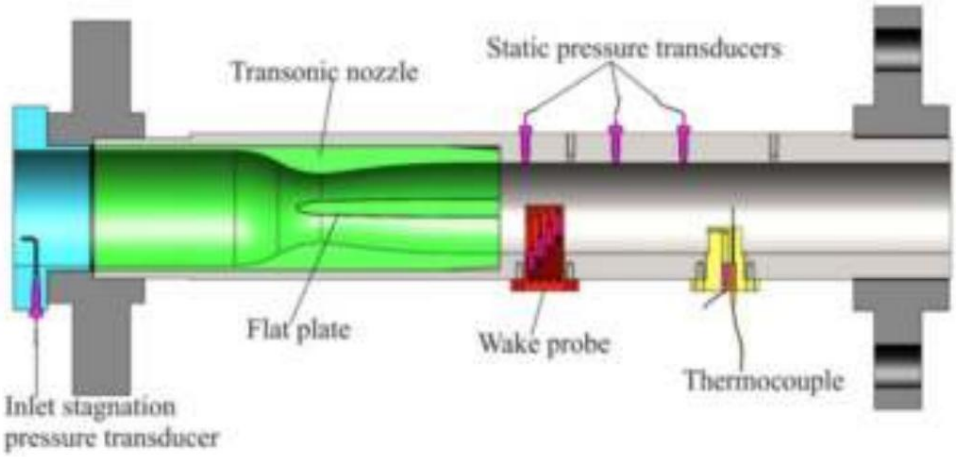



**Abbildung 12. Erster Einsatz einer Stagnationssonde („Wake Sonde“) für nicht-ideale kompressible Strömung (aus [87]). Das Verfahren kann mit dem in Abbildung 8 gezeigten verglichen werden.**

**Im Jahr 2020 wurde die erste detaillierte Leistungsstudie [85] einer drehbaren Zylinder-Pitotsonde in hohen Unterschallströmungen von Novec 649 veröffentlicht. Aufgrund des Drosseleffekts, den die Zylinder-Pitotsonde (Durchmesser 5 mm) im geschlossenen Testabschnitt (50 mm × 100 mm) verursacht, betrug die Stagnationssonde („Nachlaufsonde“) für nicht die maximale Zuluss-Machzahl in der Studie etwa Ma = 0,7 [85]. Später wurde dieselbe Konfiguration für detaillierte Profildruckmessungen und Widerstandskoeffizientenbestimmungen eines Zylinders verwendet, der hohen Unterschallströmungen von Novec 649 ausgesetzt war [88].**

**Anwendungen einer Pitotsonde für Stoßverluste bei einer Überschallströmung von MM wurden 2021 und 2022 von Conti et al. [82,84] und von Manfredi et al. [89,90]** veröffentlicht. Das **in diesen Studien verwendete Pitotsondendesign ist in Abbildung 13** dargestellt . **Das Messkonzept der Pitotsonde verwendete das im vorherigen Unterabschnitt besprochene Spülsystem (siehe Abbildung 10). In diesen Studien wurden auch Schlierenbilder des von der Sonde in der Überschallströmung verursachten Stoßes gezeigt. Es wurde festgestellt, dass selbst bei leicht nicht idealen Bedingungen mit ZZ ÿ 0,70 0,70 die Nichtidealität für einen deutlich stärkeren Stoß verantwortlich war als das ideale Gas bei derselben Mach-Zahl vor dem Stoß [84].**

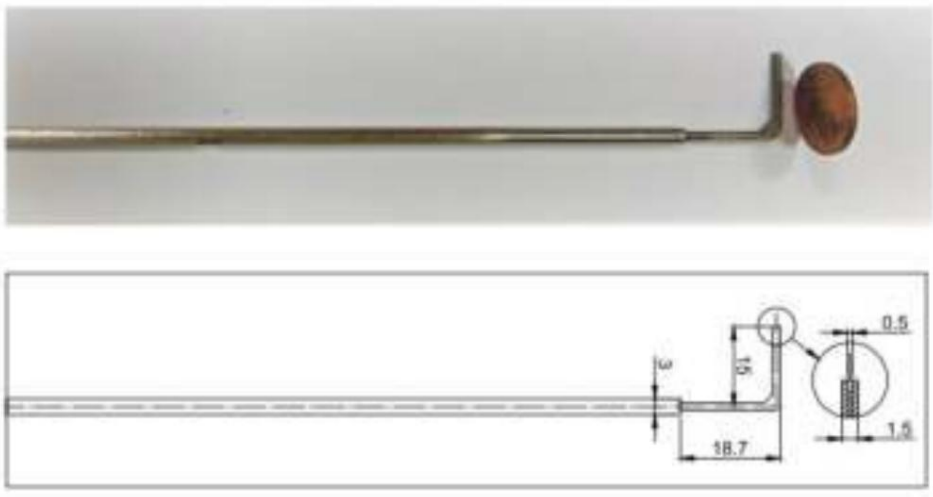



**Abbildung 13. Pitotsonde, die in den Stoßverlustexperimenten von Conti et al. [82,84] verwendet wurde. Abmessungen in mm.**

### 4.3. Blockadeeffekte und Sondeninteraktion

**Das Problem der Wechselwirkung der Sonde mit der zu untersuchenden Strömung kann erheblich sein, insbesondere bei Überschallströmungen. Abbildung 14 veranschaulicht dieses Problem durch den Vergleich zweier numerischer Strömungssimulationen für eine herkömmliche Rundsonde und eine Keilsonde in der Strömung hinter einer Überschallkaskade. Das herkömmliche Design der Sonde führt zu einer erheblichen Störung. Basierend auf den CFD-Ergebnissen**

Machine Translated by Google



und erfolgreich eingesetzt [91]. Generell werden Keilsonden für Überschallströmungsuntersuchungen empfohlen, da deren Wechselwirkung mit der Sonde geringer

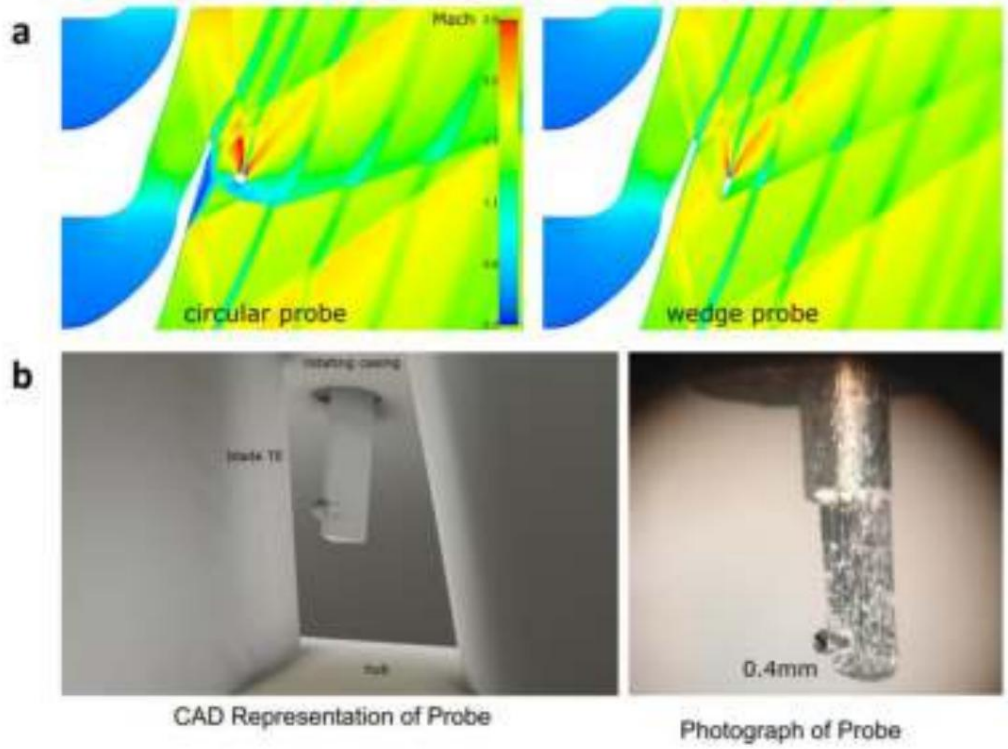



**Abbildung 14. Darstellung der Sondeninteraktionsprobleme (a) und Design einer Keilsonde für Totaldruckmessungen hinter einer Turbinenkaskade (b). Das Machzahlniveau wird durch den Farbbalken oben angezeigt. Die Bilder wurden aus [91] entnommen.**

Blockade- und Sondeninteraktionseffekte können erheblich sein und den Datenreduktionsprozess merklich beeinflussen. Obwohl die Dynamik nicht idealer kompressibler Strömungen eine Änderung der entsprechenden idealen Gasbeziehungen erfordern würde, kann die Größenordnung der Blockadekorrekturen dennoch als gültig angenommen werden. Blockadekorrekturen für Zylindersondenkalibrierungen wurden von Wyler [92] auf der Grundlage einer idealen Gasanalyse und Ähnlichkeitsbetrachtungen vorgeschlagen . Er fand heraus, dass der Blockadeeffekt in freien Strahlen ungefähr die gleiche Größenordnung wie in geschlossenen Tunneln hatte. Truckenmüller et al. [93] berichteten über Sondenblockaden ungefähr in der gleichen Größenordnung wie in geschlossenen Tunneln. Truckenmüller et al. [93] berichteten über Sondeneffekte für transsonische Strömungen durch einen Kalibrierungswindkanal und eine Leitschaufelreihe in einer dreistufigen Modellturbine. Es wurde festgestellt, dass sogar eine stromabwärts einer Kaskade platzierte Sonde die Druckverteilung des Schaufelprofils der Kaskade merklich beeinflussen kann. Verwandte Studien zu diesem Thema umfassen [94,95]. Bislang fehlt eine detail

### 4.4. Druckdatenreduktion für NICFD

Der statische Wanddruck wird üblicherweise durch kleine Löcher in der Wand gemessen , die an ein Manometer angeschlossen sind. Ducruet [96] wies auf die möglichen Einflüsse der Grenzschicht , des Geschwindigkeitsgradienten und der Wandkrümmung auf diese Art der Messung hin. Korrekturverfahren sind in der Praxis jedoch unüblich.

Die Theorie der Pitotsonden und der entsprechende Datenreduktionsprozess für den Gesamtdruck werden in Lehrbüchern [76,77] für ideale Gase ausführlich behandelt . Im Fall eines idealen Gases mit einem Isentropenexponenten ÿ gilt die berühmte Rayleigh-Pitot-Gleichung

$$\frac{p_{o2}}{p_{1}} = \left(\frac{\ddot{y}+1}{2}\,Ma_1^2\right)^{\ddot{y}/(\ddot{y}-1)} \left(\frac{(\ddot{y}+1)\,Ma_1^2}{4\ddot{y}Ma_1^2 - 2(\ddot{y}-1)}\right)^{1/(\ddot{y}-1)} \tag{16}$$

Machine Translated by Google



ergibt sich bei Überschallströmung. Dabei bezeichnet po2 den gemessenen Totaldruck an der Sondenöffnung, p1 und Ma1 sind der statische Zulaufdruck bzw. die Machzahl.

Für Unterschallströmungen gilt die isentropische Beziehung

$$Ma2_1 = \frac{2}{ÿ\,ÿ\,1}\left[\frac{po1}{\text{Seite 1}}\right]^{(ÿÿ1)/ÿ\,ÿ} - 1 \quad (17)$$

kann verwendet werden, um die Einström-Machzahl für ein ideales Gas zu bestimmen. Bei Unterschallströmungen wird durch die Sonde ein Stoß verursacht, und der Gesamtdruck po1 beim Einströmen kann dire

Im allgemeineren Fall einer nicht idealen kompressiblen Strömung muss der Datenreduktionsprozess mit den allgemeinen Bilanzgleichungen beginnen

$$ÿ1c1 = ÿ2c2, \quad (18)$$

$$h1 + c\,1^{1\,2}_{2} = h2 + c\,2\,2^{1\,2}_{-} = h0, \quad (19)$$

$$p1 + ÿ1c\,^{2}_{1} = p2 + ÿ2c\,^{2}_{2} \quad (20)$$

und nimmt einen isentropischen Prozess an. Zusammen mit einer geeigneten Zustandsgleichung können dann die Zufluss-Mach-Zahl Ma1 oder andere Größen basierend auf dem gemessenen Sondendruck und dem gesamten Zuflusszustand berechnet werden. Wie von Spinelli et al. [97] hervorgehoben, hängt der Expansionsprozess in einer nichtidealen kompressiblen Strömung vom Zuflusszustand ab, während dies bei den idealen Gasbeziehungen (16) und (17) nicht der Fall ist. Darüber hinaus kann das von der Sonde verursachte Stoßmuster unterschiedlich sein. Eine Illustration zeigt Abbildung 15 , in der Schlierenbilder des Stoßes verglichen werden , der von einer Pitot-Sonde verursacht wird, die in einem Überschallstrom aus Stickstoff (ideales Gas) und MM (nichtidealer organischer Dam

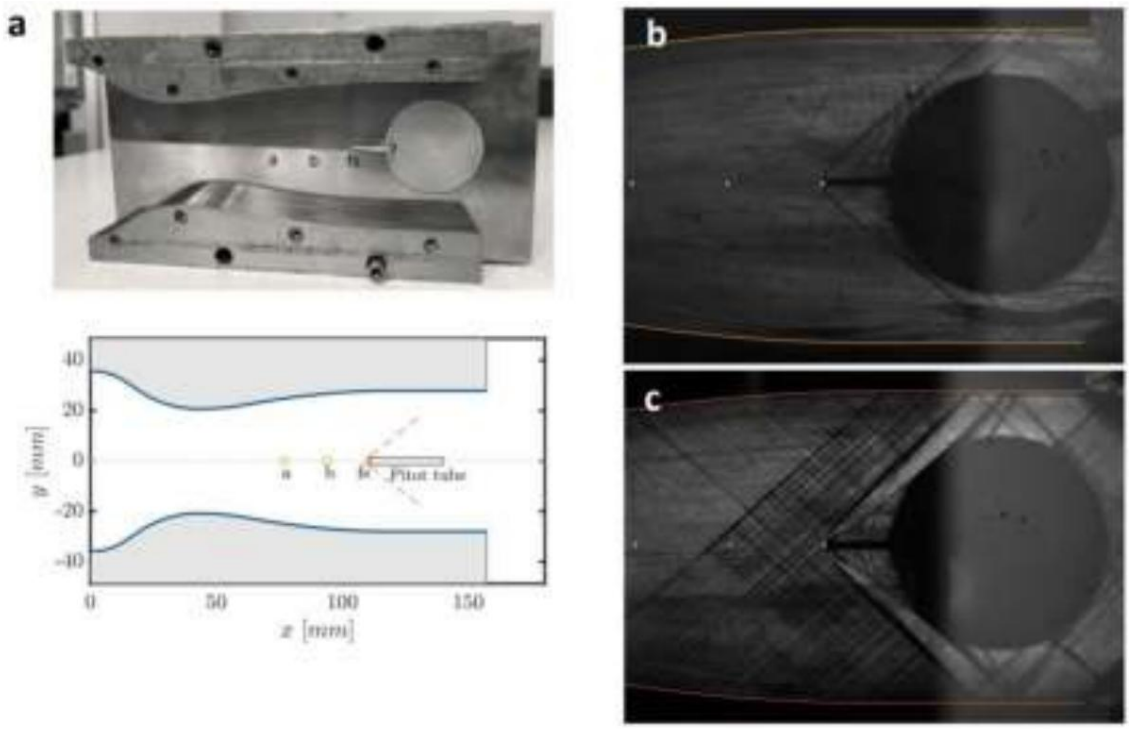



Abbildung 15. Demonstration von Stößen, die durch eine Staurohrsonde in einer Überschallströmung verursacht werden (aus [84]): (a) Strömungsdüse mit Druckmessstellen (a, b und freier Strom fs) und Staurohr mit einer Bugstoßskizze; (b) Schlierenbild für die Strömung von N2 ; (c) Schlierenbild für die Strömung von MM mit Z = 0,70; das Düsenprofil und die Druckmessstellen sind in den Schlierenbildern hervorgehoben.

Machine Translated by Google



Eine einfache Routine zur Datenreduktion mit Pitotsonden wurde in [98] veröffentlicht; alternative mathematische Schemata zur Handhabung normaler Stöße unter nicht idealen kompressiblen Strömungsbedingungen wurden von Passmann et al. [99] diskutiert. Die wesentlichen Teile der Datenreduktion sind die korrekte und effiziente Methode zur Berechnung der isentropischen Strömungsbeziehungen und zur Lösung des nichtlinearen Satzes maßgebender Gleichungen [98,99]. In [84] wurde die Datenreduktion durch numerisches Lösen von Gleichungen zur Erhaltung von Masse, Impuls und Energie über den Stoß durchgeführt, gekoppelt mit dem thermodynar Dieses Multiparametermodell liefert genaue thermodynamische Eigenschaften, sogar in der Nähe des kritischen Punktes. Für die grundlegende Beziehung, die alle thermodynamischen Eigenschaften eines einfachen Systems in einem stabilen Gleichgewichtszustand verbindet , wird eine Funktionsform in Form der reduzierten Helmholtz-Freienergie als Funktion der inversen reduzierten Temperatur und reduzierten Dichte bereitgestellt . Für das Arbeitsfluid in [84], Siloxan MM, wurden geeignete Modellparameter von Colonna et al. [101,102] angegeben, und weitere Informationen finden sich

Die Notwendigkeit, geeignete Zustandsgleichungen zu verwenden und die klassischen Formeln (16) und (17) für nicht ideale kompressible Fluide zu ersetzen, wird in Abbildung 16 veranschaulicht . Hier werden die Mach-Zahl, die durch die perfekte Gasrelation und ein geeignetes Datenreduktionsschema für Novec 649 erhalten wird, verglichen. Wie in Abbildung 16 gezeigt, kann der Fehler zwischen der perfekten Gasroutine und der nicht idealen Datenreduktion sogar bei moderaten Mach- Zahlen 6 % betragen. Bei höheren Mach-Zahlen und im dichten Gasregime können wesentlich größere Fehler auftreten [98,99].

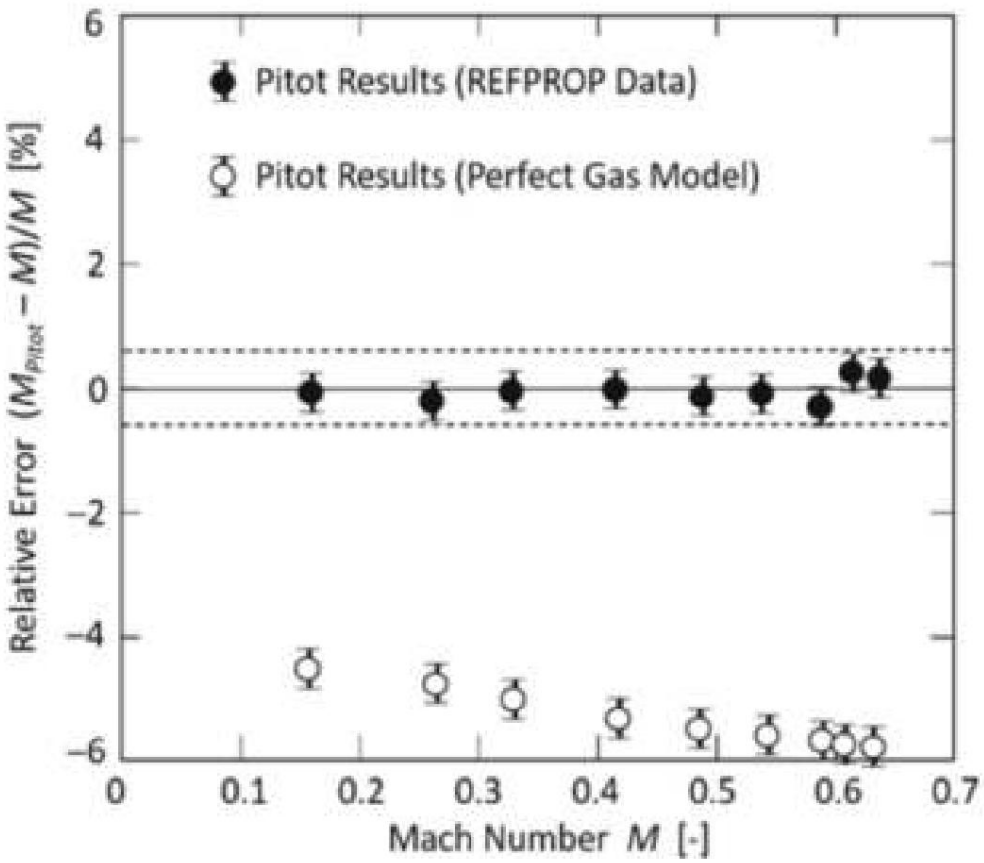



**Abbildung 16. Relativer Fehler der Machzahlberechnungen basierend auf Pitotsondendaten und thermodynamischen Modellen für die Unterschallströmung von Novec 649 (aus [85]).**

Wenn schnelle Messungen durchgeführt werden müssen, muss das Übergangsverhalten des gesamten Systems berücksichtigt werden. Eine entsprechende Analyse wurde von Gori et al. [105] vorgeschlagen. In dieser Arbeit wurde festgestellt, dass die Sprungantworten von der Schallgeschwindigkeit des Arbeitsfluids abhängen , was darauf hindeutet, dass die molekulare Komplexität eine bedeutende Rolle bei der Bestimmung der Schnelligkeit der Messgeräte spielt.

Machine Translated by Google



## 5. Optische Messtechnik

Optische Strömungsmessverfahren werden in Wissenschaft und Technik häufig eingesetzt [ 72–75]. In diesem Abschnitt werden die derzeit verfügbaren und angewandten Methoden für die Dynamik nicht idealer kompressibler Strömungen kurz besprochen. Dabei werden auch Schlierenmethoden und laserbasierte Messverfahren (Particle Image Velocimetry PIV und Laser-Doppler-Velocimetry LDV) diskutiert. Eine umfassende Darstellung optischer Verfahren (d. h. Schlieren und LDV), die in der TROVA-Anlage im CREA-Labor des Politecnico di Milano angewendet wurden, findet sich in [106]. Eine Machbarkeitsstudie, die sich auf PIV-Strömungen mit niedriger Geschwindigkeit für NICFD-Anwendungen beschränkt, wurde von Head et a

### 5.1. Optische Schlieren-Methoden

Das klassische experimentelle Mittel in der Gasdynamik ist seit den Pionierarbeiten von Ernst Mach (siehe [77]) die Schlierenbildmethode. Schlierenbilder liefern auf einfache Weise qualitative Daten, und sie können auch quantitative Daten über die lokale Mach-Zahl und die momentane Steigung von Stoßwellen liefern. Settles [108] stellte die Geschichte des Schliereninstruments und eine sehr detaillierte Beschreibung seiner verschiedenen technischen Details vor. Der Ursprung dieses Instruments kann bis ins 17. Jahrhundert zurückverfolgt werden, als Robert Hooke ein primitives Gerät verwendete, um die thermische Konvektion einer Kerzenflamme zu veranschaulichen. Im 19. Jahrhundert brachte Toeppler das Instrument auf ein praktisches und wertvolles Niveau. Seit seiner Arbeit ist der deutsche Ausdruck „schlieren“ in Gebrauch. Es sei bemerkt, dass „schlieren“ kein Personenname ist (obwohl es im Deutschen mit einem großen S geschrieben wird), sondern das deutsche Wort für „Streifen“.

Da organische Dämpfe transparent sind, ist die Anwendung von Schlierensystemen bei NICFD-Untersuchungen relativ unkompliziert. Mit dem Schlierensystem können Dichteschwankungen und damit auch Brechungsindexschwankungen in einem transparenten Medium wie einem Gas oder Dampf visualisiert werden. Bei NICFD-Anwendungen wurden bisher drei Schlierensysteme verwendet, die in Abbildung 17 schematisch dargestellt sind : (a) die herkömmlichen Schlierensysteme vom Z-Typ, (b) das Doppeldurchgangs-Schlierensystem und (c) Eine vierte Methode (d) ist der Ansatz des fokussierenden Schlierensystems. Letzteres wurde bisher nicht bei NICFD-Untersuchungen angewendet. Eine Beschreibung der Physik der Schlieren- und Schattengraphentechniken findet sich in [108] oder [109].

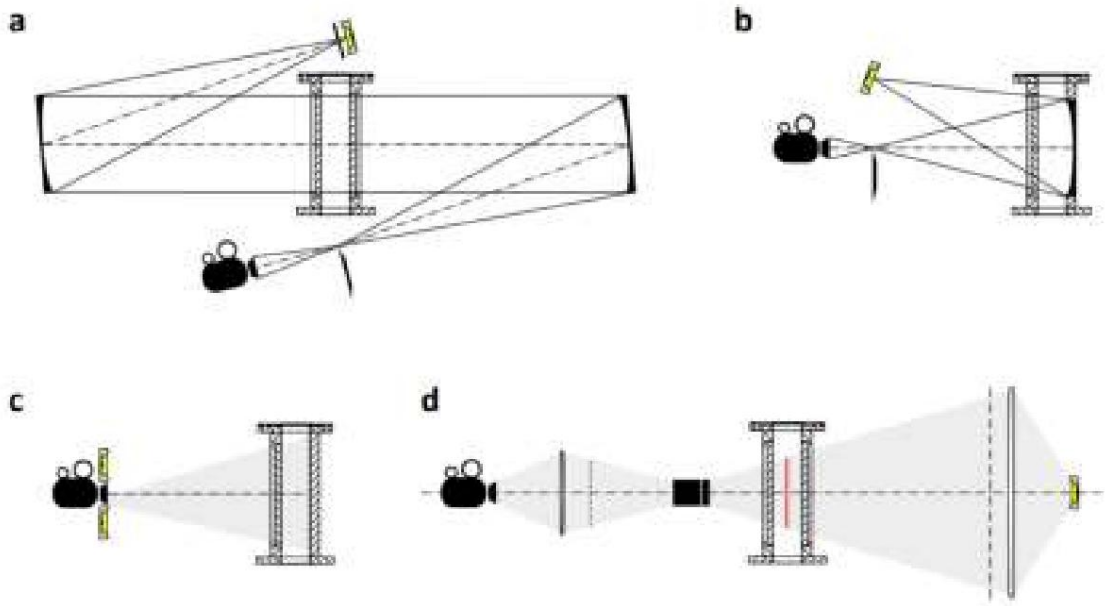



Abbildung 17. Schematische Darstellung von Schlierensystemen für NICFD-Untersuchungen: (a) konventionelles Z-Typ-Schlierensystem . (b) Doppelpass-Schlierensystem. (c) Hintergrundorientiertes Schlierensystem. (d) fokussierendes Schlierensystem.

Machine Translated by Google



und 100 fps (Frames per Second), wobei die Belichtungszeit auf 20 µs eingestellt war. Der Einsatz eines

Die z-Typ-Konfiguration mit zwei Linsen wurde in Schlierenbildexperimenten verwendet, die von Head [20] in der ORCHID-Testanlage durchgeführt wurden. Die ersten Schlierenergebnisse für eine nicht ideale komprimierbare Düsenströmung wurden jedoch 2015 von Spinelli et al. [52] vorgestellt, und sie verwendeten ein Doppeldurchgangssystem. In dieser ersten Studie wurde ein paralleles Lichtschlierensystem vom Doppeldurchgangstyp verwendet, bei dem die sendenden und empfangenden optischen Komponenten auf einem optischen Tisch montiert waren, da diese Konfiguration im Vergleich zum klassischen z-Typ-System kürzer und einfacher auszurichten ist . Das Schema

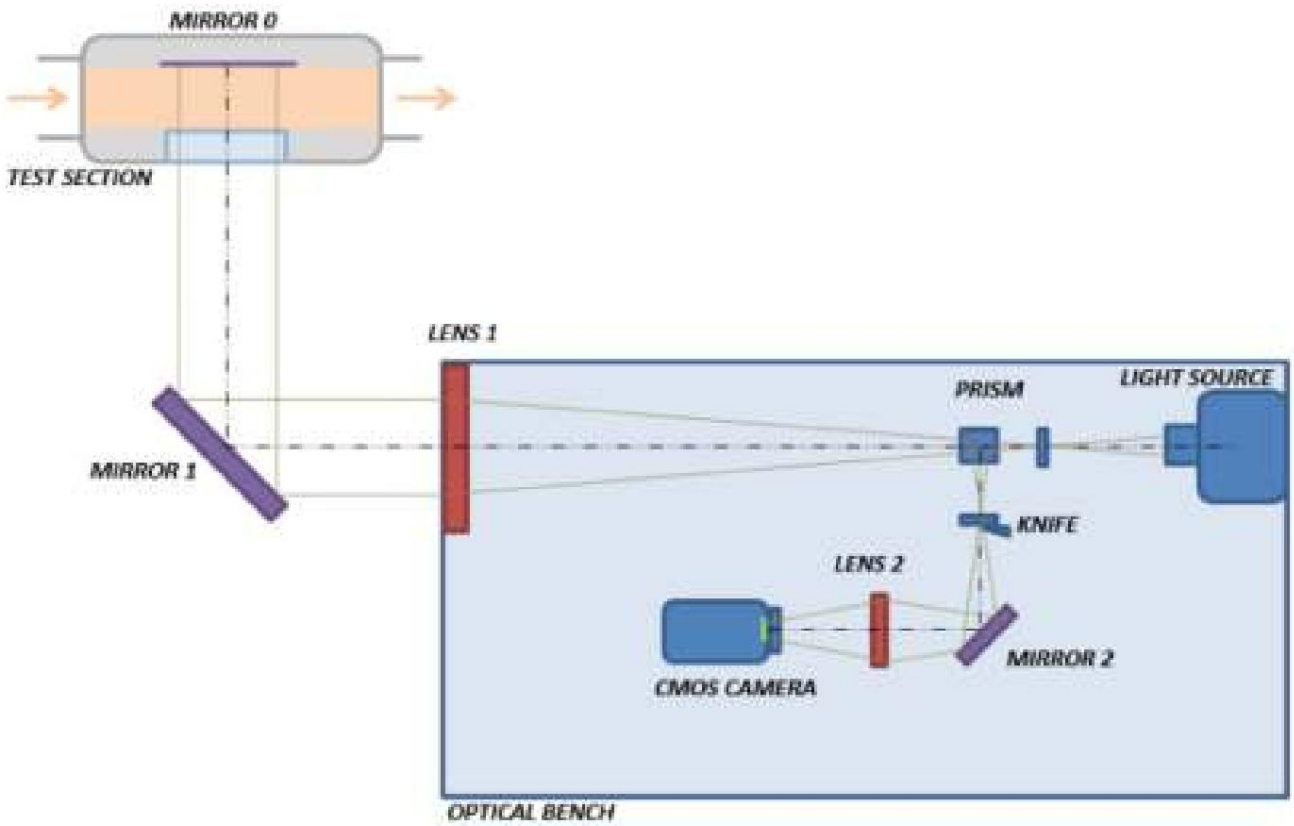



Abbildung 18. Schematische Darstellung des von Spinelli et al. [110] verwendeten Double-Pass-Schlierensystems.

Als Lichtquelle wurde in [52] eine 100 W Hg-Bogenlampe verwendet , die durch eine F/1,5-Quarzlinse zu einem kreisrunden Punkt von etwa 3 mm Durchmesser fokussiert und anschließend durch einen Schlierenlinsenkopf (Linse 1 in Abbildung 18) zu parallelen Lichtstrahlen kollimiert wurde. Letzterer hatte einen Durchmesser von 150 mm und eine Brennweite von 1000 mm. Der kollimierte Lichtstrahl wurde vor dem Durchlaufen der Messstrecke durch einen kreisrunden Spiegel (Spiegel 1 in Abbildung 18) abgelenkt. Anschließend wurde er vom Schlierenkopf durch den metallischen Spieg Anschließend wurde der Strahl auf die vertikal ausgerichtete Messerschneide fokussiert. Die Messerausrichtung ermöglichte es, den Dichtegradienten entlang der Düsenachse zu visualisieren. Ein kubischer Strahlteiler (Prisma) trennte den von der Lichtquelle ausgehenden und den reflektierten Lichtstrahl. Eine Linse mit 160 mm Brennweite und 50 mm Durchmesser befand sich hinter dem Messer (Linse 2 in Abbildung 3) und erzeugte ein reales Bild des Testabschnitts auf dem Sensor einer Hochgeschwindigkeitskamera. Die Kameraauflösung und Bildrate wurden auf 1024 × 512 Pixel und 100 fps (Bilder pro Sekunde) eingestellt, während die Belichtungszeit auf 20 µs festgelegt wurde. Die Verwendung einer spiegelpolierten Rückplatte war kostengünstig und ihre optische Qualität war hoch genug, um sicherzustellen, dass die Schlierenbilder nicht wesentlich gestört wurden. Eine polierte Oberfläche verschmutzt jedoch schnell, sodass sie alle paar Tests gereinigt werden muss, um einen guten Kontrast und eine gute Schärfe in den Schlierenbildern zu erzielen. Normalerweise sind einige Tropfen flüssiges Arbeitsfluid oder Isopropylalkohol wirksame Reinigungsflüssigkeiten. Das gleiche Verfahren kann zum Reinigen von Quarzfenstern verwendet werden. Die Reflektivität der Edelstahlplatte wird durch den Siloxandampf bee

Machine Translated by Google



**Abbildung 19** zeigt die ersten in **[52] erzielten Ergebnisse für einen Düsenstrom von MDM. Die Kondensation des MDM-Dampfes erfolgte entlang der Rückplatte, die nicht erhitzt wurde. Die Kondensation verhinderte die Anwendung der Doppeldurchgangs-Schlierentechnik, da Flüssigkeitstropfen und -filme , die über die Rückplatte flossen, reflektierte Strahlen mit hohen optischen Verzerrungen erzeugten (siehe Abbildung 19a). Dieses Ergebnis verhinderte die Erkennung der Dichtegradienten in der Dampfphase. Die direkte Beobachtung des Testabschnitts zeigte, dass die Kondensation nur entlang der Metallplatte erfolgte. Als der Dampfstrom den Testabschnitt erhitzte, verdampfte der Flüssigkeitsfilm. Dann entstanden schräge Stoßwellen, unmittelbar nachdem die vertiefte Stufe** sichtbar wurde (mit ihrer Reflexion an der konturierten Wand), was das Auftreten **eines Überschallstroms von MDM-Dampf innerhalb der Dü**

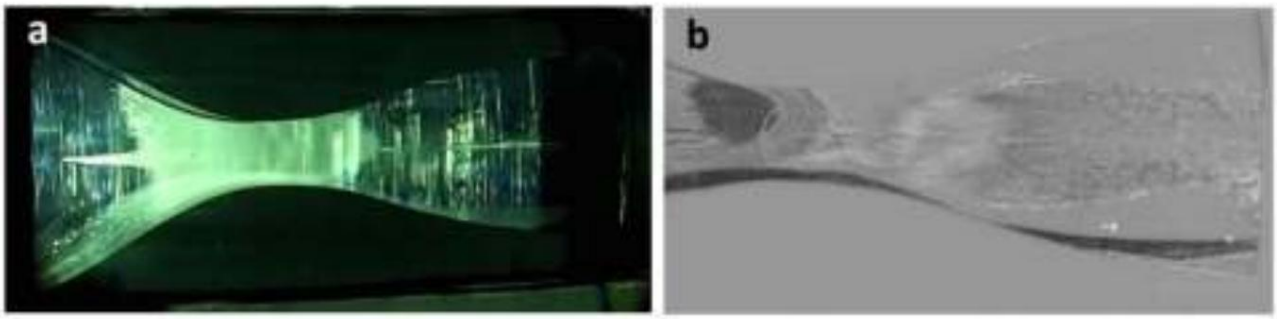



**Abbildung 19. Bilder der Teststrecke während der ersten Versuchsläufe mit MDM im Jahr 2015 (aus [52]): (a) Kondensation entlang der Rückplatte und Bildung eines Flüssigkeitsfilms im konvergenten Abschnitt der Düse (b) Schlierenvisualisierung der schrägen Stoßwellen bei einem späteren Versuchslauf.**

**In den folgenden Studien [97,110]** wurde **die Qualität der mit dem Double-Pass-System erhaltenen Schlierenbilder verbessert. Abbildung 20 zeigt ein Schlierenbild mit Mach-Linien , die die Bestimmung der Mach-Zahl entlang des Düsenausdehnungspfades ermöglichen. Die** tatsächliche Mach-Zahl Ma kann aus dem beobachteten Winkel *ÿ* **(vergrößert durch die zentralen grünen Linien im oberen Bild von Abbildung 20) durch die Beziehung bestimmt werden**

$$\mathrm{Ma} = \frac{1}{\sin\sin\ddot{y}} \quad (21)$$

**Die Detektion von Mach-Linien nach Gleichung (21) erlaubt bei bekannter Strömungsrichtung** eine direkte Messung **der lokalen Mach-Zahl, ohne dass ein thermodynamisches Modell in die Berechnung einbezogen werden muss .** Eine detaillierte Beschreibung **Der Vergleich mit der Vorhersage einer CFD-Simulation (Computational Fluid Dynamics) der Düsenströmung ergab gute Übereinstimmung (siehe Abbildung 20).**

Im Jahr 2019 beobachteten Zocca et al. **[112] erstmals stetige schräge Stoßwellen in nicht-idealen Überschallströmungen eines einphasigen organischen Dampfes. Ein rautenförmiges** Tragflächenprofil **mit 7,5° an der Vorderkante und 10° an der Hinterkante und einer Halböffnung von 7,5° an der Vorderkante und 10° an der Hinterkante wurde in einen gleichmäßigen Überschallstrom (Mach-Zahl Ma = 1,5) aus Siloxan MDM platziert. Die Messungen zeigten die Abhängigkeit des Druckverhältnisses über den Stoß von den angewandten Stagnationsbedingungen für eine nicht-ideale kompressible Strömung. Schlierenbilder für ein auf Düsenanordnung basierendes Tragflächenprofil mit verschwindender Ablenkung wurden von Manfredi et al. [89,90]** erstellt **und 2022 vorgestellt.**

**Neben den Schlierenbildern, die mit z-Typ- oder Double-Pass-Systemen gewonnen werden, ermöglicht die Hintergrund-orientierte Schlieren-Technik (BOS) die Visualisierung kleiner Dichtegradienten . Da die Lichtstrahlen beim Durchgang durch Flüssigkeiten mit unterschiedlicher Dichte abgelenkt werden, kann die BOS-Technik die resultierenden Brechungsindexgradienten als Integration entlang einer Sichtlinie erfassen. In [113] wurde ein entsprechendes System für Überschallströmungsanwendungen vorgeschlagen . Weitere Anwendungen Die schematische Darstellung eines BOS-Systems ist bereits in Abbildung 17c dargestellt. Die erste Anwendung eines BOS-Systems für eine nicht-ideale kompressible Strömung wurde 2022 von Sundermeier vor**

Machine Translated by Google



et al. [121]. In dieser Arbeit wurde der hohe Unterschallfluss (Ma = 0,65) von Novec 649 durch einen kreisförmigen Zylinder untersucht. Das Prinzip und einige Ergebnisse, einschließlich des Vergleichs mit dem Ergebnis einer Large Eddy Simulation (LES), sind in Abbildung 21 dargestellt . Als Bezugs- oder Referenzbild wurde der Testabschnitt ohne jegliche Strömung betrachtet. Angenommen, Flüssigkeit fließt durch den Testabschnitt mit Dichtegradienten, Verzerrungen oder Schlierenergebnissen. Unter Verwendung des Referenzbildes kann in einem Nachbearbeitungsschritt ein D Dies wird in Abbildung 21 veranschaulicht . Lokale Stöße, die durch die Hinterkante des Zylinders und die von Karman-Wirbelstraße stromabwärts des Zylinders verursacht werden, sind zu beobachten. Basierend auf den Abständen der Wirbelkerne wurde die entsprechende Strouhal-Zahl berechnet und mit den LES-Ergebnissen verglichen. Es wurde festgestellt, dass die Wirbelablösungsfrequenz (d. h. die Strouhal-Zahl) nahezu konstant war (bei etwa 0,20) und unabhängig von den Reynolds- oder Mach-Zahlen war . Obwohl das nicht ideale Gasverhalten lokal das Stoßmuster und die Position der Stöße beeinflusste, war die Wirbelablösung relativ stabil und rob

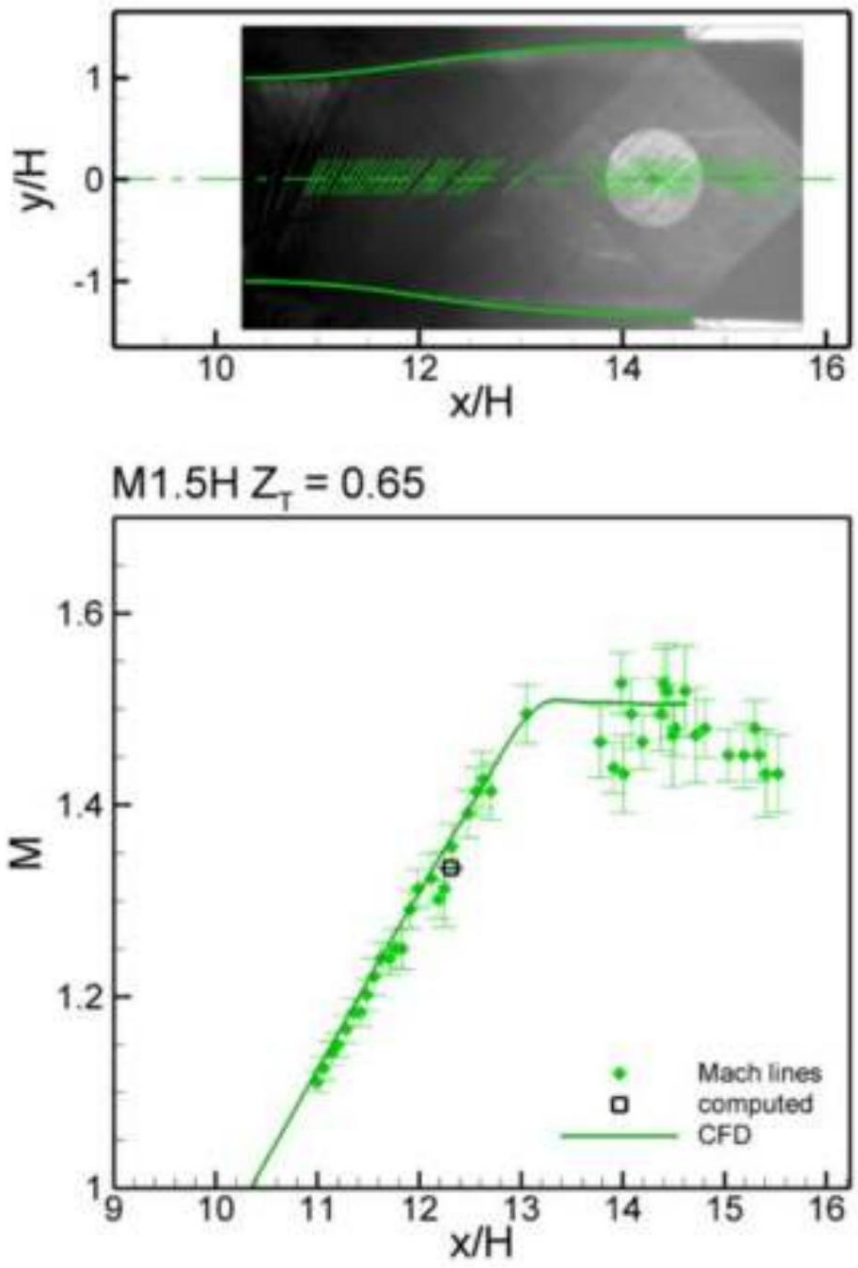



Abbildung 20. Schlierenbild (oben) und aus Mach-Linien ermittelte Mach-Zahlen (unten) für eine Düsenströmung von MDM bei Z = 0,65 (entnommen aus [97]).

Machine Translated by Google



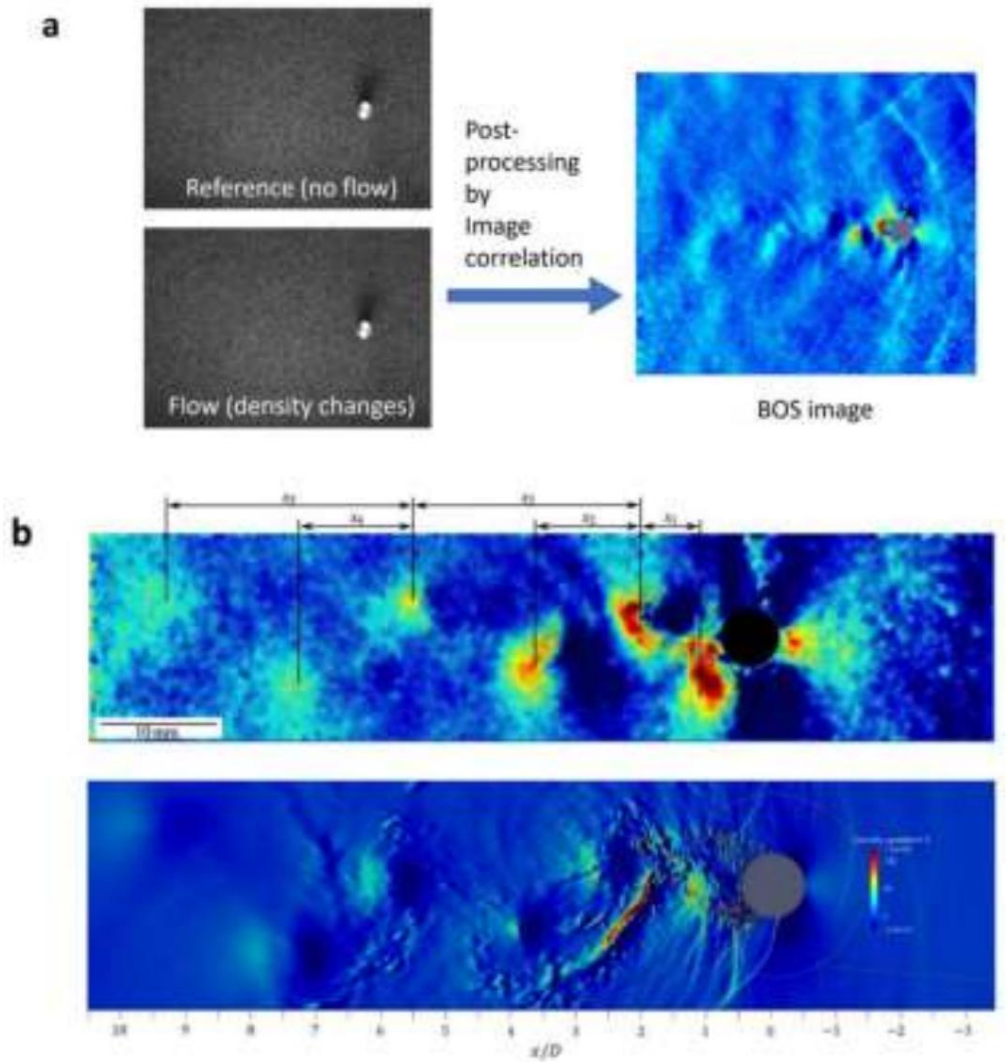



**Abbildung 21. Prinzip und Anwendung der BOS-Technik auf einen kreisförmigen Zylinder: (a) Schematische Darstellung des BOS-Arbeitsprinzips; (b) Vergleich eines BOS-Bildes mit dem mittels LES berechneten momentanen Dichtegradienten (aus [121]).**

**Der Nachteil des hintergrundorientierten Schlieren-Ansatzes ist die etwas geringere Auflösung. Eine höhere Auflösung als die Längenskala des Hintergrundmusters ist grundsätzlich nicht möglich. Regelmäßige und stochastische Muster können gewählt werden (in Abbildung 21 wurde ein stochastisches Punktmuster auf der Rückplatte eines Testabschnitts angewendet). Es ist nicht hilfreich, die Längenskala des Musters bis zu dem Niveau zu reduzieren, bei dem Vibrationen des Testaufbaus oder die optische Auflösungsgrenze erreicht würden. In der Praxis kann der BOS-Ansatz keine so scharfen Schockvisualisierungen liefern wie die herkömmlichen Schlierensysteme. Der Vorteil, selbst kleine Dichteschwankungen visualisieren zu können, und der relativ einfache Aufbau machen die BOS-Technik jedoch zu einem leistungsstarken Werkzeug für Untersuchungen kompressibler Strömungen. In Abbildung 22 ist die Wirbelstraße dargestellt, die durch den Schaft einer Hitzdrahtsonde stromabwärts einer mit Novec 649 betriebenen Turbinenkaskade bei einer Austritts-Machzahl von Ma = 0,6 verursacht wird. Das Hintergrundmuster war in diesem Fall die natürliche Rauheit der metallgedruckten Kaskade, und es waren keine weiteren Vorbereitungen erforderlich. Die Dichtegradienten aufgrund der Wirbelstraße sind das dominierende Merkmal in Abbildung 22. Dies zeigt auch, dass der BOS-Ansatz sog**

Schließlich **sei noch das fokussierende Schlierenverfahren (Abbildung** 17d) erwähnt, da dieser **Ansatz für lokale kompressible Strömungsphänomene, wie z. B. die kompressible Strömung durch einen Turbinenspitzenspalt [122], von Nutzen ist. Die Idee eines fokussierenden Schlierenverfahrens wurde**

Machine Translated by Google



von Schardin [123] vor mehr als 70 Jahren **beschrieben , aber aufgrund des Zweiten Weltkriegs konnte er seine Idee nicht weiter verfolgen. Die jüngsten Entwicklungen der Methode wurden von Weinstein [124] vorgenommen,** der das entwickelte, was in der Literatur [108] **als** „das moderne fokussierende Schlierensystem“ **bezeichnet wurde . Der hohe Wert eines fokussierenden Schlierensystems für detaillierte Untersuchungen dreidimensionaler Turbinenströmungsmerkmale wurde von Passmann et al. [122] demonstriert, die den Luftstrom durch eine idealisierte Turbinenschaufel und eine transsonische Kaskade mit Spitzenlücken betrachteten. Bisher wurden keine Ergebnisse zur Anwendung dieser spannenden Schlierentechnik auf nicht ideale kompressible Strömungen gemeldet. In Zukunft ist jedoch auch in diesem Bereich mit der Verwendung fokussierender Schlierensysteme zu rechnen.**

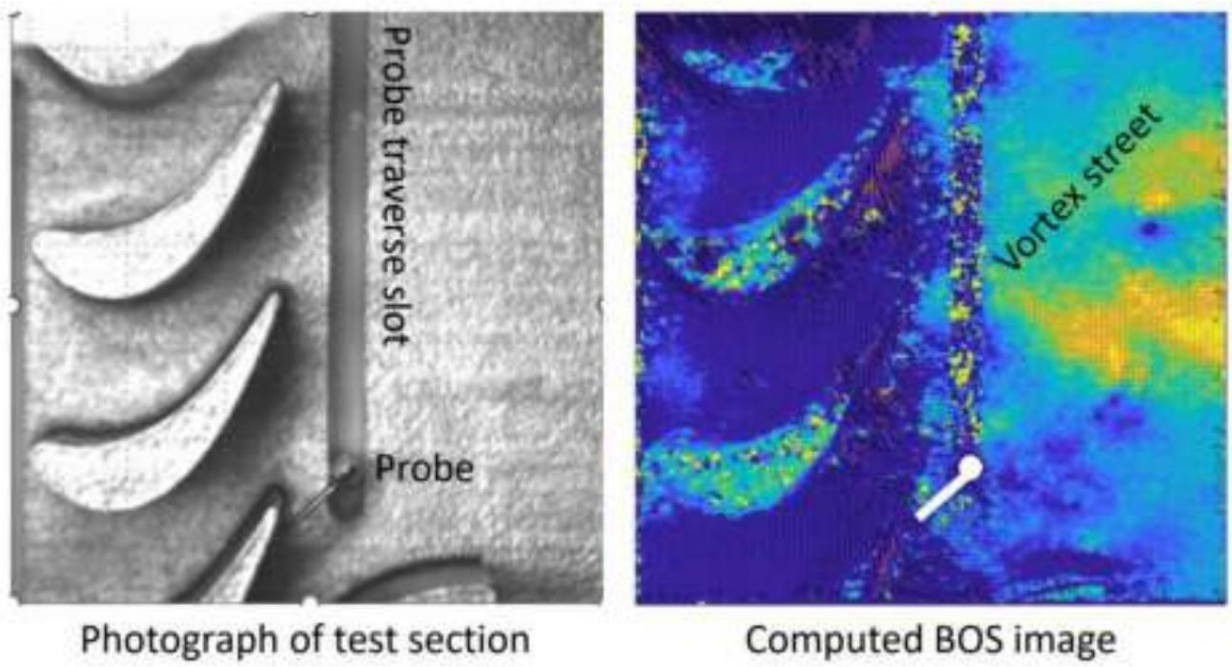



**Abbildung 22. Hintergrundorientiertes Schlierenbild des Flusses von Novec 649 durch eine Turbinenkaskade, die mit einer Austrittszahl von Ma = 0,6 betrieben wird. Das dominierende Merkmal ist die Wirbelstraße im Nachlauf des Sondenschafts stromabwärts der Kaskade. Die Bilder wurden bei einer Testkampagne bei CLOWT im Jahr 20**

### 5.2. Laser-Doppler-Velocimetrie (LDV)-Technik

**Die Laser-Doppler-Velocimetrie (LDV) ist eine etablierte experimentelle Technik, mit der ein breites Spektrum komplexer Strömungen und fluiddynamischer Phänomene untersucht werden kann. Eine umfassende Übersicht über die Prinzipien, die Datenanalyse und die praktische Umsetzung der LDV-Technik findet sich in [125]. Die Ära der LDV begann Mitte der 1960er Jahre nach der Einführung von Lasern. Der große Vorteil der LDV (und der PIV) ist ihre nicht-intrusive Natur. Insbesondere bei Hochgeschwindigkeitsströmungen, bei denen feste Pitot- oder Hitzdrahtsonden die Strömung massiv stören können (siehe Abbildung 22 oder Abbildungen 14 und 15), erfordern die laserbasierten Methoden lediglich optischen Zugang zur Messzone und die Einführung kleiner Partikel. Konzeptionell ermöglicht die LDV einen direkten Ansatz zur Bestimmung des Geschwindigkeitsfelds w, ohne die Zustandsgleichung oder isentropische Strömungsbeziehungen für den Datenreduktionsprozess zu verwenden. Daher könnte das experimentelle Unsicherheitsniveau aufgrund der Unsicherheiten hinsichtlich der verwendeten thermodyna**

**Das grundlegende Phänomen hinter LDV ist die Dopplerverschiebung des von einem kleinen Partikel gestreuten Lichts, das sich mit der Partikelgeschwindigkeit wp bewegt. Idealerweise ist diese Partikelgeschwindigkeit identisch mit der Flüssigkeitsgeschwindigkeit w. Bei mikroskopischen Partikeln in der Größenordnung von 0,1 bis 1 µm kann diese Situation aufgrund des Partikelwiderstands erreicht werden. Nehmen wir jedoch an, das Geschwindigkeitsfeld ist nicht gleichmäßig. In diesem Fall sollte das Partikel schnell auf die Änderungen reagieren, und daher muss die dynamische Reaktionszeit des Partikels viel kleiner sein als die charakteristische Zeitskala des Flusses. Dies ist bei Hochgeschwindigkeitsström**

**µm kann diese Situation durch den Partikelwiderstand erreicht werden. Nehmen wir jedoch an, die Geschwindigkeit**

Machine Translated by Google



gekennzeichnet durch außergewöhnliche Geschwindigkeitsänderungen. Die Anwendung von LDV erfordert die Einbringen kleiner Partikel in die zu untersuchende Flüssigkeit. Dies wird als Animpfen bezeichnet. Die Auswahl der Impfpartikel ist entscheidend für den Erfolg der LDV-Methode. Die Dichte der Partikel und der Flüssigkeit sollte gleich sein, damit ideale Saatpartikel möglichst wenig dynamische Effekte oder Auftriebsprobleme. Diese Anforderung kann in Dämpfen kaum realisiert werden oder Gase. Ein weiteres Problem ist die Notwendigkeit, kleine Partikel für dynamische Gründe, um ein ausreichendes Signal-Rausch-Verhältnis (SNR) für das Dopplersignal sicherzustellen des gestreuten Lichts. Letzteres würde durch eine Vergrößerung der Partikelgröße verbessert werden. Darüber hinaus sollten Materialien mit hohem Brechungsindex verwendet werden, um die Streuung im Umgebungsflüssigkeit mit eigenem Brechungsindex. Die hinzugefügten Partikel dürfen den Fluss nicht stören gemessen werden. Wenn die LDV-Methode auf Dämpfe bei erhöhten Temperaturen angewendet werden soll (und Druck) sollten die Impfpartikel während der Messung stabil genug sein. In Tabelle 4 sind einige mögliche Materialien für die Partikelimpfung aufgeführt. Da die Dichte von Dämpfen oder Gase ist, selbst bei hohem Druck, viel niedriger als die in Tabelle 4 aufgeführten Dichten, keine Es steht ein perfektes Saatpartikel zur Verfügung.

Tabelle 4. Eigenschaften des Impfpartikelmaterials.

| Material | Brechungsindex | Dichte | Schmelztemperatur |
|---|---|---|---|
| TiO2 | 2,6 bis 2,9 | 3900–4200 kg/m3 | 1840 ÿC |
| Al2O3 | 1,79 | 3960 kg/m3 | 2015 ÿC |
| SiO2 | 1,45 | 2200 kg/m3 | 1710 ÿC |
| SiC | 2.6 | 3200 kg/m3 | 2700 °C |

Die erste Anwendung von LDV für direkte Geschwindigkeitsmessungen in nicht-idealen kompressiblen Strömungen wurde im CREA-Labor des Politecnico di Milano durchgeführt. Der Bericht [106] wurde 2020 veröffentlicht, ein ausführlicher Forschungsartikel [126] folgte ein Jahr später. Die Entwicklung und Inbetriebnahme eines Laser-Doppler-Velocimetry-Seeding-Systems für nicht-ideale Fluidströmungen wurden bereits 2016 von Gallarini et al. [127] vorgeschlagen. Die System ist für NICFD-Anwendungen von entscheidender Bedeutung, und kein kommerzielles oder Standard-Seeding-System kann für organische Dämpfe bei erhöhten Temperaturen und Drücken verwendet werden. Als Impfmittel Partikel, nanoskaliges TiO2- Pulver mit Partikelgrößen im Bereich von 150 bis 250 nm verwendet. Um die Partikel in den Dampfstrom im Windkanal einzuspritzen, Das in Abbildung 23 dargestellte System wurde entworfen und verwendet. Die Strömungsbedingungen, für die das Das Säsystem wurde mit einem maximalen Druck von ca. 25 bar und einer maximalen Temperatur von etwa 300 °C im Windkanal. Das Prinzip des Impfsystems bestand darin, verwenden eine flüssige Suspension der festen Impfpartikel in der Arbeitsflüssigkeit, die wird durch einen Zerstäuber bei hohem Druck und hoher Temperatur in den Verteilerraum vor dem Teststrecke des Windkanals. Die kleinen Tröpfchen der eingespritzten Flüssigkeit mit den Impfmitteln Partikelsuspension verdampft, wodurch die Feststoffpartikel freigegeben werden und in der Strömung mitgerissen werden der Teststrecke des Windkanals.

Der in der Studie [126] verwendete LDV-Aufbau war ein Zweikomponenten-Rückstreusystem, das zwei 1 W diodengepumpte Festkörperlaser verwendete. Die beiden Laserstrahlen Jeder hatte einen Durchmesser von etwa 1 mm und eine Wellenlänge von 489,5 nm und 513,9 nm. Auf jedes Laserpaar wurde eine Frequenzverschiebung von 40 MHz angewendet, um Richtungsmehrdeutigkeit. Der Burst-Spektrumanalysator war eine Dantec F 800-Komponente mit einer maximalen Eingangsfrequenz von 200 MHz. Im Gegensatz zum Seeding-System, das Für die LDV-Messungen wurde eine vollständig angepasste, kommerzielle Laserausrüstung verwendet. Details zur Datenverarbeitung finden Sie in [126].

Während der Experimente können erhebliche Dichteänderungen im Dampf auftreten. Daher Der Brechungsindex des Dampfes änderte sich ebenfalls. Dies könnte zu Änderungen in der optischen Pfade. Eine Diskussion der daraus resultierenden Unsicherheit bei tatsächlichen LDV-Messungen wird bereitgestellt in [126].

Machine Translated by Google



Zum Zeitpunkt der Abfassung dieses Übersichtsartikels **stellen die Düsenströmungsexperimente [126] die einzige Anwendung von LDV für nicht ideale kompressible Strömungen, über die in der offenen Literatur berichtet wird. Dennoch ist damit zu rechnen, dass dieses leistungsstarke Tool in Zukunft auch für andere Konfigurationen zum Einsatz kommen wird.**

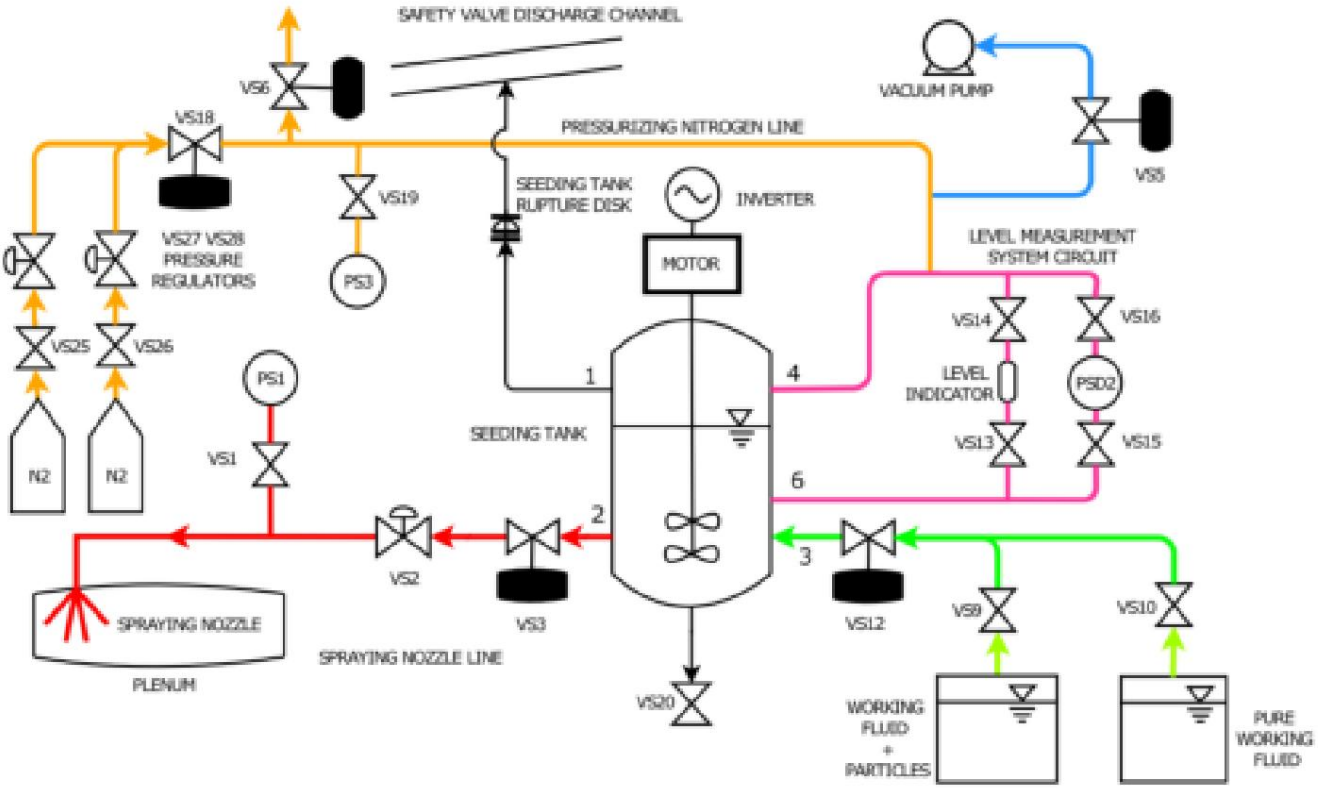



**Abbildung 23. Seeding-System für LDV-Anwendungen in nicht-idealen kompressiblen Strömungen (aus [126]).**

#### 5.3. Particle Image Velocimetry (PIV)-Technik

**Die Particle Image Velocimetry (PIV)-Technik wurde in den 1980er Jahren eingeführt. Das grundlegende Prinzip der PIV ist die Berechnung der Geschwindigkeit von Tracerpartikeln aus einer Seq von Fotos des geimpften und beleuchteten Strömungsfeldes. Die Geschwindigkeitsberechnung basiert auf über eine Korrelationstechnik, und Details über PIV finden sich unter anderem** in **[128] oder [129]. andere Texte über Durchflussmessung. Während LDV verwendet werden kann, um die Geschwindigkeit zu bestimmen Bei einem kleinen Messvolumen (d. h. die lokalen Werte werden an einem Punkt gemessen) ermöglicht die PIV-Technik Einblicke in das zwei- oder sogar dreidimensionale Geschwindigkeitsfeld. Bei Hochgeschwindigkeitsströmungen ergeben sich hohe Anforderungen an Beleuchtung und Belichtungszeit.**

**Die Verwendung von PIV für Ströme dichter Gase wurde in der offenen Literatur nicht beschrieben. Die wahrscheinlich relevantesten Beispiele sind die Verwendung von PIV in einer Gas-Flüssigkeit-Zweiphasen-Düsenströmung von CO2 durch Ueno et al. [130] und die Rayleigh-Benard-Konvektion einer überkritisches Fluid [131] sowie eine Machbarkeitsstudie [107]. In dieser Machbarkeitsstudie wurden langsame Strömungen eines organischen Dampfes (D4) betrachtet. Es wurde festgestellt, dass der D4-Dampf ausreichend transparent, um PIV-Experimente durchzuführen, und Verdampfen der Flüssigkeit mit TiO2 Impfpartikel ermöglichen eine geeignete Tracerverteilung. Daher wurde eine externe** Seeder war nicht erforderlich. In **[107] wurde gefolgert, dass PIV in langsamen Strömungen von heißen organischen Dämpfen. Weitere Arbeiten werden der Entwicklung einer Impfstrategie gewidmet, die ermöglicht die Durchführung von PIV bei Überschall- und transsonischen Strömungen in der ORCHID-Testanlage. Solche Hochgeschwindigkeits-PIV-Experimente sind zum Zeitpunkt der Abfassung dieses Artikels in Arbeit, aber keine Ergebnisse wurden noch nicht veröffentlicht.**

Machine Translated by Google



## 6. Heißdraht-Anemometrie

**Die Heißdraht-Anemometrie (HWA) wurde als primäres Werkzeug in der Turbulenzforschung verwendet. Sie liefert jedoch auch relevante Daten zur Validierung der numerischen Strömungsmechanik (CFD-Methoden) und ihrer Fähigkeiten zur Turbulenzmodellierung. Die Grundlagen der Heißdraht- Anemometrie finden Sie in [132–136].** In inkompressiblen Strömungen **wird die Heißdraht-Anemometrie** seit einem Jahrhundert verwendet. Später wurden mehrere Versuche unternommen, diese Technik auch für **kompressible ideale Gasströmungen [137–148]** einzusetzen . **Obwohl drei verschiedene Betriebsmodi für die HWA unterschieden werden können, ist der Ansatz der Anemometrie bei konstanter Temperatur (CTA) der beliebteste.**

**Die Anwendung der HWA bei dichten Gasen oder nicht-idealen kompressiblen Strömungen ist relativ neu, und erste Ergebnisse von Messungen mit Novec 649 bei stark unterschallschnellen Strömungsbedingungen finden sich in [149]. Eine detaillierte Diskussion einer effizienten Kalibrierung wurde kürzlich in [150] vorgeschlagen, und eine Anwendung der HWA bei gittergenerierter Turbulenz wurde i Während die Anwendung der Hitzdraht-Anemometrie bei Überschallströmungen wegen der vernachlässigbaren Mach-Zahl-Abhängigkeit der Sensitivitätskoeffizienten relativ einfach ist, bereitet sie bei der Bestimmung von Turbulenzgrößen bei starken Unterschallströmungen und insbesondere bei transsonischen Strömungen** erhebliche Schwierigkeiten **[145]. In diesem Strömungsbereich ist die Bestimmung der Sensitivitätskoeffizienten und ihrer Abhängigkeit von Mach- und Reynolds-Zahlen relativ schwierig. Darüber hinaus erschweren Drahtbrüche, Vibrationen und Dehnungsmessstreifenprobleme den Einsatz von Hitzdrahtsonden bei Hochgeschwindigkeitsströmungen. Wegen der relativ hohen Dichte und der niedrigen Schallgeschwindigkeit ist die Anwendung der Hitzdraht-Anemometrie bei Strömungen organischer Dämpfe besonders anspruchsvoll. Die hohe Dichte eines komplexen organischen Dampfes bei erhöhtem Druck führt zu relativ hohen Draht-** Reynolds-Zahlen, über die in Kombination mit merklichen Mach-Zal

### 6.1. Kalibrierung und Verhalten der

**Empfindlichkeitskoeffizienten Um die Hitzdrahttechnik anwenden zu können, muss das gesamte System kalibriert werden. Da selbst kleine Änderungen zu merklichen Abweichungen führen können, sollte die Kalibrierung unter Bedingungen durchgeführt werden, die mit den Anwendungsbedingungen identisch sind. Wie bei Pitot-Sonden, die im Gegensatz zum perfekten Gasfall stehen, erfordern Richtungssonden bei nicht idealen Strömungen ein Kalibrierungsverfahren, das sowohl fluidspezifisch als auch thermodynamisch bedingungsspezifisch ist.** Abbildung **24 zeigt eine Darst**

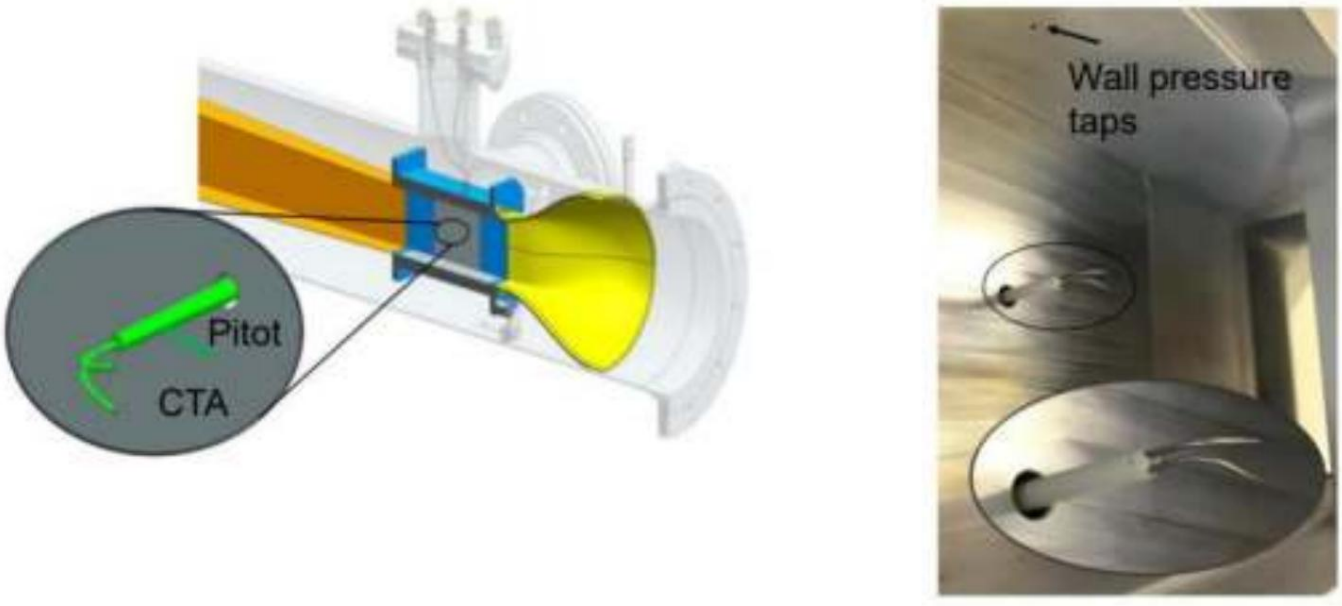



**Abbildung 24. Geschlossener Kalibrierungsabschnitt für Hitzdrahtsonden unter nicht idealen kompressiblen Strömungsbedingungen.**

Machine Translated by Google



Der statische und der Gesamtdruck wurden direkt im Kalibrierungsabschnitt durch Wandhähne und eine miniaturisierte Pitot-Sonde gemessen, die sich in der Nähe der drehbar montierten Hitzdrahtsonde (CTA) befand. Der geschlossene Windkanal bei CLOWT, siehe Abschnitt 3, konnte aufgrund seiner Fähigkeit, den Gesamttemperatur- und Druckpegel zu steuern, effektiv zur Kalibrierung von Hitzdrahtsonden verwendet werden . Darüber hinaus ist sein Hintergrundturbulenzpegel relativ niedrig (in der Größenordnung von 0,2 % bis 0,6 %, die durch Hitzd

Der tatsächliche Durchfluss kann unabhängig davon durch einen Massenstromsensor im Rücklauf des Windkanals bestimmt werden. Da ein stationärer Betrieb mit vernachlässigbaren Temperatur- und Druckdriften eingestellt werden kann, ist eine vollständige Kalibrierung einschließlich der Bestimmung der Winkelempfindlichkeit aufgrund unterschiedlicher Sondenausrichtungen zur Strömung möglich. In geschlossenen Kalibrierungsstrecken , wie sie in Abbildung 24 dargestellt sind , sind jedoch aufgrund der Drosselwirkung und der Verstopfung der Sonden nur hohe Unterschallströmungsbedingungen erreichbar. Die Sonden müssen für transsonische oder Überschallströmungsbedingungen stromabwärts einer Düse oder einer offenen Strahlkonfiguration innerhalb der Testanlage montiert werden . Die Unsicherheitsanalyse für die Kalibrierung kann im Prinzip dem in [152,153] empfohlenen Ansatz folgen .

Eine vollständige Kalibrierung einer CTA-Sonde erfordert mehrere Tests, und es ist nicht gewährleistet, dass die Sonden den Kalibrierungsprozess überstehen. Aufgrund der hohen dynamischen Belastungen brechen einige Sonden nach wenigen Betriebsminuten in schweren organischen Dämpfen, während andere länger als acht Stunden verwendet werden können. In jedem Fall ist es wünschenswert, Sonden im Labor reparieren und herstellen zu können.

Ausgangspunkt der Kalibrierung ist die Auswahl eines geeigneten Wärmeübertragungsmediums Korrelation. Nach de Souza und Tavoularis [147] wurde eine modifizierte King-Korrelation

$$E^2 = A(Ma, Zu) + B(Ma, Zu)(\ddot{y}U)^N \quad (22)$$

für ein festes Drahtüberhitzungsverhältnis ÿ und eine Gesamtflüssigkeitstemperatur To hat sich für organische Dämpfe als zuverlässig erwiesen [150]. Der Exponent n kann oft auf $\frac{1}{2}$ gesetzt werden. In CTA-Systemen kann das elektrische Ausgangssignal (Spannung) E mit der Nusselt-Zahl (mit einer geeigneten Proportionalitätskonstante als trivialem Multiplikator) identifiziert werden. Eine Linearisierung der Wärmeübertragungsgleichung und die Verwendung logarithmischer Ableitungen ergeben die Sensitivitätskoeffiziente

$$So = \frac{\ddot{y}\,\ln E}{\ddot{y}\,\ln U}_{\ddot{y},Zu}, \quad S\ddot{y} = \frac{\ddot{y}\,\ln E}{\ddot{y}\,\ln \ddot{y}}_{U,To} \quad \text{und} \quad ST = \frac{\ddot{y}\,\ln E}{\ddot{y}\,\ln Zu}_{\ddot{y},U} \quad (23)$$

um die Spannungssignalschwankung mit den Geschwindigkeits-, Dichte- und Gesamttemperaturschwankungen in Beziehung zu setzen , die wie folgt definiert sind:

$$\frac{E^{\ddot{y}}}{\overline{E}} = So\,\frac{U\ddot{y}}{\overline{U}\,\ddot{y}} + S\ddot{y}\,\frac{\ddot{y}^{\ddot{y}}}{\overline{\ddot{y}}} + ST\,\frac{T_o^{\ddot{y}}}{\overline{T}_o^{\ddot{y}}} \quad (24)$$

Für Überschallströmungen (Ma > 1,2) hat Morkovin [139] gezeigt, dass der Einfluss der Mach-Zahl auf die Sensitivitätskoeffizienten gering ist und vernachlässigt werden kann. Daher werden die Sensitivitätskoeffizienten für Dichte und Geschwindigkeit gleich, und formal ergibt sich eine vereinfachte

$$\frac{E^{\ddot{y}}}{\overline{E}} = S\ddot{y}u\,\frac{(\ddot{y}U)^{\ddot{y}}}{\overline{(\ddot{y}U)}} + ST\,\frac{T_o^{\ddot{y}}}{\overline{T'}_o} \quad (25)$$

Ergebnisse. Die Gleichheit der beiden Sensitivitätskoeffizienten für Dichte und Geschwindigkeit reduziert den Aufwand für Datenreduktion und Kalibrierung bei der Messung turbulenter Fluktuationsgrößen erheblich . Allerdings muss ihre Gleichheit für jedes Hitzdrahtanemometer und jede Strömungssituation einzeln nachgewiesen werden. Interessanterweise belegen die relativ hohen Draht-Reynoldszahlen für organische Dämpfe diese Vereinfachung, wie in [150] gezeigt wurde .

Machine Translated by Google



### 6.2. Anwendungs- und Betriebsprobleme

**Die Anwendung von HWA und die korrekte Dateninterpretation erfordern manchmal besondere Aufmerksamkeit. Neben den allgemeinen Überlegungen zur Verwendung von HWA werden die folgenden speziellen Betriebsprobleme im Zusammenhang mit Messungen in Strömen schwerer komprimierbarer Dämpfe erörtert.**

**Die hohe Dichte des organischen Dampfes führt zu relativ hohen Draht- und Gitter-Reynoldszahlen . Wegen der daraus resultierenden kleinen Kolmogorov-Skala ÿ waren Korrekturen erforderlich, um die systematische Dämpfung hochfrequenter Signale durch Sonden mit endlicher Drahtlänge l zu berücksichtigen. Dieses Problem besteht bei einer statischen Kalibrierung in einem Windkanal mit geringer Hintergrundturbulenz nicht, wie im vorhergehenden Unterabschnitt beschrieben. Allerdings sollten bei tatsächlichen Messungen geeignete Korrekturschemata berücksichtigt werden, wie in [154,155] erläutert wurde.** Darauf wurde in **[156] hingewiesen und es wurde gezeigt, dass das klassische Korrekturschema , das auf die Arbeiten von Wyngaard [155]** zurückgeht **und ursprünglich für isotrope Turbulenzen in inkompressiblen Strömungen entwickelt wurde , auch für die starke Unterschallströmung eines organischen Dampfes anwendbar ist. Entsprechende Korrekturformeln können durch Verwendung von Hitzdrahtsonden unterschiedlicher Länge und deren Extrapolation auf eine Sonde mit verschwindender Länge [154] aufgestellt werden. In der Studie [156]** wurden **zwei Sonden mit gleichem elektrischen Widerstand, aber unterschiedlichen Drahtlängen und -durchmessern (l = 4 mm (d = 10 µm) und l = 1 mm (d = 5 µm)) verwendet. Obwohl Wyngaards Korrekturschema für isotrope Turbulenz nur theoretisch gerechtfertigt ist, scheint es bisher keine bessere Alternative zu geben.**

**In gewisser Weise verwandt mit den kleinen turbulenten Längenskalen in Hochgeschwindigkeitsströmungen organischer Dämpfe ist die hohe Grenzfrequenz der verwendeten elektrischen Brücke und des Verstärkers (d. h. der Anemometerschaltung). Grenzfrequenzen von mehr als 100 kHz sind bei transsonischen oder Überschallströmungen organischer Dämpfe nicht ungewöhnlich. Diese Tatsache macht alternative Konzepte wie das Konstantspannungsanemometer [157] oder den Atomlagen-Thermosäulen-ALTP-Sensor [158] für zukünftige Experimente interessant.**

**Zusätzlich zu den starken Strömungsstörungen, die durch die Sonden verursacht werden (wie die Wirbelstraße stromabwärts des Schafts in Abbildung 22 zeigt),** können **die hohen dynamischen Belastungen in Hochgeschwindigkeitsströmungen dichter Gase schwere Vibrationsprobleme verursachen. Durch Beobachtung der Sonde im Testabschnitt durch eine Hochgeschwindigkeitskamera lässt sich ermitteln, ob ernsthafte Vibrationsprobleme vorliegen. Dies wurde zum Beispiel für die in Abbildung 22 gezeigte Anordnung getan und tatsächlich wurden zwei Vibrationen für die Sonde beobachtet, die einem Novec 649-Strom bei 2 Bar und 100 ÿC bei einer Austritts-Mach-Zahl von Ma = 0,64 ausgesetzt war . Die Strukturanalyse führt zu der Vorhersage, dass die typischen Eigenfrequenzen bestimmter HWA-Sondengeräte, einschließlich eines Schafts, in der Größenordnung von 1 kHz liegen.**

**Wie wichtig es ist, die verschiedenen Betriebsaspekte für eine korrekte Dateninterpretation zu berücksichtigen, lässt sich anhand eines Beispiels verdeutlichen. Abbildung 25 zeigt das HWA-Signal (Leistungsspektrum ) hinter der Hinterkante eines Turbinengitters (entsprechend dem bereits in Abbildung 22 gezeigten Aufbau). Im Spektrum von Abbildung 25** sind **die Laufdrehzahl des Verdichters und seine Schaufelpassierfrequenzen auch nach Passieren der Absetzkammer, der Turbulenzschirme und des Turbinengitters erkennbar. Dies zeigt, dass HWA eine sehr empfindliche Durchflussmesstechnik ist. Die beiden mechanischen Schwingungsfrequenzen der Sonde tragen ebenfalls zum Spektrum bei. Die durch den Sondenschaft verursachte Wirbelablösungsfrequenz entsprach einer Strouhal-Zahl von Ststem = 0,17–0,20, was in angemessener Übereinstimmung mit den Literaturdaten für einen Zylinder mit konstanter Strömung steht [159]. Die Strouhal-Zahl für die Wirbelablösung an der Hinterkante betrug St = 0,24 ± 0,2, was** in ausgezeichneter Übereinstimmung mit den in **[159,160] für diese Turbinenkaskade angegebenen Werten** stand. Die Tatsache, dass **im** CTA-Spektrum **zwei Wirbelablösungsreaktionen ( in Abbildung** 25 mit 1× **und** 2× bezeichnet ) auftraten, **lag daran, dass der HWA unempfindlich gegenüber der Strömungsrichtung war [134].**

Machine Translated by Google



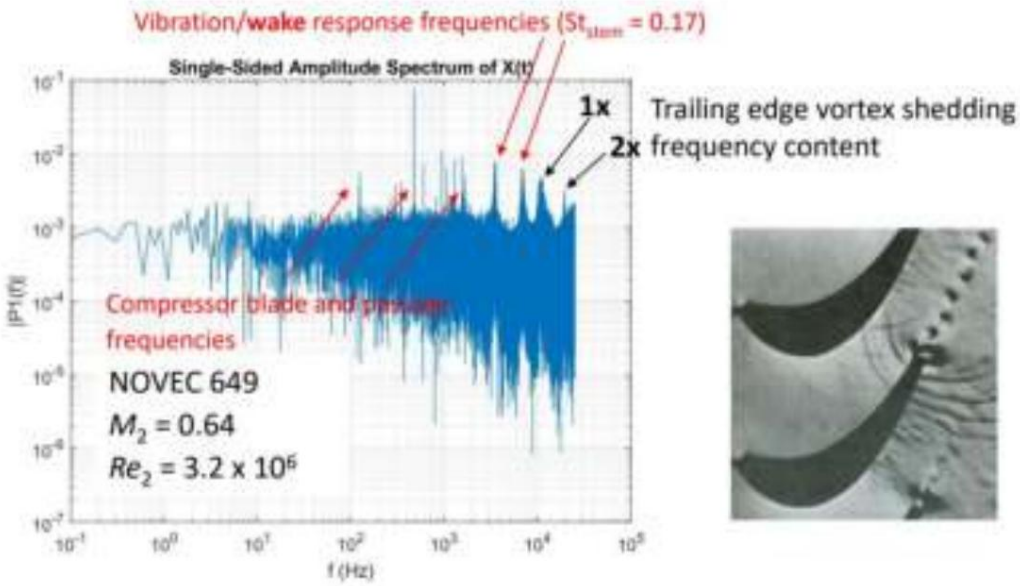



**Abbildung 25. Leistungsspektrum einer CTA-Sonde, die hinter einer Turbinenkaskade platziert ist (siehe Abbildung 22), einschließlich einer Aufschlüsselung des Frequenzinhalts.**

## 7. Schlussbemerkungen

**Während die theoretische Untersuchung der Dynamik nicht-idealer kompressibler Fluide (NICFD) eine lange Tradition hat, ist die systematische experimentelle Untersuchung dieser Fluide eine relativ junge Disziplin. Basierend auf etablierten Strömungsmesstechniken haben mehrere Forschungsgruppen pneumatische, optische und thermische Techniken entwickelt, die sich gut für die NIC Die Anwendung dieser experimentellen Methoden hat spannende Erkenntnisse über die Aerodynamik und Thermodynamik nichtidealer kompressibler Strömungen ermöglicht.**

**Es ist zu erwarten, dass die Entwicklung und Nutzung von Strömungsmesstechniken fortgesetzt wird. Beispielsweise wurden die Verwendung von Mehrlochsonden oder Hochgeschwindigkeits-PIV- Anwendungen bisher nicht in der offenen Literatur veröffentlicht. Messtechniken für NICFD sind also ein Forschungsgebiet, das alles andere als abgeschlossen ist.**

**Derzeit ist der Einfluss des realen Gasverhaltens auf die Dimensionsanalyse noch nicht vollständig verstanden. Daher sind detailliertere Messungen erforderlich, um den richtigen Satz von Ähnlichkeitszahlen für die Konstruktion von Komponenten und Strömungsgeräten zu ermitteln, die nicht idealen kompressiblen Strömungen ausgesetzt sind.**

**Neben der Prüfung der Theorie liefern die Durchflussmessverfahren des NICFD Datensätze , die zur Validierung von Methoden der numerischen Strömungsmechanik (CFD) erforderlich sind. Da numerische Verlustvorhersagen für Turbomaschinen notorisch unsicher sind, besteht Bedarf an detaillierten Durchfluss- und Verlustmessungen für Turbinenkaskaden, die mit organischen Dämpfen arbeiten. In Kombination mit zuverlässigen numerischen Methoden wird diese Forschung die Konstruktion effizienterer Turbinen für ORC-Kraftw**

**Finanzierung: Für die Erstellung dieses Übersichtsartikels wurden keine externen Mittel bereitgestellt, mit Ausnahme der finanziellen Unterstützung der DFG (Förderkennzeichen: Wi 1840) für die Forschung zu Messtechniken und** Anwendung für ORC-Turbinen (unter dem Projekttitel „REGAL-ORC“), für die **der Autor seinen herzlichen Dank ausspricht .**

**Erklärung des Institutional Review Board: Nicht zutreffend.**

**Einverständniserklärung: Nicht zutreffend.**

**Datenverfügbarkeitserklärung: Nicht zutreffend.**

**Danksagung: Der Autor dieses Übersichtsartikels hatte das Glück, über viele Jahre hinweg viele Diskussionen mit hervorragenden Experten über das Thema dieses Beitrags führen zu können. Unter den zahlreichen Kollegen und ihren Beiträgen möchte der Autor die wertvollen Vorschläge würdigen**

Machine Translated by Google



von Andrea Spinelli, Mailand, Andrew Wheeler, Cambridge, und Adam Head in Delft. Ohne die außerordentliche Leistungen der CLOWT-Teammitglieder während langjähriger Forschung am Münster University of Applied Sciences, der Autor dieses Papiers wäre kaum in der Lage, zu überprüfen Messtechniken für NICFD. Besonderer Dank gilt daher Felix Reinker, Max
Passmann (jetzt an der Ruhr-Universität Bochum, Deutschland), Leander Hake, Stephan Sundermeier und
an mehrere andere Unterstützer des CLOWT. Abschließend möchte der Autor seinen Dank aussprechen an die
Herausgeber dieser Zeitschrift, Marcello Manna, der diese Rezensionsinitiative maßgeblich unterstützt hat.

Interessenkonflikte: Der Autor erklärt, dass kein Interessenkonflikt besteht.

## Nomenklatur

| | |
|---|---|
| A | Wärmeübertragungskorrelationskoeffizient, V2 |
| A | Schallgeschwindigkeit, m/s |
| B | Wärmeübertragungskorrelationskoeffizient |
| C | Geschwindigkeit, m/s |
| cp | isobare spezifische Wärmekapazität, J/(kg K) |
| Lebenslauf | isochore spezifische Wärmekapazität, J/(kg K) |
| E | elektrische Spannung, V |
| ff | Funktion, - |
| | Körperkraft, m/s2 |
| H | spezifische Enthalpie, J/kg |
| m | Länge, m |
| Frau | Machzahl, - |
| P | Druck, Pa |
| Pr | Prandtl-Zahl, - |
| R | spezifische Gaskonstante, J/(kg K) |
| Re | Reynoldszahl, - |
| S | Empfindlichkeitskoeffizient, - |
| S | Spannungstensor, Pa/m |
| S | spezifische Entropie, J/(kg K) |
| St | Strouhal-Nummer, - |
| T | Temperatur, K |
| T | Zeit, s |
| U | Geschwindigkeit, m/s |
| spez | spezifisches Volumen, m3/kg |
| m | Geschwindigkeitsvektor, m/s |
| Z | Kompressibilitätsfaktor, - |
| Griechische Symbole | |
| ÿ | Winkel, ÿ |
| ÿ | fundamentale Ableitung, - |
| ÿ | Isentropenexponent, - |
| ÿ | Dichte, kg/m3 |
| ÿ | Wärmeleitfähigkeit, W/(m K) |
| $\mu$ | dynamische Viskosität, Pa s |
| ÿ | Kolmogorov-Längenskala, m |
| ÿ | Effizienz, - |
| ÿ | viskose Dissipation, Pa2 |
| ÿ | Durchflusskoeffizient, - |
| Indizes | |
| C | kritischer Punkt |
| O | Total- oder Stagnationszustand |
| 1 | Zulauf bzw. Vorlauf der Stausonde |
| 2 | Ausgang oder stromabwärts von Staurohr-Sonde Schock |
| Hochgestellt | |
| ' | schwankender Anteil |

Machine Translated by Google



## Verweise


1. Colonna, P.; Casati, E.; Trapp, C.; Mathijssen, T.; Larjola, J.; Turunen-Saaresti, T.; Uusitalo, A. Organic Rankine Cycle Power Systems: Vom Konzept zur aktuellen Technologie, Anwendungen und einem Ausblick in die Zukunft. ASME J. Eng. Gas Turb. Power 2015, 137, 100801. [CrossRef]
2. Macchi, E.; Astolfi, M. (Hrsg.) Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems: Technologien und Anwendungen; Woodhead Publishing: Cambridge, Großbritannien, 2016.
3. White, MT; Bianchi, G.; Chai, L.; Tassou, SA; Sayma, AI Überblick über überkritische CO2- Technologien und -Systeme für die Energieerzeugung Generation. Appl. Therm. Eng. 2021, 185, 116447. [CrossRef]
4. Kluwick, A. Nichtlineare Wellen in realen Flüssigkeiten; Springer: Wien, Österreich, 1991.
5. Kluwick, A. Handbuch der Stoßwellen. In Theorie der Stoßwellen: Verdünnungsschocks; Academic Press: Cambridge, MA, USA, 2001; Band 1, S. 339–411.
6. Kluwick, A. Schockdiskontinuitäten: Von klassischen zu nicht-klassischen Schocks. Acta Mech. 2018, 229, 515–533. [CrossRef]
7. Reynolds, WC; Colonna, P. Thermodynamik: Grundlagen und technische Anwendungen; Cambridge University Press: Cambridge, Vereinigtes Königreich, 2018.
8. Guardone, A.; Colonna, P.; Wheeler, A. (Hrsg.) 1. internationales Seminar über nicht-ideale kompressible Fluiddynamik für Antrieb und Energie. J. Physics Conf. Ser. 2017, 821, 011001. [CrossRef]
9. Duhem, P. Über die Ausbreitung von Stoßwellen in Flüssigkeiten. Z. Phys. Chem. 1909, 69, 169–186. [CrossRef]
10. Becker, R. Stoßwelle und Detonation. Z. Für Phys. 1922, 8, 321–362. [CrossRef]
11. Bethe, HA Die Theorie der Stoßwellen für eine beliebige Zustandsgleichung; Bericht Nr. 545; Amt für wissenschaftliche Forschung und Entwicklung: Washington, DC, USA, 1942.
12. Zel'dovich, YB Über die Möglichkeit von Verdünnungsstoßwellen. Zh. Eksp. Teor. Fiz. 1946, 4, 363–364.
13. Thompson, PA Eine fundamentale Ableitung in der Gasdynamik. Phys. Fluids 1971, 14, 1843–1849. [CrossRef]
14. Anderson, WK Numerische Studie zur Verwendung von Schwefelhexafluorid als Testgas im Windkanal. AIAA J. 1991, 29, 2179–2180. [Querverweis]
15. Anders, JB Heavy Gas Wind Tunnel Research at Langley Research Center. ASME-Artikel. In Proceedings of the Fluids Engineering Conference, Washington, DC, USA, 20.–24. Juni 1993. gesponsert von der Fluids Engineering Division, 93-FE-5.
16. Anders, JB; Anderson, WK; Murthy, AV Die Verwendung von Schwergas zur Erhöhung der Reynoldszahlen in transsonischen Windkanälen. In Proceedings der 20. AIAA Advanced Measurement and Ground Testing Technology Conference, Albuquerque, NM, USA, 15.–18. Juni 1998. AIAA-98-2882.
17. Rist, D. Dynamik Realer Gase; Springer: Berlin, Deutschland, 1996.
18. Boncinelli, P.; Rubechini, F.; Arnone, A.; Cecconi, M.; Cortese, C. Reale Gaseffekte in Turbomaschinenströmungen: Eine rechnerische Dynamikmodell für schnelle Berechnungen. ASME J. Turbomach. 2004, 126, 268–276. [CrossRef]
19. Brun, K.; Friedman, P.; Dennis, R. (Hrsg.) Grundlagen und Anwendung von überkritischen Kohlendioxid-basierten Energiezyklen; Woodhead Veröffentlichung: Sawston/Cambridge, UK, 2017.
20. Leiter, AJ Neuartige Experimente zur Untersuchung der Dynamik nicht-idealer kompressibler Fluide: Das ORCHID und erste Ergebnisse optischer Messungen. Dissertation, TU Delft, Delft, Niederlande, 2021.
21. Landau, LD Über Stoßwellen. J. Phys. UdSSR 1942, 6, 229–230.
22. Hayes, WD Die grundlegende Theorie gasdynamischer Diskontinuitäten. In Fundamentals of Gasdynamics; Princeton University Press: Princeton, NJ, USA, 1958; Band 2.
23. Vimercati, D.; Gori, G.; Spinelli, A.; Guardone, A. Nichtideale Effekte auf das typische Stoßmuster an der Hinterkante von Orc-Turbinenschaufeln . Energy Procedia 2017, 129, 1109–1116. [CrossRef]
24. Colonna, P.; Nannan, NR; Guardone, A.; van der Stelt, TP Zur Berechnung der Fundamentalableitung der Gasdynamik unter Verwendung von Zustandsgleichungen. Fluid Phase Equilibria 2009, 286, 43–54. [CrossRef]
25. Morren, SH Transsonische Aerodynamik dichter Gase; NASA TM-103722; Lewis Research Center: Cleveland, OH, USA, 1991.
26. Lemmon, EW; Huber, ML; McLinden, MO NIST-Referenzdatenbank 23: Thermodynamische und Transporteigenschaften von Referenzflüssigkeiten– REFPROP, Version 9.1; Standard Reference Data Program: Gaithersburg, MD, USA, 2013.
27. Traupel, W. Zur Dynamik realer Gase. Forsch. Ing. 1952, 18, 3–9. [CrossRef]
28. Traupel, W. Thermische Turbomaschinen – Erste Band, 2. Aufl.; Springer: Berlin, Deutschland, 1966; Kapitel 1.
29. Kouremenos, DA; Antonopoulos, KA Isentropenexponenten realer Gase und Anwendung für Luft bei Temperaturen von 150 K bis 450 K. Acta Mech. 1986, 65, 81–99. [CrossRef] 30. aus der Wiesche, S.; Reinker, F. Dimensional analysis and performance laws for organic vapor flow turbomachinery . 257, 124635. [CrossRef]
31. Taylor, ES Dimensionale Analyse für Ingenieure; Clarendon: Oxford, UK, 1974.
32. Dejc, ME; Trojanovskij, BM Untersuchung und Berechnung Axialer Turbinenstufen; VEB Verlag Technik: Berlin, Deutschland, 1973.
33. Turunen-Saaresti, T.; Uusitalo, A.; Honkatukia, J. Entwurf und Prüfung eines Hochtemperatur-Mikro-ORC-Teststands unter Verwendung von Siloxan als Arbeitsflüssigkeit. In Journal of Physics: Konferenzreihe; IOP Publishing: Bristol, Großbritannien, 2017; Band 821, S. 012024.
34. Seume, JR; Peters, M.; Kunte, H. Entwurf und Test eines 10-kW-ORC-Überschallturbinengenerators. In Journal of Physics: Konferenz Serie; IOP Publishing: Bristol, Großbritannien, 2017; Band 821, S. 012023.

Machine Translated by Google




35. Park, BS; Usman, M.; Imran, M.; Pesyridis, A. Überprüfung experimenteller Datentrends im Organic Rankine Cycle. Energy Convers. Manag. 2018, 173, 679–691 .
36. Spinelli, A.; Guardone, A.; De Servi, C.; Colonna, P.; Reinker, F.; aus der Wiesche, S.; Robertson, M.; Martinez-Botas, RF Versuchsanlagen für nicht-ideale kompressible Dampfströmungen. ERCOFTAC Bull. 2020, 124, 59–66.
37. Bradley, J. Stoßwellen in Chemie und Physik; Chapman and Hall: London, UK, 1962.
38. Gaydon, AG; Hurle, IR Das Stoßrohr in der chemischen Hochtemperaturphysik; Chapman and Hall: London, UK, 1963.
39. Soloukhin, RI Stoßwellen und Detonationen in Gasen; Mono Books: Baltimore, MD, USA, 1966.
40. Baumgärtner, D.; Otter, JJ; Wheeler, AP Der Einfluss des Isentropenexponenten auf die transsonische Turbinenleistung. ASME J. Turbomach. 2020, 142, 081007. [CrossRef]
41. Dura Galiana, FJ; Wheeler, AP; Ong, J. Eine Studie über Hinterkantenverluste in organischen Rankine-Cycle-Turbinen. In Proceedings of the ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition, Montreal, QC, Kanada, 15.–19. Juni 2015. GT2015-42920, V02AT38A020, 12 S.
42. Fergason, SH; Guardone, A.; Argrow, BM Konstruktion und Validierung eines dichten Gasstoßrohrs. J. Thermophys. Wärmeübertragung. 2003, 17, 326–333. [CrossRef]
43. Colonna, P.; Guardone, A.; Nannan, NR; Zamfirescu, C. Entwurf des flexiblen asymmetrischen Stoßrohrs für dichte Gase. ASME J. Fluids Ing. 2008, 130, 034501. [CrossRef]
44. Mathijssen, T.; Gallo, M.; Casati, E.; Nannan, NR; Zamfirescu, C.; Guardone, A.; Colonna, P. The Flexible Asymmetric Shock Tube (FAST): Eine Ludwieg-Rohranlage für Wellenausbreitungsmessungen in Hochtemperaturdämpfen organischer Flüssigkeiten. Exp. Fluids 2015, 56, 195. [CrossRef]
45. Chandrasekaran, NB; Michelis, T.; Mercier, B.; Colonna, P. Vorläufige Experimente mit hochtemperierten Dämpfen organischer Fluide im asymmetrischen Stoßrohr für Experimente mit Verdünnungswellen (ASTER). In Proceedings des 4. Internationalen Seminars für nicht-ideale kompressible Fluiddynamik (NICFD2022), City University, London, Großbritannien, 3.–4. November 2022.
46. Dettleff, G.; Thompson, PA; Meier, EA; Speckmann, H. Eine experimentelle Untersuchung von Verflüssigungsstoßwellen. J. Fluid Mech. 1979, 95, 279–304. [CrossRef]
47. Dettleff, G.; Thompson, PA; Meier, EA Erste experimentelle Ergebnisse für Verflüssigungsstoßwellen in organischen Flüssigkeiten. Arch. Mech. 1976, 28, 827–836.
48. Duff, K. Nichtgleichgewichtskondensation von Kohlendioxid in Überschalldüsen. Dissertation, MIT, Cambridge, MA, USA, 1966.
49. Lettieri, C.; Yang, D.; Spakoszky, Z. Eine Untersuchung von Kondensationseffekten in überkritischen Kohlendioxidkompressoren. ASME J. Eng. Gas Turbine Power 2015, 137, 082602. [CrossRef]
50. Spinelli, A.; Dossena, V.; Gaetani, P.; Osnaghi, C.; Colombo, D. Entwurf eines Prüfstands für organische Dämpfe. In Proceedings der ASME Turbo Expo 2010, Glasgow, Großbritannien, 14.–18. Juni 2010.
51. Spinelli, A.; Dossena, V.; Gaetani, PP; Casella, F. Entwurf, Simulation und Bau eines Prüfstands für organische Dämpfe. ASME J. Eng. Gas Turb. Power 2013, 135, 10. [CrossRef]
52. Spinelli, A.; Guardone, A.; Cozzi, F.; Cammi, G.; Cheli, R.; Zocca, M.; Gaetani, P.; Dossena, V. Experimentelle Beobachtung einer nicht idealen Düsenströmung von Siloxandampf MDM. In Proceedings des 3. Internationalen Seminars zu ORC-Energiesystemen, Brüssel, Belgien, 12.–14. Oktober 2015.
53. Spinelli, A.; Cozzi, F.; Cammi, G.; Zocca, M.; Gaetani, P.; Dossena, V.; Guardone, A. Vorläufige Charakterisierung eines expandierenden Flusses von Siloxandampf MDM. In Journal of Physics: Konferenzreihe; IOP Publishing: Bristol, Großbritannien, 2017; Band 821, S. 012022.
54. Spinelli, A.; Cammi, G.; Conti, CC; Gallarini, S.; Zocca, M.; Cozzi, F.; Gaetani, P.; Dossena, V.; Guardone, A. Experimentelle Beobachtung und thermodynamische Modellierung nicht ideal expandierender Ströme von Siloxan-MDM-Dampf für ORC-Anwendungen. Energy 2019, 168, 285–294. [CrossRef]
55. Robertson, MC; Newton, PJ; Chen, T.; Martinez-Botas, RF Entwicklung und Inbetriebnahme einer Blowdown-Anlage für dichte Gasdämpfe. In Proceedings of the ASME Turbo Expo 2019, Phoenix, AZ, USA, 17.–21. Juni 2019. GT2019-91609.
56. Robertson, MC; Newton, PJ; Chen, T.; Costall, A.; Martinez-Botas, RF Experimentelle und numerische Untersuchung von Überschall nicht-ideale Strömungen für Anwendungen im organischen Rankine-Zyklus. ASME J. Eng. Gas Turbines Power 2020, 142, 081007. [CrossRef]
57. Dixon, SL; Hall, CA Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery, 6. Aufl.; Butterworth-Heinemann: Burlington, MA, USA, 2010.
58. Hirsch, C. (Hrsg.) Advanced Methods for Cascade Testing; NATO, AGARDograph 328; Specialised Printing Services Limited: Loughton, Großbritannien, 1993; ISBN 92-835-0717-7.
59. Sieverding, CH Aerodynamische Entwicklung der axialen Turbomaschinenbeschaufelung. In Thermodynamik und Fluidmechanik von Turbomaschinen; Ücer, AS, Stow, P., Hirsch, C., Hrsg.; NATO ASI Series: Dordrecht, Niederlande, 1985; Band 1.
60. Reinker, F.; Hasselmann, K.; aus der Wiesche, S.; Kenig, EY Thermodynamik und Strömungsmechanik eines geschlossenen Schaufelgitter-Windkanals für organische Dämpfe. ASME J. Eng. Gas Turbine Power 2015, 138, 052601. [CrossRef]
61. Reinker, F.; Kenig, EY; Passmann, M.; aus der Wiesche, S. Closed loop organic wind tunnel (CLOWT): Design, components and control system. In Proceedings of the ORC2017—4th International Seminar on ORC Power Systems, Mailand, Italien, 13.–15. September 2017; S. 200–207.

Machine Translated by Google



62. Reinker, F.; Kenig, EY; aus der Wiesche, S. CLOWT: Eine multifunktionale Testanlage zur Untersuchung organischer Dampfströmungen. In Proceedings of the ASME 2018 5th Joint US-European Fluids Engineering Summer Conference, Montreal, QC, Kanada, 15.–20. Juni 2018.

63. Reinker, F.; Kenig, EY; aus der Wiesche, S. Closed loop organic vapor wind tunnel (CLOWT: Inbetriebnahme und Betriebserfahrung. In Proceedings of the ORC2019—5th International Seminar on ORC Power Systems, Athen, Griechenland, 9.–11. September 2019.

64. Hake, L.; Reinker, F.; Wagner, R.; aus der Wiesche, S.; Schatz, M. The Profile Loss of Additive Manufactured Blades for Organic Rankine Cycle Turbines. Int. J. Turbomach. Propuls. Power 2022, 7, 11. [CrossRef]
65. White, MT; Sayma, AI Entwurf einer geschlossenen optischen Überschall-Testanlage für organische Dämpfe. In Proceedings of the ASME Turbo Expo 2018, Oslo, Norwegen, 11.–15. Juni 2018. GT2018-75301.
66. Bier, K.; Ehrler, F.; Hartz, U.; Kissau, G. Zur Berechnung von Düsenströmungen stark realer Gase. Forsch. Lng. Wir s. 1977, 43, 175–184. [CrossRef]
67. Head, A.; De Servi, C.; Casati, E.; Pini, M.; Colonna, P. Vorläufiger Entwurf des ORCHID: Eine Einrichtung zum Studium der Dynamik nicht-idealer kompressibler Fluide und zum Testen von ORC-Expandern. In Proceedings of ASME Turbo Expo 2016, Seoul, Südkorea, 13.–17. Juni 2016. GT2016-56103.

68. Beltrame, F.; Head, AJ; De Servi, C.; Pini, M.; Schrijer, F.; Colonna, P. Erste Experimente und Inbetriebnahme des ORCHID-Düsentestabschnitts. In NICFD 2020: Proceedings des 3. Internationalen Seminars über nicht-ideale kompressible Fluiddynamik für Antriebe; Pini, M., Hrsg.; ERCOFTAC-Reihe; Springer: Berlin/Heidelberg, Deutschland, 2021; Band 28, S. 169–178. [CrossRef]
69. White, M. Workshop zu experimentellen Testeinrichtungen. In Proceedings des 4. Internationalen Seminars zu nicht-idealer kompressibler Fluiddynamik (NICFD2022), City University, London, Großbritannien, 3.–4. November 2022.
70. Bradshaw, P. Experimental Fluid Mechanics; Pergamon Press: Oxford, Großbritannien, 1970.
71. Bradshaw, P. Eine Einführung in Turbulenz und ihre Messung; Pergamon Press: Oxford, UK, 1971.
72. Eckelmann, H. Einführung in die Strömungsmeßtechnik; Teubner: Stuttgart, Deutschland, 1997.
73. Nitsche, W.; Brunn, A. Strömungsmesstechnik; Springer-VDI: Berlin, Deutschland, 2006.
74. Tropea, C.; Yarin, AL; Foss, JF (Hrsg.) Springer Handbook of Experimental Fluid Mechanics; Springer: Berlin, Deutschland, 2007.
75. Han, J.-C.; Wright, L. Experimentelle Methoden in Wärmeübertragung und Strömungsmechanik; CRC Press: Boca Raton, FL, USA, 2022.
76. Liepmann, HW; Roshko, A. Elemente der Gasdynamik; John Wiley & Sons: New York, NY, USA, 1957.
77. John, JE; Keith, TG Gas Dynamics, 3. Auflage; Pearson: Upper Saddle River, NJ, USA, 2006.
78. Folsom, RG Review of Pitot Tubes. Trans. Am. Soc. Mech. Eng. 1956, 78, 1447–1460. [CrossRef]
79. Moore, MJ; Sieverding, CH Zweiphasendampfströmung in Turbinen und Separatoren: Theorie, Instrumentierung, Technik; Hemisphäre Veröffentlichung: Washington, DC, USA, 1976; Band 1.
80. Murthy, S.; Leonard, M.; Ehresman, C. Eine Stagnationsdrucksonde für tröpfchenbeladene Luftströmungen. J. Propuls. 1986, 2, 195–196. [Querverweis]
81. Harbeck, J.; Geist, S.; Schatz, M. Ein Ansatz zur Messung des Gesamtdrucks in Nachläufen und in der Nähe von Endwänden bei starker Nebelbildung. In Proceedings of the ASME Turbo Expo 2021, virtuell, 7.–11. Juni 2021. GT2021-59190.
82. Conti, C.; Fusetti, A.; Spinelli, A.; Guardone, A. Stoßverluste und Pitotrohrmessungen bei nicht idealen Überschall- und Unterschallströmungen organischer Dämpfe. In Proceedings des 6. Internationalen Seminars zu ORC-Energiesystemen, München, Deutschland, 11.–13. Oktober 2021; S. 81.

83. Conti, C.; Fusetti, A.; Spinelli, A.; Gaetani, P.; Guardone, A. Pneumatisches System für Drucksondenmessungen im Transienten Strömungen nichtidealer Dämpfe, die einer Leitungskondensation unterliegen. Measurement 2022, 192, 110802. [CrossRef]
84. Conti, C.; Fusetti, A.; Spinelli, A.; Guardone, A. Stoßverlustmessungen in nichtidealen Überschallströmungen organischer Dämpfe. Exp. Fluids 2022, 63, 117. [CrossRef]
85. Reinker, F.; Wagner, R.; Passmann, M.; Hake, L.; aus der Wiesche, S. Leistung einer drehbaren Zylinder-Stauraumsonde in stark unterschallschnellen nicht-idealen Gasströmungen. In NICFD 2020, ERCOFTAC Serie 28; Pini, M., de Servi, C., Spinelli, A., di Mare, F., Guardone, A., Hrsg.; Springer International Publishing: Cham, Schweiz, 2021; S. 144–152. [CrossRef]
86. aus der Wiesche, S.; Reinker, F.; Wagner, R.; Hake, L.; Passmann, M. Kritische und erstickende Machzahlen für organische Dampfströme durch Turbinenkaskaden. In Proceedings of the ASME Turbo Expo 2021, virtuell, 7.–11. Juni 2021. GT2021-59013.
87. Dura Galiana, FJ; Wheeler, AP; Ong, J. Eine Studie über Hinterkantenverluste in organischen Rankine-Cycle-Turbinen. Proc. ASME J. Turbomach. 2016, 138, 121003. [CrossRef]
88. Reinker, F.; Wagner, R.; Hake, L.; aus der Wiesche, S. Hoher Unterschallfluss eines organischen Dampfes an einem kreisförmigen Zylinder vorbei. Exp. Fluids 2021, 62, 54. [CrossRef]
89. Manfredi, M.; Persico, G.; Spinelli, A.; Gaetani, P.; Dossena, V. Verlustmessstrategie in ORC-Überschallschaufelkaskaden. In Proceedings des 4. Internationalen Seminars für nicht-ideale kompressible Fluiddynamik (NICFD2022), City University, London, Großbritannien, 3.–4. November 2022.

90. Manfredi, M.; Spinelli, A.; Persico, G.; Gaetani, P.; Dossena, V. Stickstoffexperimente an einer Überschall-Linearkaskade für ORC- Anwendungen. In Proceedings des XXVI. Zweijährlichen Symposiums zu Messtechniken in Turbomaschinen, Pisa, Italien, 28.–30. September 2022.

91. Baumgärtner, D. Realgaseffekte in ORC-Turbinen. Dissertation, University of Cambridge, Cambridge, Großbritannien, 2020. [CrossRef]
92. Wyler, JS Probe Blockage Effects in Freistrahlen und geschlossenen Tunneln. ASME J. Eng. Power 1975, 97, 509–514. [CrossRef]

Machine Translated by Google




93. Truckenmüller, F.; Renner, M.; Stetter, H.; Hosenfeld, H. Transsonische Sondenverstopfungseffekte in einem Kalibrierungswindkanal und Statorschaufeldurchgang . In Proceedings of the ASME Turbo Expo 1996, Birmingham, Großbritannien, 10.–13. Juni 1996; Seiten 1–8.
94. Langford, RW; Keeley, KR; Wood, NB Untersuchung der transsonischen Kalibrierungseigenschaften von statischen Turbinendrucksonden. In Proceedings der ASME 1982 International Gas Turbine Conference and Exhibit, London, Großbritannien, 18.–22. April 1982. ASME-Papier, Nr. 82-GT-280.
95. Squire, LC Auswirkungen von Sondenhalterungen auf Messungen in Dampfturbinen. In Proceedings of the ASME 1986 International Gas Turbinenkonferenz und -ausstellung, Düsseldorf, Deutschland, 8.–12. Juni 1986. ASME-Paper, Nr. 86-GT-213.
96. Ducruet, C. Eine Methode zur Korrektur von Wanddruckmessungen bei unterschallschneller komprimierbarer Strömung. ASME J. Fluids Eng. 1991, 113, 256–260. [CrossRef]
97. Spinelli, A.; Cammi, G.; Gallarini, S.; Zocca, M.; Cozzi, F.; Gaetani, P.; Dossena, V.; Guardone, A. Experimenteller Nachweis nicht-idealer kompressibler Effekte bei der Expansion eines Dampfes mit hoher molekularer Komplexität. Exp. Fluids 2018, 59, 126. [CrossRef]
98. Schollmeier, J.-N.; aus der Wiesche, S. Eine benutzerfreundliche Datenreduktionsroutine für Pitotsonden für nicht-ideale Gasflussanwendungen. Energie 2022, 261, 125143. [CrossRef]
99. Passmann, M.; aus der Wiesche, S.; Joos, F. Eine eindimensionale analytische Berechnungsmethode zur Ermittlung normaler Stoßverluste in Überschall-Realgasströmungen. In Journal of Physics: Conference Series; IOP Publishing: Bristol, UK, 2017; Band 821, S. 012004. [Querverweis]
100. Span, R.; Wagner, W. Zustandsgleichungen für technische Anwendungen. I. Simultan optimierte Funktionsformen für unpolare und polare Fluide. Int. J. Thermophys. 2003, 24, 1–39. [CrossRef]
101. Colonna, P.; Nannan, NR; Guardone, A.; Lemmon, EW Multiparametrige Zustandsgleichungen für ausgewählte Siloxane. Flüssigphase Equilibria 2006, 244, 193–211. [CrossRef]
102. Colonna, P.; Nannan, NR; Guardone, A. Multiparameter-Zustandsgleichungen für Siloxane[(CH3)3-Si-O1/2]2-[O-Si-(CH3)2]i=1,...,3, und [O-Si-(CH3)2]6. Fluid Phase Equilibria 2008, 263, 115–130. [CrossRef]
103. Thol, M.; Dubberke, FH; Rutkai, G.; Windmann, T.; Köster, A.; Span, R.; Vrabec, J. Fundamentale Zustandsgleichung für Hexamethyldisiloxan basierend auf experimentellen und molekularen Simulationsdaten. Fluid Phase Equilibria 2016, 418, 133–151. [CrossRef]
104. Thol, M.; Dubberke, FH; Baumhögger, E.; Vrabec, J.; Span, R. Schallgeschwindigkeitsmessungen und grundlegende Zustandsgleichungen für Octamethyltrisiloxan und Decamethyltetrasiloxan. J. Chem. Eng. Data 2017, 62, 2633–2648. [CrossRef]
105. Gori, G.; Molesini, P.; Persico, G.; Guardone, A. Nichtideale kompressible Fluiddynamik von schnell reagierenden Drucksonden für instationäre Strömungsmessungen in Turbomaschinen. In Journal of Physics: Konferenzreihe; IOP Publishing: Bristol, UK, 2017; Band 821, S. 012005.
106. Cozzi, F.; Spinelli, A.; Gallarini, S.; Guardone, A. Optische Diagnostik für nichtideale komprimierbare Fluiddynamik. Rcoftac Bull. 2020, 124, 67–72.
107. Head, AJ; Novara, M.; Gallo, M.; Schrijer, F.; Colonna, P. Machbarkeit der Particle Image Velocimetry für unkonventionelle Dampfströmungen. Exp. Therm. Fluid Sci. 2019, 102, 589–594. [CrossRef]
108. Settles, GS Schlieren und Shadowgraph-Techniken: Visualisierung von Phänomenen in transparenten Medien; Springer: Berlin/Heidelberg, Deutschland, 2001.
109. Merzkirch, W. Flow Visualization; Academic Press: Cambridge, MA, USA, 1987.
110. Conti, CC; Spinelli, A.; Cammi, G.; Zocca, M.; Cozzi, F.; Guardone, A. Schlieren-Visualisierungen nicht-idealer kompressibler Fluidströmungen . In Proceedings der 13. Internationalen Konferenz für Wärmeübertragung, Fluidmechanik und Thermodynamik (HEFAT 2017); EDAS: Messina, Italien, 2017; S. 513–518.
111. Cammi, G. Messtechniken für nicht-ideale kompressible Fluidströmungen: Anwendungen auf organische Fluide. Dissertation, Politecnico di Milano, CREA Lab, Mailand, Italien, 2019.
112. Zocca, M.; Guardone, A.; Cammi, G.; Cozzi, F.; Spinelli, A. Experimentelle Beobachtung von schrägen Stoßwellen in stationären nicht-idealen Strömungen. Exp. Fluids 2019, 60, 101. [CrossRef]
113. Cozzi, F.; Göttlich, E.; Angelucci, L.; Dossena, V.; Guardone, A. Entwicklung einer hintergrundorientierten Schlierentechnik mit telezentrischen Linsen für Überschallströmungen. In Journal of Physics: Conference Series; IOP Publishing: Bristol, UK, 2017; Band 778, S. 012006.
114. Richard, H.; Raffel, M. Prinzip und Anwendungen der Hintergrundorientierten Schlierenmethode (BOS). Meas. Sci. Technol. 2001, 12, 1576–1585. [CrossRef]
115. Klinge, F.; Kirmse, T.; Kompenhans, J. Anwendung des quantitativen hintergrundorientierten Schlierens (BOS): Untersuchung eines Flügels Spitzenwirbel in einem transsonischen Windkanal. Proc. PSFVIP4 2003, 4097, 3–5.
116. Goldhahn, E.; Seume, J. Die hintergrundorientierte Schlierentechnik: Empfindlichkeit, Genauigkeit, Auflösung und Anwendung auf dreidimensionales Dichtefeld. Exp. Fluids 2007, 43, 241–249. [CrossRef]
117. Venkatakrishnan, L.; Meier, GE Dichtemessungen mit der Background Oriented Schlieren Technik. Exp. Fluids 2004, 37, 237–247. [CrossRef]
118. Raffel, M. Hintergrundorientierte Schlierentechniken (BOS). Exp. Fluids 2015, 56, 1–17. [CrossRef]
119. Clem, MM; Zaman, KBMQ; Fagan, AF; Glenn, N. Hintergrundorientiertes Schlieren angewendet, um Stoßabstände in einem kreischenden Kreisstrahl zu untersuchen. In Proceedings des 50. AIAA Aerospace Sciences Meeting einschließlich des New Horizons Forum und der Aerospace Exposition, Nashville, TN, USA, 9.–12. Januar 2012; Seiten 1–12.

Machine Translated by Google



120. Kindler, K.; Goldhahn, E.; Leopold, F.; Raffel, M. Aktuelle Entwicklungen bei hintergrundorientierten Schlieren-Methoden für Rotorblätter Messungen von Wirbelspitzen. Exp. Fluids 2007, 43, 233–240. [CrossRef]
121. Sundermeier, S.; Matar, C.; aus der Wiesche, S.; Cinnella, P.; Hake, L.; Gloerfelt, X. Experimentelle und numerische Untersuchung der transsonischen Strömung eines organischen Dampfes an einem kreisförmigen Zylinder vorbei. In Proceedings des 4. Internationalen Seminars für nicht-ideale kompressible Fluiddynamik (NICFD2022), City University, London, Großbritannien, 3.–4. November 2022.
122. Passmann, M.; aus der Wiesche, S.; Joos, F. Fokussierung auf Schlieren-Visualisierung transsonischer Turbinenspitzen-Leckageströmungen. Int. J. Turbomach. Propuls. Power 2020, 5, 1. [CrossRef]
123. Schardin, H. Die Schlierenverfahren und ihre Anwendungen. In Ergebnissen der Exakten Naturwissenschaften; Springer: Berlin, Deutschland, 1942; S. 303–349.
124. Weinstein, L. Großfeld-Schlierensystem mit hoher Helligkeit und Fokussierung. AIAA J. 1993, 31, 1250–1255. [CrossRef]
125. Albrecht, H.-E.; Damaschke, N.; Borys, M.; Tropea, C. Laser-Doppler- und Phasen-Doppler-Messtechniken; Springer: Berlin, Deutschland, 2013.
126. Gallarini, S.; Cozzi, F.; Spinelli, A.; Guardone, A. Direkte Geschwindigkeitsmessungen in nicht idealen Hochtemperatur-Dampfströmen. Exp. Fluids 2021, 62, 199. [CrossRef]
127. Gallarini, S.; Spinelli, A.; Cozzi, F.; Guardone, A. Entwurf und Inbetriebnahme eines Laser-Doppler-Velocimetrie-Seeding-Systems für nicht ideale Fluidströmungen. In Proceedings der 12. Internationalen Konferenz für Wärmeübertragung, Fluidmechanik und Thermodynamik HEFAT, Costa de Sol, Spanien, 11.–13. Juli 2016.
128. Westerweel, J.; Elsinga, GE; Adrian, RJ Partikelbild-Geschwindigkeitsmessung für komplexe und turbulente Strömungen. Annu. Rev. Fluid Mech. 2013, 45, 409–436. [CrossRef]
129. Raffel, M.; Willert, CE; Wereley, ST; Kompenhans, J. Particle Image Velocimetry: Ein praktischer Leitfaden; Springer: Berlin, Deutschland, 2007.
130. Ueno, W.; Tsuru, S.; Kinoue, Y.; Shiomo, N.; Setoguchi, T. PIV-Messung der Zweiphasen-Düsenströmung von Kohlendioxidgas und -flüssigkeit . In Proceedings der ASME-JSME-KSME Joints Fluids Engineering Conference, Seoul, Republik Korea, 26.–31. Juli 2015. AJKFluids2015-20169.
131. Valori, V. Rayleigh-Benard-Konvektion einer überkritischen Flüssigkeit: (PIV) und Wärmeübertragungsstudie. Dissertation, Universität Delft Technologie, Delft, Niederlande, 2017.
132. Perry, A. Hot-Wire-Anemometrie; Clarendon Press: Oxford, UK, 1982.
133. Fingerson, L.; Freymuth, P. Thermische Anemometer. In Fluid Mechanics Measurements; Goldstein, R., Hrsg.; Hemisphere: Washington, DC, USA, 1983.
134. Lomas, C. Grundlagen der Hitzdraht-Anemometrie; Cambridge University Press: Cambridge, Großbritannien, 1986.
135. Bruun, HH Heißdraht-Anemometrie: Prinzipien und Signalanalyse; Oxford University Press: Oxford, UK, 1995.
136. Comte-Bellot, G. Heißdraht-Anemometrie. Annu. Rev. Fluid Mech. 1976, 8, 209–231. [CrossRef]
137. Kovasznay, LSG Das Hitzdraht-Anemometer in Überschallströmungen. J. Aeronaut. Sci. 1950, 17, 565–584. [CrossRef]
138. Spangenberg, WG Wärmeverlusteigenschaften von Hitzdraht-Anemometern bei verschiedenen Dichten in transsonischer und Überschallströmung; NACA Tech. Note Nr. 3381; Nationales Beratungskomitee für Luftfahrt: Washington, DC, USA, 1955.
139. Morkovin, MW-Fluktuationen und Heißdraht-Anemometrie in kompressiblen Strömungen; AGARDograph Nr. 24; NATO: Paris, Frankreich, 1956.
140. Horstman, CC; Rose, WC Heißdraht-Anemometrie in transsonischer Strömung. AIAA J. 1977, 15, 395–401.
141. Rose, WC; McDaid, EP Turbulenzmessung in transsonischer Strömung. AIAA J. 1977, 15, 1368–1370. [CrossRef]
142. Stainback, PC; Johnson, CB; Basnett, CB Vorläufige Messungen von Geschwindigkeits-, Dichte- und Gesamttemperaturschwankungen in kompressibler Unterschallströmung. In Proceedings des 21. AIAA Aerospace Sciences Meeting, Reno, NV, USA, 10.–13. Januar 1983. AIAA-83-0384.
143. Stainback, PC Einige Einflüsse von Näherungswerten für Geschwindigkeits-, Dichte- und Gesamttemperaturempfindlichkeiten auf die Ergebnisse von Hitzdrahtanemometern. In Proceedings of the AIAA 24th Aerospace Sciences Meeting, Reno, NV, USA, 6.–9. Januar 1986. AIAA-86-0506.
144. Stainback, PC; Nagabushana, KA Rezension: Heißdraht-Anemometrie in transsonischen und subsonischen Gleitströmungen. ASME Fluids Eng. 1997, 119, 14–18. [CrossRef]
145. Motallebi, F. Eine Überprüfung der Hot-Wire-Technik in 2-D kompressiblen Strömungen. Prog. Aerospace Sci. 1994, 30, 267–294. [CrossRef]
146. Johnston, R.; Fleeter, S. Heißdrahtkalibrierung für kompressible Strömung. Exp. Fluids 1997, 22, 444–446. [CrossRef] 147.
de Souza, F.; Tavoularis, S. Heißdrahtreaktion bei hoch-unterschallstarker Strömung. In Proceedings of the AIAA 37th Aerospace Sciences Treffen und Ausstellung, Reno, NV, USA, 11.–14. Januar 1999. AIAA-99-0310.
148. Cukurel, B.; Acarer, S.; Arts, T. Eine neue Perspektive auf die Hochgeschwindigkeits-Cross-Hot-Wire-Kalibrierungsmethode. Exp. Fluids 2012, 53, 1073–1085. [CrossRef]
149. Reinker, F.; aus der Wiesche, S. Anwendung der Heißdraht-Anemometrie im Bereich hochunterschalliger organischer Dampfströmungen. In NICFD 2020, ERCOFTAC Serie 28; Pini, M., de Servi, C., Spinelli, A., di Mare, F., Guardone, A., Hrsg.; Springer International Publishing: Cham, Schweiz, 2021; S. 135–143.
150. Hake, L.; Sundermeier, S.; Cakievski, L.; Bäumer, J.; aus der Wiesche, S.; Matar, C.; Cinnella, P.; Gloerfelt, X. Hot-Wire Anemometrie in hoch unterschallschnellen organischen Dampfströmungen. In Proceedings of the ASME Turbo Expo 2022, Rotterdam, Niederlande, 13.–17. Juni 2022. GT2022-81686.
151. Hake, L.; aus der Wiesche, S.; Sundermeier, S.; Bienner, A.; Gloerfelt, X.; Cinnella, P. Gittergenerierte abklingende Turbulenz in einem organischen Dampfstrom. In Proceedings des 4. Internationalen Seminars für nicht-ideale kompressible Fluiddynamik (NICFD2022), City University, London, Großbritannien, 3.–4. November 2022.

Machine Translated by Google



152. Jones, GS Windkanalanforderungen für Heißdrahtkalibrierung. In Proceedings der AIAA 18th Aerospace Ground Testing Treffen, Colorado Springs, CO, USA, 20.–23. Juni 1994. AIAA-94-2534.

153. Yavuzkurt, S. Leitfaden zur Unsicherheitsanalyse von Hot-Wire-Daten. ASME J. Fluids Eng. 1984, 106, 181–186. [CrossRef]

154. Smolyakov, AV; Tkachenko, VM Die Messung turbulenter Fluktuationen; Springer: Berlin, Deutschland, 1983.

155. Wyngaard, JC Messung kleinräumiger Turbulenzstrukturen mit heißen Drähten. J. Sci. Instrum. 1968, 1, 1105–1108. [CrossRef]

156. Hake, L.; Sundermeier, S.; aus der Wiesche, S.; Bienner, A.; Gloerfelt, X.; Matar, C.; Cinnella, P. CFD-gestützte Datenreduktion von Hitzdraht-Anemometriesignalen für kompressible organische Dampfströmungen. In Proceedings des XXVI. Biennial Symposium on Measuring Techniques in Turbomachinery, Pisa, Italien, 28.–30. September 2022.

157. Weiss, J.; Chokani, N.; Comte-Bellot, G. Einsatz eines Anemometers mit konstanter Temperatur und konstanter Spannung bei einer Strömung von Mach 2,5. AIAA J. 2005, 43, 1140–1143. [CrossRef]

158. Roediger, T.; Jenkins, S.; Knauss, H.; Wolfersdorf, J.; Gaisbauer, U.; Kraemer, E. Zeitaufgelöste Wärmeübertragungsmessungen an der Spitzenwand eines gerippten Kanals unter Verwendung eines neuartigen Wärmestromsensors – Teil I: Sensor und Benchmarks. ASME J. Turbomach. 2008, 130, 011018. [CrossRef]

159. Sieverding, C.; Manna, M. Eine Übersicht über die Strömung an der Hinterkante von Turbinen. Int. J. Turbomach. Propuls. Power 2020, 5, 10. [CrossRef]

160. Sieverding, CH; Heinemann, H. Der Einfluss des Grenzschichtzustands auf die Wirbelablösung von flachen Platten und Turbinengittern . ASME J. Turbomach. 1990, 112, 181–187. [CrossRef]

Haftungsausschluss/Anmerkung des Herausgebers: Die in allen Veröffentlichungen enthaltenen Aussagen, Meinungen und Daten sind ausschließlich die der einzelnen Autoren und Mitwirkenden und nicht die von MDPI und/oder den Herausgebern. MDPI und/oder die Herausgeber lehnen jegliche Verantwortung für Personen- oder Sachschäden ab, die aus den im Inhalt erwähnten Ideen, Methoden, Anweisungen oder Produkten resultieren.

Machine Translated by Google

Internationale Zeitschrift für
*Turbomaschinen*
*Antrieb und Leistung*

MDPI

Artikel

# Transiente 3D CFD Simulation einer Peltonturbine—A Modernster Ansatz für die Pelton-Entwicklung und -Optimierung †

**Lukas Sandmaier *, Peter Meusburger und Helmut Benigni ***

**Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen, Technische Universität Graz, Kopernikusgasse 24/4, 8010 Graz, Österreich**
*** Korrespondenz: lukas.sandmaier@tugraz.at (LS); helmut.benigni@tugraz.at (HB); Tel.: +43-316-873-8074 (LS)**
**† Dieser Artikel wurde in den Proceedings der 18. Konferenz zur Modellierung von Fluidströmungen (CMFF'22), Budapest, Ungarn, 30. August–2. September 2022, veröffentlicht.**

**Zusammenfassung: Die komplexen Strömungsverhältnisse in Peltonturbinen machen es schwierig, detaillierte Einblicke in die lokalen Strömungsprozesse zu gewinnen. Aufgrund dieser Strömungsverhältnisse bieten CFD-Methoden jedoch ein großes Potenzial für die Entwicklung und Optimierung von Peltonturbinen. In einer umfassenden Untersuchung wurde ein sechsdüsiger Prototyp einer Peltonturbine mit 19 Schaufeln mithilfe von 3D-CFD-Simulationen untersucht. Zunächst wurden die** stationären Simulationen des Verteilers und die instationäre Laufradsimulation mit einem **netzbasierten, kommerziellen CFD-Code durchgeführt ,** wobei ein Zweigleichungs-Turbulenzmodell und das homogene **Zweiphasenmodell verwendet wurden. Um die Simulationszeit zu begrenzen, wurde dann Symmetrie in der Laufradsimulation angewendet und auch eine strategische Definition der Netzelementgröße in ausgewählten Blöcken von höherem Interesse. Anschließend wurden die Simulationsergebnisse analysiert. Basierend auf den ersten Simulationsergebnissen wurde die Geometrie des Verteilers in einem iterativen Prozess geändert, um Verluste zu reduzieren und die Strahlform zu verbessern. Zur Verbesserung der letzteren wurde eine Kennzahl eingeführt, um die Sekundärströmungen vor den Düsen zu quantifizieren, die sich negativ auf die Strahlform auswirken. Des Weiteren wurden die Ergebnisse der Laufradsimulation unter besonderer Berücksichtigung der Strahl-Schaufel-Interaktion vom Beginn bis zum Ende des Auftreffzyklus einer bestimmten Schaufel analysiert. Abschließend konnte aus der Zusamme**

**Schlüsselwörter: Peltonturbine; numerische Strömungsmechanik; Wasserkraft; numerische Modellierung**

check for updates

**Zitat: Sandmaier, L.; Meusburger, P.; Benigni, H. Transiente 3D CFD Simulation einer Peltonturbine – Eine Modernster Ansatz für Pelton-Entwicklung und -Optimierung.** Int. J. Turbomach. Propuls. Power **2023, 8, 10. https://doi.org/10.3390/ ijtpp8010010**

**Wissenschaftliche Herausgeber: János Gábor Vad, Csaba Horváth und Tamás Benedek**

**Erhalten: 23. Januar 2023**
**Überarbeitet: 3. März 2023**
**Akzeptiert: 6. März 2023**
**Veröffentlicht: 9. März 2023**

**Copyright: © 2023 bei den Autoren. Lizenznehmer MDPI, Basel, Schweiz.**
**Dieser Artikel ist ein Open Access-Artikel, der unter den Bedingungen und Bedingungen der Creative Commons Namensnennungs-Lizenz (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).**

## 1. Einleitung

**Die Anwendung der numerischen Strömungsmechanik (CFD) hat eine lange Tradition bei der Untersuchung , Konstruktion und Optimierung hydraulischer Strömungsmaschinen. Dies gilt insbesondere für Francis- und Kaplan-Turbinen, die sich weitgehend auf ein stationäres Problem übe**
**Erfolge und Erfahrungen mit der Strömungssimulation in Kaplan- und Francis-Turbinen** führten dazu, dass die Technik und das Know-how später auch auf Komponenten von Pelton- **Turbinen angewendet wurden [1].**

**Aufgrund des völlig anderen Funktionsprinzips von Peltonturbinen erfolgte der Know-how-Transfer in mehreren Etappen. Die Forschung begann mit den leichter zu simulierenden Komponenten, nämlich dem Verteiler und der Düse, die überwiegend einphasig durchströmt werden. Die Strömung im Verteiler, einschließlich der Düsen, wurde bereits in den Anfängen der numerischen Simulation in der Peltonhydraulik in [1] in einem einphasigen Strömungsaufbau** untersu
**Es wurden Rückschlüsse auf mögliche Verluste und störende Einflüsse auf die Strahlbildung gezogen . Hinter den Düsen ist die Strömung zweiphasig, was bei der Modellierung berücksichtigt werden musste. Muggli und Zhang [2] führten eine Zweiphasenströmungssimulation der Strahlbildung auf der Grundlage eines planaren numerischen Gitters unter Verwendung von Rotationsperiodizität durch und verglichen die Ergebnisse mit experimentellen Daten. Die Situation erweist sich jedoch bei der Untersuchung des F**

Machine Translated by Google



Es traten komplexere Strömungsphänomene auf als dies bei Kaplan- oder Francis-Turbinen der Fall ist. So muss beispielsweise bei der Simulation der Strahl-Schaufel- Interaktion und der Schaufelströmung das transiente Verhalten berücksichtigt werden. Hohe Gradienten von Druck, Geschwindigkeit und den beiden zu berücksichtigenden Phasen Wasser und Luft erschweren numerische Spritzwasser und Tropfen im Turbinengehäuse verursachen durch die Wechselwirkung mit dem Laufrad und den Düsen Ventilationsverluste, die durch gitterbasierte numerische Simulationen kaum nachvollzogen werden können. In der Anfangsphase wurden CFD-Simulationen der Wechselwirkung zwischen Strahl und Schaufel anhand der Anströmung einer stationären Schaufel durchgeführt, wie in [3] gezeigt. Mit der zunehmenden Leistungsfähigkeit moderner Computer und Datenspeicher stieg auch die Komplexität der numerischen Untersuchungen an Peltonturbinen. Dies wird zunehmend deutlicher bei numerischen Experimenten, die den gesamten Strömungspfad der Peltonturbine einschließen, wie in [4] gezeigt.

Fortschritte auf diesem Gebiet ermöglichen ein immer besseres Verständnis der Strömungsvorgänge. Zudem verringert sich die Abhängigkeit von Modellversuchen im Entwicklungsprozess, auch wenn auf diese nicht gänzlich verzichtet werden kann. Die numerische Simulation von Peltonturbinen dient daher nicht mehr nur der theoretischen Analyse. Vielmehr hat sie bereits den Weg zu einem Entwicklungs- und Optimierungswerkzeug beschritten, und zwar nicht nur für den Verteiler und die Düsen, sondern auch für das Turbinenlaufrad, wie Židonis in [5] gezeigt h

Viele veröffentlichte Studien zu numerischen Untersuchungen von Peltonturbinen verwenden ein Turbinenmodell mit einer Düse, z. B. wie in [5–7]. Angenommen, das Ziel besteht jedoch darin, die Gesamtleistung von Peltonturbinen mit mehreren Düsen zu untersuchen. In diesem Fall ist es manchmal entscheidend, alle Düsen im Simulationsaufbau zu berücksichtigen. Nur auf diese Weise kann die Schaufelentleerung beurteilt und mögliche Strahlstörungen erkannt werden, die das Gesamtbetriebsverhalten erheblich beeinflussen.

Bei Verwendung eines eulerschen CFD-Codes kann die Anzahl der erforderlichen Gitterzellen bzw. Knoten erheblich ansteigen, was auch die Simulationszeit erhöht. Dieses Detail ist insbesondere dann von Bedeutung, wenn die Kombination der Düsenanzahl und der Schaufelanzahl einer gegebenen Turbine keine Symmetrieeffekte in Umfangsrichtung zulässt. Die in diesem Artikel untersuchte Peltonturbine stellt einen solchen Fall dar, mit einer Turbine mit sechs Düsen und einem Laufrad mit 19 Schaufeln.

Als Alternative zu einem Eulerschen CFD-Code werden zur Analyse von Peltonturbinen auch Lagrangesche CFD-Codes wie Smoothed Particle Hydrodynamics (SPH) oder Fast Lagrangian Solver (FLS) verwendet . Eine Übersicht über die Anwendung von SPH in Peltonturbinen findet sich in [8].

## 2. Numerische Simulation

Die numerische Modellierung und Simulation dieser Studie erfolgte auf Basis des kommerziellen Codes Ansys CFX, Release 20.1. Dieser Code wird häufig in hydraulischen Strömungsmaschinen eingesetzt, da er bei der Simulation von Peltonturbinen gute Ergebnisse in Bezug auf die Genauigkeit liefert. Allerdings ist er mit langen Simulationsdauern und entsprechend hohem r

Die numerische Untersuchung der vorliegenden Peltonturbine wurde in zwei unterschiedliche Teile aufgeteilt. Im ersten Teil wurde eine Analyse des Peltonverteilers durchgeführt, wobei die hydraulischen Verluste und die Strahlform von Interesse waren. Daher wurden die Berechnungen in einem ein- und einem zweiphasigen Aufbau durchgeführt.

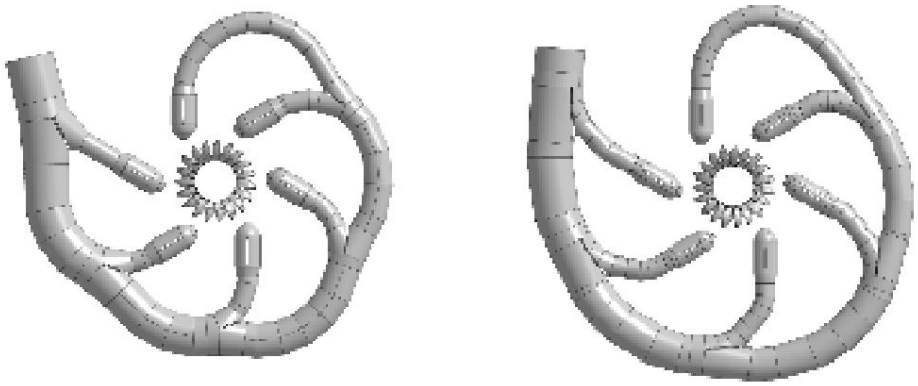
Im zweiten Schritt wurde das Verhalten des Laufrads untersucht. Bei der Laufradsimulation lag der Fokus sowohl auf der Gesamtleistung in Form des hydraulischen Wirkungsgrads sowie des erzeugten Drehmoments als auch auf der Bewertung der Wechselwirkung zwischen Strahl und Schaufel. Letztere basierte auf der Analyse der Druckverteilung auf der Laufradoberfläche und der Strömungssituation zwischen Strahl und Schaufel. Anders als in verschiedenen Veröffentlichungen [10–12] wurde bei der numerischen Untersuchung nicht eine Reihe unterschiedlicher Betriebspunkte hinsichtlich einer Variation der Fallhöhe H oder des Durchflusses Q abgedeckt. Vielmehr wurde ein numerisch stabiles und effizientes Verfahren zur Simulation von Peltonturbinenlaufrädern entwickelt. Dieses Verfahren ermöglicht die Modellierung eines breiten Turbinenspektrums, unabhängig von der Anzahl der Düsen oder Schaufeln, und schließlich ermöglicht es einen numerisch basierten, relativen Leistungsvergleich verschiedener Laufradgeometrien bei identischem Lastfall.

Machine Translated by Google



2.1. Prototyp eines Turbinenmodells

**Die Studie basierte auf dem geometrischen Modell einer vertikalen Sechsdüsenturbine auf einem Prototypenmaßstab. Die endgültige Gestaltung des Verteilers und des Verteilerkanals ist das Ergebnis ein iterativer Designoptimierungsprozess, der die Verluste im Verteiler reduzieren soll und die Leistung des Turbinenlaufrades zu steigern. Das Ergebnis des Optimierungsprozesses war eine völlig neue Konstruktion des Verteilers, die auf Änderungen in der allgemeinen Layout und Design der Verzweigungen im Vergleich zum Basisdesign, wie gezeigt in Abbildung 1. Das Design des Pelton-Laufrades wurde in seinen Hauptabmessungen leicht modifiziert während der gesamten Studie zur Verbesserung der Effizienz, was zu drei verschiedenen Läufergeometrien führte. Änderungen unterworfen waren beispielsweise Länge, Breite, Hinterkantenwinkel, Schaufelposition und Tiefe des Eimers. Darüber hinaus wurden geringfügige Änderungen an bestimmten geometrischen Details vorgenommen wie zum Beispiel die Gestaltung des Spuckers und des Ausschnittrandes.**



**(A)** **(B)**

**Abbildung 1. Der Aufbau der Turbine: (a) Basisentwurf; (b) endgültiger Entwurf.**

**Der Nennbetriebspunkt der Turbine wurde mit einer Fallhöhe Hn von 382 m und einer Bei einem Durchfluss Qn von 5,5 m3/s erreichten beide eine Düsenöffnung von 75%. Die Drehzahl** n **betrug angegeben bei 600 U/min.**

**Die kritischen Abmessungen der Turbine sind in Tabelle 1 aufgeführt, wobei** D **bedeutet der Teildurchmesser des Laufrads,** B **die innere Breite der Schaufeln, d0 der Strahldurchmesser und** z **die Anzahl der Eimer. Das Verhältnis D/B ergibt eine Zahl, die häufig zur Charakterisierung verwendet wird Peltonturbinen.**

**Tabelle 1. Hauptabmessungen der Turbine.**

| Charakteristische Dimensionen | Werte |
|---|---|
| D | 1310,00 mm |
| B | 375,25 mm |
| d0 | 115,00 mm |
| D/B | 3,50 |
| z | 19 |

2.2. Numerische Modellierung des Verteilers

**Die Modellierung der Turbulenz in den stationären Simulationen des Verteilers war realisiert mit dem k-ÿ SST Modell mit automatischer Wandfunktion.**

**Zur Modellierung der Advektionsterme wurde das hochauflösende Schema in ANSYS CFX verwendet. Darüber hinaus wurden Relaxationsfaktoren für gradientenabhängige Advektionsterme festgelegt, um numerische Stabilität.**

**Zur Modellierung der Zweiphasenströmung gibt es zwei sinnvolle Möglichkeiten, das inhomogene Modell und das homogene Modell. Das erste Modell verwendet eine Reihe von Erhaltungsfa Gleichungen für jedes Fluid mit spezifischen Termen, die die Kopplung der verschiedenen Phasen [13]. Die höhere Anzahl von Gleichungen führt zu einer besseren Leistung im Vergleich zu**

Machine Translated by Google



das homogene Modell [14]. Allerdings ist ein höherer Rechenaufwand erforderlich, um die Gleichungen zu lösen. Das homogene Modell geht davon aus, dass beide Fluide das gleiche Strömungsfeld nutzen. Daher muss nur ein Satz von Erhaltungsgleichungen mit einer zusätzlichen Gleichung gelöst werden, die die Konzentration jedes Fluids in den Gitte Daher ist ein weniger anspruchsvolles numerisches Verfahren erforderlich als beim inhomogenen Modell. Das homogene Modell wurde dem genaueren inhomogenen Modell aufgrund der höheren numerischen Kosten vorgezogen. Das ausgewählte Modell bot auch einen guten Kompromiss zwischen der Dauer der Simulationen und der numerischen Stabilität.

Die Oberflächenspannung $\ddot{y}$ und die Schwerkraft wurden bei der Modellierung nicht berücksichtigt, was eine gängige Praxis ist und in der Literatur gut dokumentiert ist [4,5,15]. Ein Vergleich beider Modellierungsansätze , mit und ohne Berücksichtigung der Oberflächenspannung oder Schwerkraft, wurde von Židonis in seiner Dissertation [5] durchgeführt, in der keine signifikanten Untersch

Der Zeitschritt $\ddot{y}t$ wurde auf 5 × 10$\ddot{y}$5 s eingestellt, was ein gutes Gleichgewicht zwischen Konvergenzgeschwindigkeit und numerischer Stabilität ergab. Zusätzlich wurde doppelte Genauigkeit gewählt, um die Stabilität weiter zu verbessern.

Das geometrische Modell des Verteilers wurde um zwei Komponenten erweitert. Am Einlass des Verteilers wurde ein Zylinder mit der Länge des 15-fachen Einlassdurchmessers hinzugefügt. Darüber hinaus wurde an den Auslässen der Düsen ein weiteres Bauteil hinzugefügt. Diese Volumina entsprechen dem Raum, in dem die Strahlen entstehen. Es wurden nur geringfügige geometrische Vereinfachungen vorgenommen, um die numerische Modellierung zu vereinfachen.

Die in Abbildung 2 dargestellte Geometrie stellt die Grundlage für die räumliche Diskretisierung dar. Das endgültige Netz bestand aus mehreren Blöcken strukturierter und unstrukturierter Netze. Komponenten mit recht komplexen Geometrieelementen, z. B. Verzweigungen, wurden mit tetraedrischen und pyramidalen Elementen vernetzt. Dieselbe Netztopologie wurde für die Vorder- und Hinterkante der Stützrippen in den Düsen und den Bereich der Nadelspitze verwendet. Die anderen Elemente der Geometrie wurden mit strukturierten Netzen diskretisiert, die hauptsächlich prismatische und hexagonale Elemente enthielten. Entlang aller festen Wände wurden dünne Schichten prismatischer Elemente platziert.

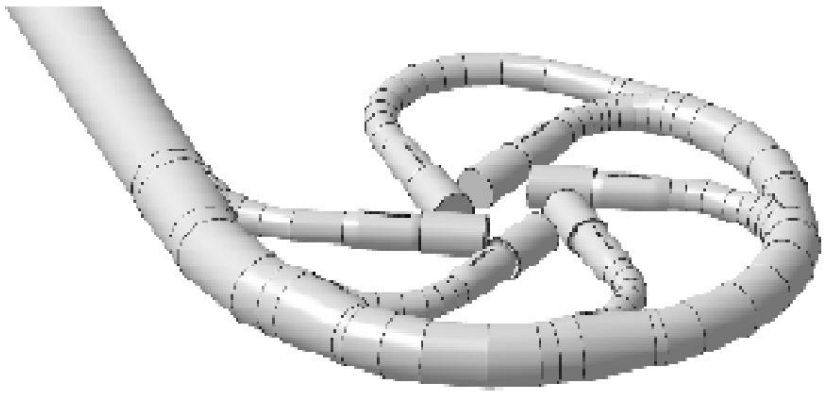


**Abbildung 2. Die Geometrie des Simulationsbereichs des Verteilers.**

Abbildung 3 zeigt das Gitter des Verteilermodells. In Bereichen von besonderem Interesse oder mit hohen Gradienten in relevanten Strömungsvariablen, wie etwa dem Düsenaustritt und dem Bereich, in dem die Phasengrenze des Strahls zu erwarten war, wurde das Gitter verfeinert (siehe Abbi Zwischen den Mesh-Komponenten des Verteilers und der Düsen wurden allgemeine Schnittstellen platziert. Die restlichen Verbindungen zwischen strukturierten und unstrukturierten Mesh-Topologien erfolgten über eine direkte Mesh-Verbindung.

Machine Translated by Google



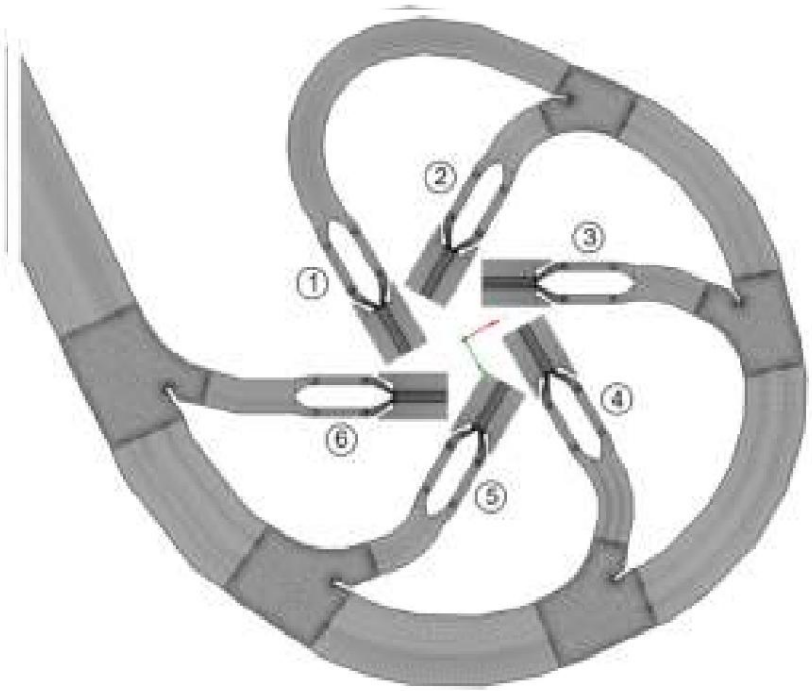



**Abbildung 3. Verteilernetz in der Symmetrieebene mit Düsennummerierung und globalen Koordinaten System.**

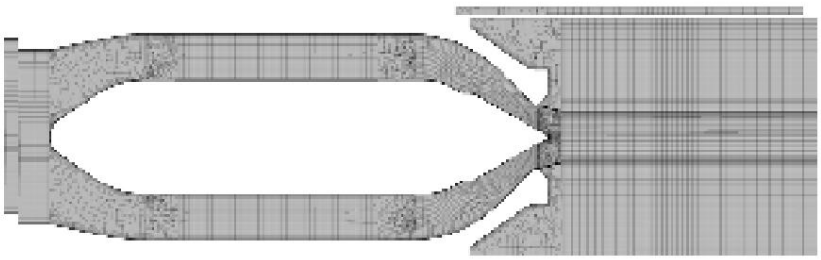


**Abbildung 4. Netz des Düsen- und Strahlbereichs.**

**Das Netz der gesamten Simulationsdomäne hatte etwa 8,67 Millionen Knoten und 14,57 Millionen Löwenelemente insgesamt. Weitere Mascheneigenschaften sind in Tabelle 2 zusammengefasst.**

**Tabelle 2. Qualitätsmerkmale des Verteilernetzes.**

| Mesh-Metrik | Minimum | Maximal | Durchschnitt |
|---|---|---|---|
| Min. Gesichtswinkel | 11.3ÿ | 90,0ÿ | 57,8ÿ |
| Max. Gesichtswinkel | 60,0ÿ | 157.3ÿ | 97,2ÿ |
| Seitenverhältnis | 1 | 351 | 24.1 |
| Y Plus | - | - | 41.1 |

**Hinsichtlich der Randbedingungen wurden alle festen Wände des Modells als glatte, rutschfeste Wände, ohne dass eine bestimmte Oberflächenrauheit definiert ist. Die Grenze Oberflächen der Jetdomänen wurden als Öffnungsgrenzen mit dem relativen Druck modelliert prel wird auf Null gesetzt, während der Referenzdruck pref gleich dem Atmosphärendruck patm ist. Am Einlass wurde ein Gesamtdruck ptot, Einlass mit einer konstanten Geschwindigkeitsverteilung vorgegeben, was der angegebenen hydraulischen Fallhöhe der Turbine entspricht.**

**Um die Simulation zu beschleunigen und die numerische Stabilität zu verbessern, Zur Initialisierung des Strömungsfeldes wurden einphasige Simulationen des Verteilers verwendet. Zu Beginn Der Simulation waren die Jet-Bereiche mit Luft gefüllt.**

Machine Translated by Google



2.3. Numerische Modellierung des Läufers

**In neueren Veröffentlichungen [9]** wurde **das k-ÿ SST-Modell zur Turbulenzmodellierung in Pelton-Laufrad-Simulationen verwendet. Perrig zeigte in seiner Dissertation [14], dass das k-ÿ SST-Modell dem k-ÿ- Modell in Bezug auf die Genauigkeit überlegen ist. Ein ähnliches Verhalten wurde in [16] zus Da die Laufradsimulationen jedoch im Vergleich zu den Verteilersimulationen ein deutlich weniger stabiles numerisches Verhalten aufwiesen,** wurde für die **Laufradsimulationen** das k-ÿ-**Turbulenzmodell verwendet .** Die mangelnde Genauigkeit des gewählten Modells wird als geringfügiges Problem angesehen , **da der Gesamtgrad der Modellvereinfachungen relativ hoch ist. Darüber hinaus wurde ein relativer Vergleich verschiedener Laufradgeometrien, basierend auf identischen numerischen Einstellungen, dadurch nicht beeinträchtigt.**

**In Analogie zur Simulation des Verteilers wurde zur Modellierung der Advektionsterme das hochauflösende Schema verwendet . Dabei wurden die gleichen Relaxationsfaktoren wie bei der Untersuchung des Verteilers angewendet. Für die Zeitdiskretisierung der transienten Terme wurde das Second Order Backward Euler-Schema gewählt.**

**Analog zur numerischen Modellierung des Verteilers wurde das homogene Modell zur Modellierung der Zweiphasenströmung im Kanal verwendet. Bezüglich Oberflächenspannung und Gravitation wurden die gleichen Annahmen wie beim numerischen Aufbau des Verteilers getroffen.**

**Die Definition des transienten Zeitschritts** ýt **ist an einen diskreten Winkel der Läuferrotation gebunden . Die Größe des Winkelschritts hat sich für einige Faktoren als entscheidend erwiesen. Ein kleiner Schritt verleiht dem numerischen Schema mehr Stabilität, was auch zu einem schnelleren Konvergenzverhalten und einer geringeren Gesamtrechenzeit führt. Beide Effekte wurden in mehreren Simulationen beobachtet. Darüber hinaus beeinflusst die Größe des Zeitschritts die Simulationsergebnisse hinsichtlich des Drehmoments. Das beste Simulationsverhalten wurde mit einem Zeitschritt ýt von ungefähr 4,63** × 10ÿ5 **s festgestellt, was einem Sechstel Grad Läuferrotation entspricht. In den Solvereinstellungen wurde doppelte Genauigkeit ausgewählt, um die numerische Stabilität Simulation.**

**Die Läufersimulation basierte auf dem geometrischen Modell in Abbildung 5. Der Simulationsbereich besteht aus drei Hauptkomponenten: dem Läufer, dem Gehäuse und den Düsen. Ersteres wird als rotierender Bereich definiert, während das Gehäuse und die Düsen stationär bleiben. Der Läufer ist weiter in zwei Unterbereiche unterteilt, die in Abbildung 5 durch unterschiedliche Schattierungen** gekennzeichnet sind . **Anschließend dienen diese Unterbereiche unterschiedlich zur Analyse der Leistung des Läufers. Die mittelgrau schattierte Läuferkomponente wird später zur Analyse der Leistung verwendet, während die dunkelgraue Komponente eine Art Dummy darstellt, der den Läuferbereich ergänzt. Letztere Komponente war notwendig, um die Modellierung zu ermöglichen,** da die Kombination aus sechs Düsen und 19 Schaufeln die Verwendung **einer Rotationsperiodizität für den Läuferbereich nicht zuließ .** Ein Einfluss dieser Komponente auf die **Ergebnisse wurde nicht angegeben.**

**Um das Modell zu vereinfachen, wurden der Verteiler sowie das reale Turbinengehäuse bei der Simulation nicht berücksichtigt. Darüber hinaus wurde die symmetrische Anordnung von Peltonturbinen genutzt, um die Komplexität des geometrischen Modells weiter zu reduzieren. Dies ist eine gängige Strategie, die in verschiedenen Veröffentlichungen zu finden ist, z. B. [7,10,13]. Es wurde eine nicht idealisierte Strahlkonfiguration verwendet. Daher wurde der letzte Abschnitt der Düse, der Düsenkopf, in das Modell einbezogen, um die Auswirkungen der Flüssigkeitsbeschleunigung und der Reibung im Speerventil auf die Strahlbildung zu berücksichtigen . Die Düsenöffnung wurde auf 75 % eingestellt, was der Öffnung im Nennbetriebspunkt der Prototypturbine entspricht.**

Machine Translated by Google



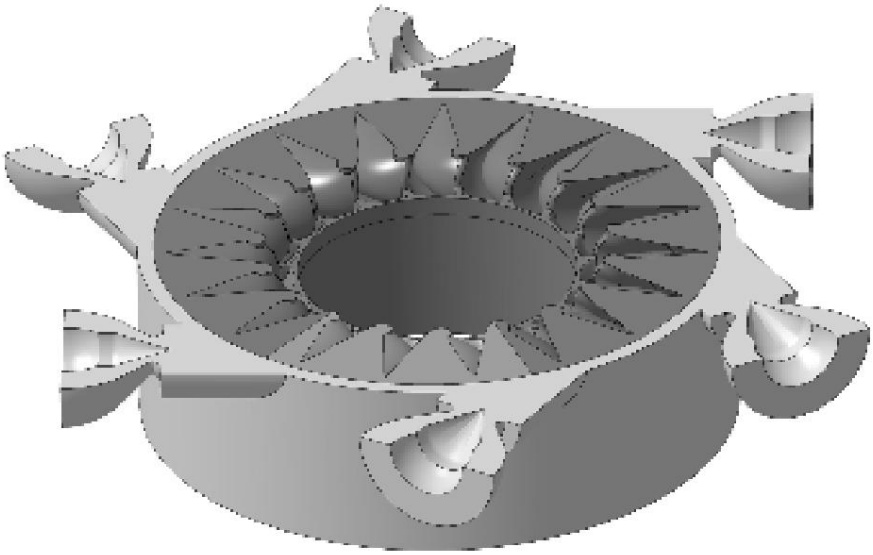


**Abbildung 5. Geometrisches Modell der Läufersimulationsdomänen.**

**Das numerische Netz der Geometrie in Abbildung 5 besteht aus Komponenten mit strukturierten und unstrukturierten Netzen (siehe Abbildung 6). Die Düsen und das Gehäuse werden durch ein strukturiertes Netz aus prismatischen Elementen dargestellt. Die beiden Teilbereiche des Laufrads wurden in zwei Blöcke aufgeteilt. Der erste Block enthält die Schaufeln und wurde daher mit einem unstrukturierten, tetraedrischen Netz vernetzt. Der zweite Block aus prismatischen Netzelementen ergänzt den ersten und vervollständigt so den Teilbereich des rotierenden Laufrads. In Bereichen mit streng ausgerichteter Strömung, wie im Düsen- und Strahlbereich, sind die Netzzellen primär entlang der Hauptströmungsrichtung ausgerichtet. Die Zellhöhe im stationären Bereich wurde in der Nähe der Gleitfläche der Schnittstelle reduziert. Im rotierenden Bereich wurde in der Nähe der Gleitfläche keine besondere Behan Gitterverfeinerungen wurden an strategischen Stellen vorgenommen, wie beim Verteilergitter gezeigt. In der Nähe der Wände des Kanals sowie der Düse wurden Schichten prismatischer Elemente pla**

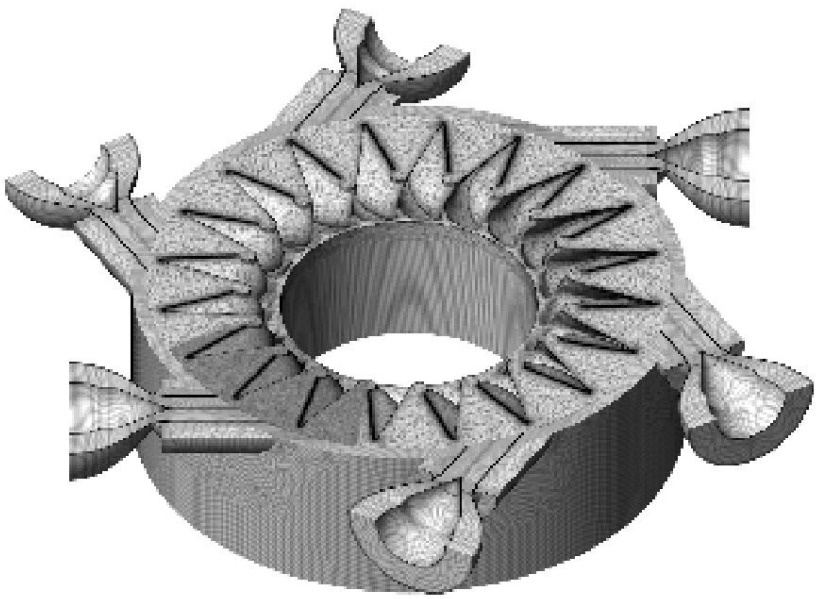


**Abbildung 6. Numerisches Netz aus Gehäuse, Düsen und Kanal.**

**Die Subdomänen des Läufers wurden mit zwei unterschiedlichen Ansätzen vernetzt. Der eine Ansatz, der nur drei aufeinanderfolgende Eimer umfasst (mittelgraue Schattierung in Abbildung 5), wurde mit einer vergleichsweise hohen Maschendichte vernetzt. Das Netz der anderen Läu**

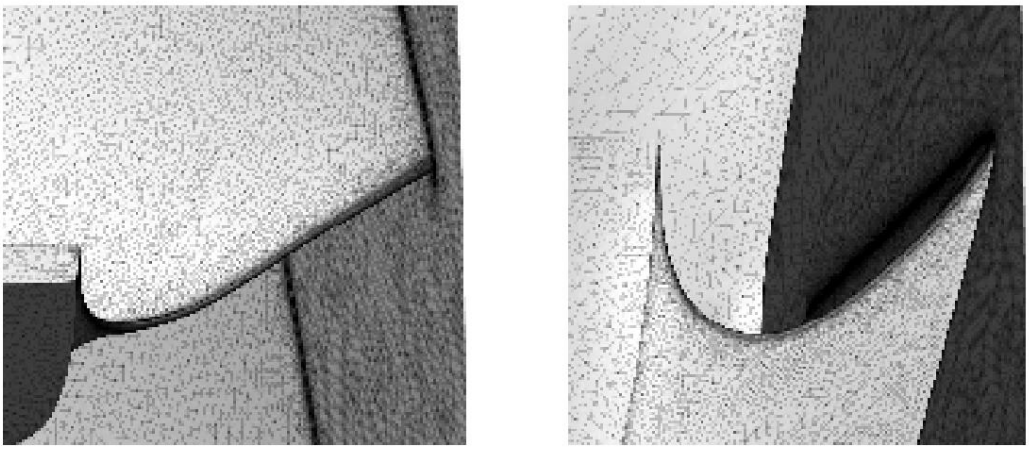
Machine Translated by Google



**eher grob. Dieser Ansatz ermöglicht die Nutzung der gesamten symmetrischen Läuferhälfte, berücksichtigt und dennoch die Größe des numerischen Rasters auf eine überschaubare Anzahl von Knoten begrenzt und Elemente.**

**Für beide Teilbereiche wurden Verfeinerungen an der Vorderkante, der Hinterkante und der sowie die Ausschnittkante und deren angrenzende Flächen. Eine Detailansicht der veredelten Die Maschenweite der Eimer ist in Abbildung 7 dargestellt. Die Statistiken der Maschenkomponenten der Die Qualitätsmerkmale der Läufersimulation sind in Tabelle 3 aufgeführt .**

Die Maschenweiten sind in Tabelle **4 angegeben .**



**(A)** **(B)**

**Abbildung 7. Detailansicht der Netzverfeinerungen: (a) im inneren Ausschnittbereich; (b) im äußeren Ausschnittfläche.**

**Tabelle 3. Maschenstatistik der Ummantelung und der Läufer-Subdomänen (in Millionen).**

| Mesh-Bereich | Knoten | Elemente |
|---|---|---|
| Düse, Gehäuse | 2.604 | 2.352 |
| Läufer gut | 4.530 | 17.101 |
| Läufer grob | 5.597 | 16.511 |
| Gesamt | 12.732 | 35.965 |

**Tabelle 4. Qualitätsmerkmale des Angussnetzes.**

| Mesh-Metrik | Minimum | Maximal | Durchschnitt |
|---|---|---|---|
| Min. Gesichtswinkel | 10.4ÿ | 90,0ÿ | 47,9ÿ |
| Max. Gesichtswinkel | 60,0ÿ | 153.2ÿ | 92,5ÿ |
| Seitenverhältnis | 1 | 226 | 6.3 |
| Y Plus | - | - | 53.1 |

**Bezüglich der Randbedingungen sind die festen Wände der Düse und des Kanals wurden in gleicher Weise behandelt wie die des Verteilers, die als rutschfeste Wände, ohne jegliche Oberflächenrauheit verteidigt. Eine Symmetriebedingung wurde angewendet auf die Symmetrieebene des Turbinenmodells. Die übrigen Begrenzungsflächen wurden mit einer Öffnungsrandbedingung, da das Turbinengehäuse nicht berücksichtigt wurde. Der relative Druck prel wird auf Null gesetzt, während der Referenzdruck pref mit dem Atmosphärendruck patm. Jede Düse hat eine Einlassfläche, die senkrecht zur entsprechenden Düsenachse. Auf diesen wurde ein Massenstrom Qinlet normal zur Begrenzung auferlegt. Die Verbindung zwischen den Gleitmaschen des rotierenden Läufers und der stationären Das Gehäuse wurde mit einer vorübergehenden Rotor-Stator-Schnittstelle behandelt.**

**Zu Beginn der ersten Simulation wurde das Ergebnis einer Verteilersimulation mit einer entsprechenden Düsenöffnung verwendet, um den stationären Bereich zu initialisieren. Der rotierende Ber**

Machine Translated by Google

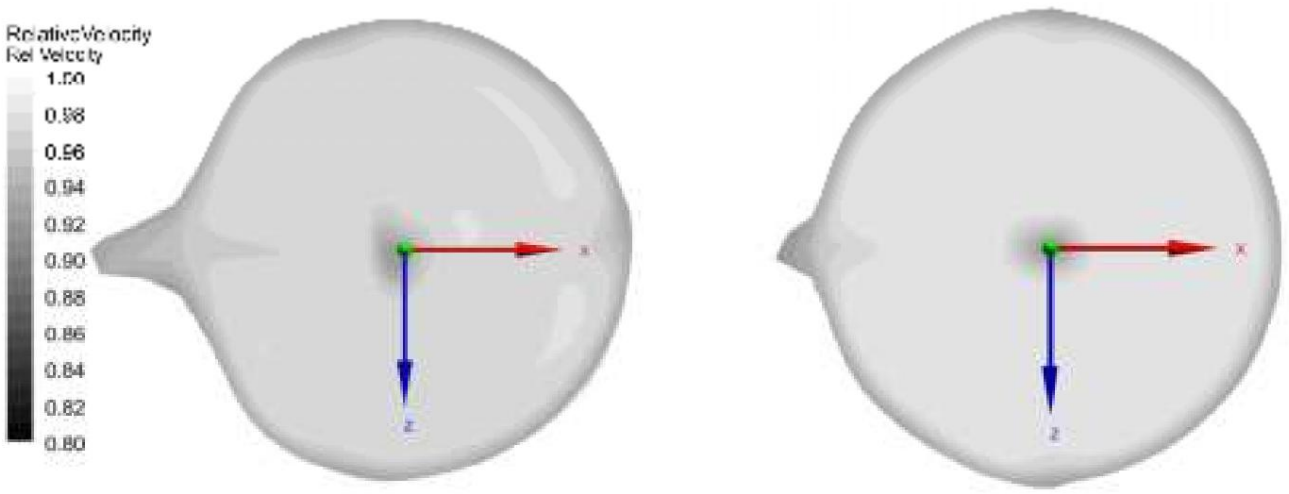


**wurde zu Beginn eines Simulationslaufs mit Luft gefüllt. Nachfolgende Simulationen wurden dann mit den Ergebnissen vorheriger transienter Turbinensimulationen initialisiert.**

## 3. Ergebnisse

### 3.1. Ergebnisse der Verteileranalyse **Die**

**Simulation verschiedener Pelton-Verteilergeometrien in dieser Studie zeigte, dass die vorgenommenen Geometrieänderungen zu einer Verringerung der hydraulischen Verluste im Verteiler führten und die Strömungssituation vor den Düsen verbesserten. Letzteres ist wichtig für eine gute Strahlqualität, die durch einen kreisförmigen Querschnitt und ein homogenes Geschwindigkeitsprofil des Strahls gekennzeichnet ist. Die Hauptursache für die Verschlechterung der Strahlform sind Sekundärströmungen, die aus der Strömung durch die gekrümmten Rohre resultieren, wie sie vor den Düsen vorhanden sind .** Am Ausgang des gekrümmten Rohrs bildet sich aufgrund **eines Druckgradienten eine gegenläufige Dean-Wirbelstruktur [17] , die einen Stagnationspunkt im inneren Kern des Rohrs verursacht und zu einer typischen Störung des Strahlquerschnitts führt, wie in Abbildung 8a zu sehen.**




**(A)** **(B)**

**Abbildung 8. Verbesserung des Strahlquerschnitts von Düse 4: (a) Basisdesign; (b) Design-Update 2 (beide Abbildungen verwenden dieselbe Geschwindigkeitsskala).**

**Eine direkte Korrelation zwischen der Strahlform und den quantitativen Strömungseigenschaften ist schwierig zu bestimmen. Um dieses Problem zu lösen, wurde eine Drallzahl** SN **eingeführt, um die Intensität der Sekundärströmung zu quantifizieren. Die Definition der** SN **ist in Gleichung (1) gegeben, wobei ccirc und cax die Geschwindigkeiten in Umfangs- bzw. Axialrichtung auf einer gegebenen Ebene des Querschnitts A** sind.

$$SN = \frac{1}{A} \cdot \int_A \frac{c_{Kreis}^2}{c_{Axt}^2} \cdot dA \quad (1)$$

**Für jede Düse werden die Geschwindigkeiten auf die entsprechende Düsenachse (positiv in Strahlrichtung) bezogen. Im Optimierungsprozess des Verteilerdesigns wurde die SN später als zusätzlicher Indikator für eine Verbesserung oder Verschlechterung der Strahlform verwendet. Wenn die SN abnimmt, kann eine Verbesserung der Strahlform erwartet werden, da kleinere Werte eine geringere Intensität der Sekundärströmungen anzeigen , die sich vor allem negativ auf die Strahlform auswirken.**

**Abbildung 8 zeigt den Querschnitt von Strahl Nr. 4 auf einer Ebene etwa 4,25 Strahldurchmesser hinter dem Düsenauslass, dem Strahl mit der am stärksten gestörten Strahlform von allen. Die Störung der Strahlform in Abbildung 8 wird hauptsächlich durch Sekundärströmungen vor der Düse verursacht. Die Geschwindigkeitsabnahme im Randbereich ist auf die Wechselwirkung mit Luft zurückzuführen, während in der Mitte der Nachlauf der Nadelspitze sichtbar ist. Der Nachlauf der Stützrippen der Düse ist kaum ausgeprägt. Der Einfluss der Rippen auf die Geschwindigkeitsverteilung wurde bereits im Düsenkopf deutlich reduziert, was sich zeigt**

Machine Translated by Google



erklärt sich durch eine starke Homogenisierung infolge der Beschleunigung der Strömung im konvergierenden Strömungskanal hinter den Rippen. Die Strahlgeschwindigkeit, die mit der theoretischen Geschwindigkeit cth, wird auf den Querschnitten in einem Bereich von 0,80 bis 1 aufgetragen. Die Grenze der Der Querschnitt wird durch einen Wasservolumenanteil von 50 % bestimmt. cth ist in Gleichung (2) angegeben.

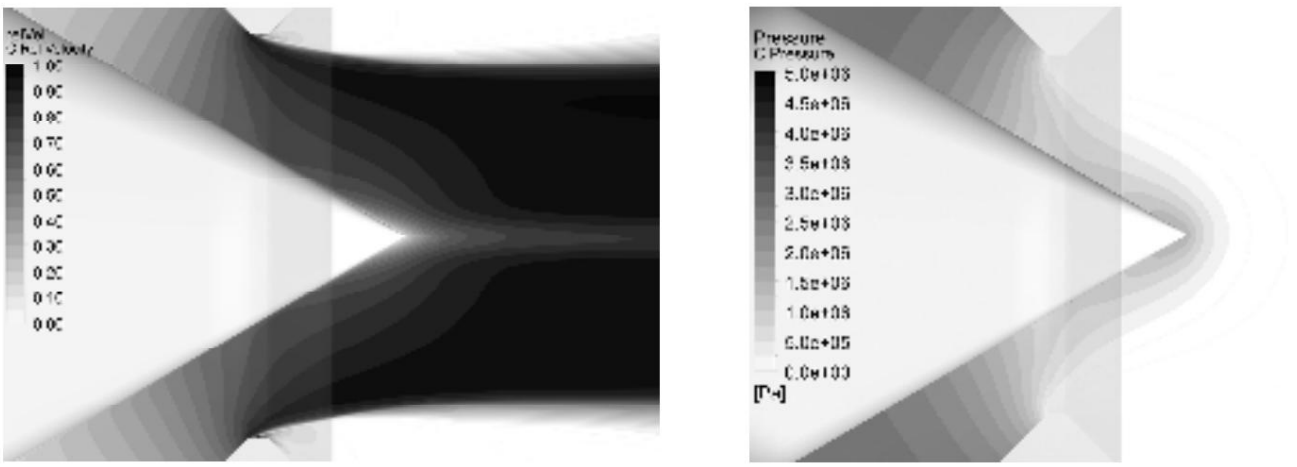
$$cth = 2 \cdot g \cdot Hn \quad (2)$$

Der linke Teil von Abbildung 8 entspricht der Basisgeometrie des Verteilers. die richtige Darstellung auf das neue Design. Die Drallzahlen, die an der Düse ausgewertet werden Einlass, sind 0,121 bzw. 0,032, was einer Reduzierung von etwa 70 % entspricht. Die Die Drallzahlen der übrigen Düsen sind in Tabelle 5 angegeben.

Tabelle 5. Vergleich der Drallzahlen für den Verteiler.

| Design | Düse 1 | Düse 2 | Düse 3 | Düse 4 | Düse 5 | Düse 6 |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Basisdesign | 0,027 | 0,039 | 0,041 | 0,032 | 0,036 | 0,023 |
| Neues Design | 0,057 | 0,115 | 0,069 | 0,121 | 0,087 | 0,065 |

Abbildung 9 zeigt den Druck und die Relativgeschwindigkeit im Düsenaustrittsbereich. durch starke Änderungen der Strömungsmengen und der Strömungsphysik [18] dominiert , da die Strömung Bei Beschleunigung nahe cth sinkt der Druck entsprechend dem Atmosphärendruck. Der Die Geschwindigkeitsverteilung in der Symmetrieebene des Verteilers zeigt deutlich den Nachlauf des Nadelspitze, die über die gesamte Länge der Düse bestehen bleibt (siehe Abbildung 8).




(A) (B)

Abbildung 9. Geschwindigkeits- und Druckverteilung am Düsenausgang: (a) Relativgeschwindigkeit; (b) Druck.

Die hydraulischen Verluste Hv im Verteiler ermitteln sich als hydraulischer Druckverlust aus vom Einlass zum Auslass der entsprechenden Düsen. Hv ist in Gleichung (3) gegeben, wobei $\bar{p}_{tot,}$ und $\dot{m}$, $\bar{p}_{tot}$, Düse repräsentieren den Massenstrom, den gemittelten Gesamtdruck am Einlass und Einlass eine Ebene am Düsenausgang. Diese Ebene wurde 30 mm vor der entsprechenden Düsenmundstück zur Vermeidung des Einflusses von Strömungsablösungen und der sich ändernden Strömungsphysik des Flusses auf das Ergebnis.

$$Hv = \frac{\bar{p}_{tot,Einlass} - \bar{p}_{tot,Düse}}{\rho \cdot g} \quad (3)$$

(3)

Diese wurden im Vergleich zum Basisdesign um etwa 16 % gesenkt. Ein Vergleich Die auf die Nenndruckhöhe Hn bezogenen Druckverluste sind in Abbildung 10 dargestellt. Der größte Anteil der Verluste wurde durch die Düse verursacht, während der Verteiler weniger dazu beitrug als 20 % zum Druckverlust bei.

Machine Translated by Google

= , , (3)



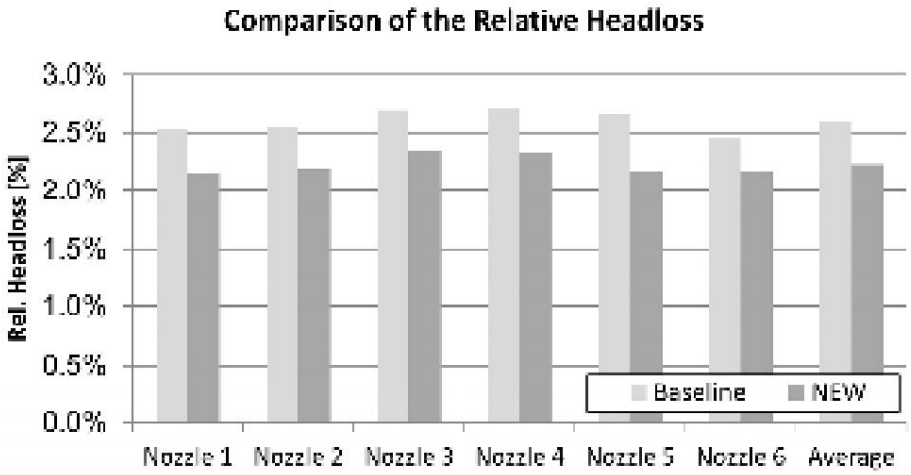



**Abbildung 10. Vergleich des relativen Druckverlustes.**

3.2. Ergebnisse der Laufradsimulation **Die**

**Ergebnisse der drei Laufradsimulationen, die auf unterschiedlichen Laufradgeometrien basieren, werden mit einem speziellen Verfahren analysiert. Zur Analyse der Turbinenleistung im Allgemeinen wurde eine Referenzschaufel definiert. Die Referenzschaufel entspricht der zweiten Schaufel des hellgrau schattierten und vergleichsweise feinmaschigen Laufradbereichs in Abbildung 5. Zusätzlich zur Referenzschaufel werden die vordere und die nachfolgende Schaufel berücksichtigt, um mögliche negative Wechselwirkungen auf der Laufradaußenfläche zu analysieren.**

**Zur Berechnung des Läuferdrehmoments TRunner wurde ein „Schaufellastzyklus“ definiert. Ein Lastzyklus entspricht dem, was eine einzelne Schaufel während 360 Zeitschritten oder 60° Läuferrotation erfährt, da der Winkelabstand zwischen den Düsen im Fall der vorliegenden Sechs-Düsen- Turbine 60° beträgt. In dieser Zeit wird jeder Eimer einmal von einem Strahl getroffen.**

**Das Schaufeldrehmoment wurde für jeden Zeitschritt auf Basis des Drucks und der auf die Schaufeloberfläche wirkenden Wandschubspannungen analysiert, wobei Druckwerte unterhalb des auf pvap gesetzten** Dampfdrucks **pvap** verwendet wurden . **Die Begrenzung des Drucks war notwendig, um einen zu hohen Drehmomentbeitrag, insbesondere von der äußeren Schaufeloberfläche, aufgrund nichtphysikalischer Druckwerte unterhalb von pvap zu vermeiden. Der arithmetische Durchschnitt des auf die Referenzschaufel wirkenden Drehmoments Tref über einen Zeitraum von 360 Zeitschritten bzw. 60ÿ Laufradrotation wurde schließlich zur Berechnung des Laufraddrehmoments verwendet. Zusätzlich** wurde **Tref als Indikator für den Konvergenzzustand der Simulation verwendet. Ein konstantes Niveau von Tref weist auf einen stationären Betrieb sowie eine ausreichend konvergierte Lösung hin. Das Gesamtdrehmoment TRunnner des gesamten Turbine**

$$\textbf{TRunner} = \textbf{2}\cdot\overline{\textbf{Tref}}\cdot\textbf{z} \quad \textbf{(4)}$$

**Der Wirkungsgrad** *ÿ* **berechnet sich aus Tref und der zugehörigen hydraulischen Druckhöhe** H **an den Einlässen sowie dem gesamten an den Einlässen** anliegenden Volumenstrom Q. Der Wirkungsgrad ist in **Gleichung (5) angegeben, wobei** *ÿ* **die Winkelgeschwindigkeit der Turbine,** *ÿ* **die Dichte und** g **die Erdbeschleunigung darstellt.**

$$\ddot{y} = \frac{\textbf{z}\cdot\overline{\textbf{Tref}}\cdot\ddot{y}}{Q\cdot H\cdot\ddot{y}\cdot g\,\textbf{Die}} \quad \textbf{(5)}$$

**Simulation des Basisläuferdesigns in dieser Studie hat einen Wirkungsgrad von 89,49 % ergeben. Die periodische Kurve des erzeugten Drehmoments, normalisiert durch Tth für das innere, das äußere und das Gesamtdrehmoment, ist in Abbildung 11** dargestellt. **Die Aufteilung der Schaufeloberfläche in eine innere und eine äußere Oberfläche ist in der oberen linken Ecke von Abbildung 11 dargestellt. Die dunkelgrau schattierte Oberfläche zeigt die Innenfläche und die hellgraue die Außenfläche . Tth stellt ein theoretisches Drehmoment einer Schaufel basierend auf dem simulierten**

Machine Translated by Google



**der Durchfluss im nominalen Betriebspunkt bei einem Wirkungsgrad von 100 %. $\overline{\eta}_{th}$** ist in **Gleichung (6) angegeben .**

$$\overline{\eta}_{th} = \frac{Q_n \cdot H \cdot g \cdot \rho}{19 \cdot \rho} \quad (6)$$

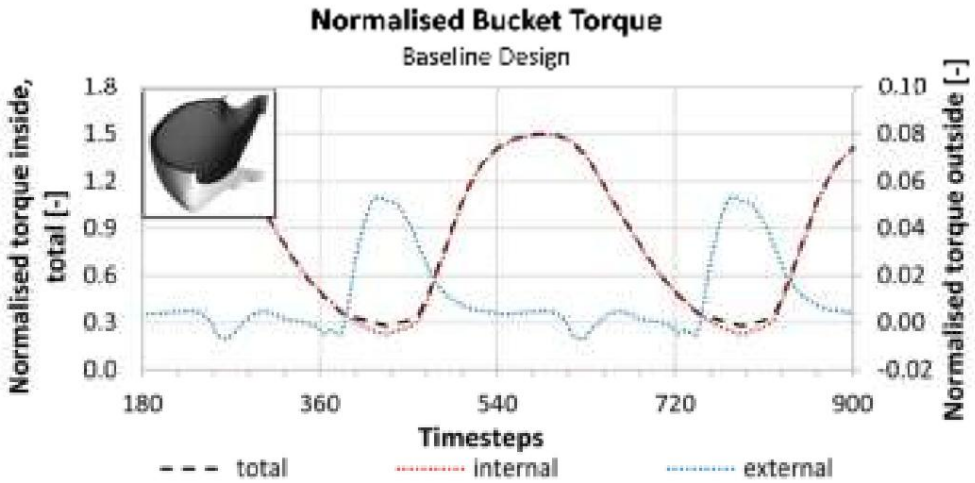
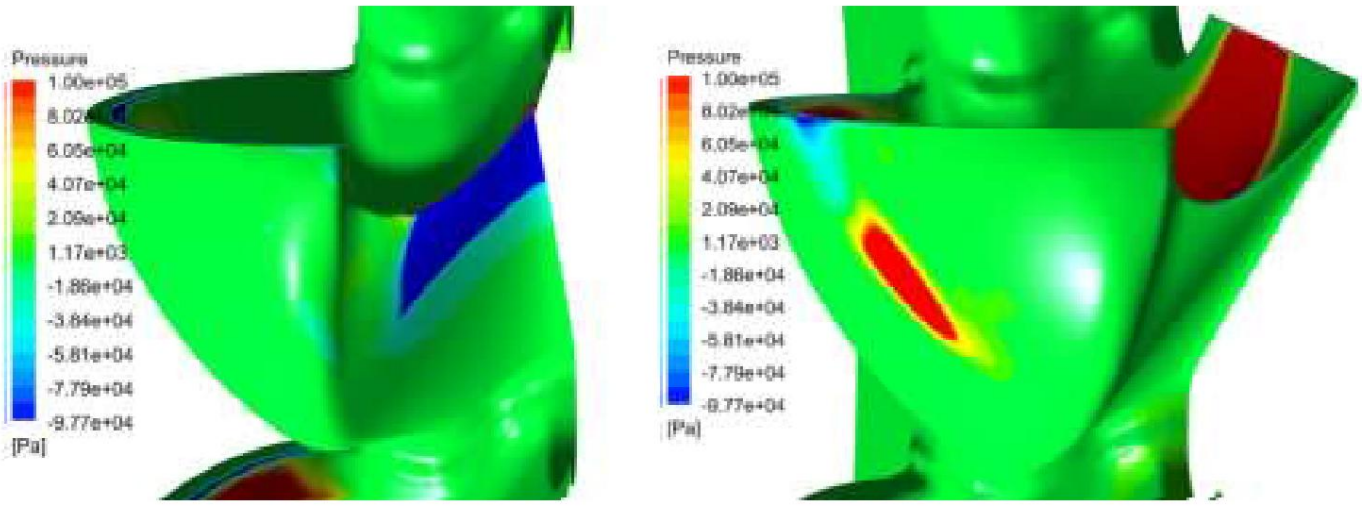



**Abbildung 11. Normalisiertes Drehmoment (Basisdesign).**

**Die Drehmomente der primär beaufschlagten Innenfläche und der Außenfläche der Schaufel addieren sich zum Drehmomentbeitrag der Referenzschaufel. Die äußere Kurve in Bild 11 kennzeichnet den Beginn des Lastzyklus mit seinem steilen Anstieg nach etwa 390 Zeitschritten. Eine Unterdruckzone auf der Außenfläche bewirkt in dieser Phase den Drehmomentanstieg (siehe Bild 12a). Perrig berichtete in seiner Dissertation über die Existenz eines solchen äußeren Drehmoments und erklärte es mit dem Coanda-Effekt [14].**




**(A)** **(B)**

**Abbildung 12. Druckverteilung auf der Außenfläche des Laufrads des Basisdesigns; (a) niedriger Druck auf der äußeren Aussparungsfläche; (b) erhöhter Druck auf der seitlichen Außenfläche der Schaufel.**

**Aufgrund ungeeigneter Hinterkantenwinkel zeigt dieselbe Kurve jedoch nach Zeitschritt 610 einen Verlust, der aufgrund der kleineren betroffenen Fläche und der anderen Ausrichtung der betroffenen Oberfläche von deutlich geringerer Größenordnung ist. Der Aufprall auf die äußere Schaufeloberfläche wird durch Wasser verursacht, das aus der vorderen Schaufel austritt. Eine Zone erhöhten Drucks auf der Außenfläche weist auf die Verlustque**

**Die Geometrie der Schaufel bzw. des Angusskanals wurde in einem iterativen Prozess modifiziert, um nachteilige Auswirkungen zu vermeiden, wie die Ergebnisse der Basisgeometrie-Simulation zeigen. Änderun**

Machine Translated by Google



**Durch Anpassung der Schaufelbreite, der Hinterkantenwinkel sowie des Splitter- und Ausschnittdesigns konnte der Wirkungsgrad im Vergleich zum Basis-Laufraddesign verbessert werden. Als Ergebnis wurde ein Wirkungsgrad von 90,42 % erreicht.**

In einem zweiten Ansatz **wurden sukzessive weitere Geometrieparameter der Peltonschaufel verändert . So konnte die Schaufelbreite gegenüber dem ersten Design-Iterationsprozess leicht vergrößert und eine Vergrößerung der Schaufeltiefe realisiert werden. Zudem wurde die Positionierung der Schaufel auf dem Teilkreisdurchmesser in Richtung eines kleineren Schaufelpositionswinkels verändert. Abschließend wurden die Vorderkante (Splitter) und die Ausschnittkante** gegenüber dem ersten Design-Update weiter verändert. Der numerisch berechnete **Wirkungsgrad konnte durch diese Maßnahmen letztlich** auf einen Wert von 90,87 % gesteigert werden.

**Abbildung 13 zeigt das normalisierte Drehmoment des zweiten Design-Updates. Zusätzlich ist das Gesamtdrehmoment des Basisdesigns und des Design-Updates 1 darübergelegt (gestrichelte, grüne bzw. gelbe Kurven).**

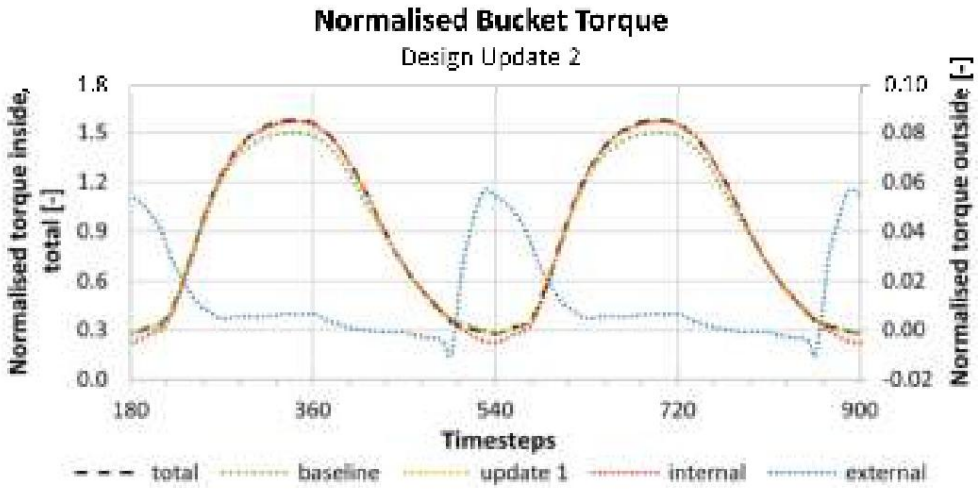



**Abbildung 13. Normalisiertes Drehmoment (Design-Update 2 im Vergleich zum Ausgangswert und Design-Update 1).**

**Neben der Änderung des Schaufelpositionswinkels trugen die Vergrößerung der Schaufelbreite und der Schaufeltiefe erheblich zu einem bemerkenswerten Anstieg der Größe des internen Drehmoments im Vergleich zum Ausgangswert und einer geringen Erhöhung im Vergleich zum Design-Update 1 bei. Andererseits blieb die Größe des externen Drehmoments bei seinem Maximum auf einem ähnlichen Niveau wie beim Ausgangswert, was auf einen geringen Einfluss der geänderten Schaufelposition auf das externe Drehmoment hinweist. Der durchschnittliche Lastzyklus des externen Drehmoments ist jedoch aufgrund der geänderten Hinterkantenwinkel immer noch**

**4. Schlussfolgerungen**

**Während die Simulation des Peltonverteilers zur Optimierung recht häufig ist, Tage, die numerische Untersuchung des Pelton-Laufrades wirft weitere Fragen auf.**

**Wie in diesem Artikel dargestellt, soll der numerische Ansatz zur Simulation von Pelton-Laufrädern, vor allem von Mehrdüsenturbinen, eine Richtung für eine effiziente Analyse ihres hydraulischen Verhaltens aufzeigen. Durch die Konzentration auf eine einzige Referenzschaufel wird insbesondere das numerische Gitter des Laufradbereichs auf eine handhabbare Größe reduziert. Darüber hinaus können mit einem kleineren Gitter, das dennoch den Vorteil einer hohen räumlichen Diskretisierung in den ausgewählten Bereichen beibehält, die Rechenkosten und die erforderliche Simulationszeit erheblich reduziert werden. Damit** ist die numerische Simulation einer möglichen Nutzung für die Konstruktion und **Optimierung von Pelton-Laufrädern einen Schritt näher gekommen**

**Im Rahmen des vorgestellten Ansatzes wurden drei verschiedene Pelton-Laufraddesigns mit einem konsistenten numerischen Aufbau analysiert. Die Ergebnisse ergaben Wirkungsgrade von 89,49 %, 90,42 % und 90,87 % für das Basisdesign bzw. zwei Designaktualisierungen.**

**Dennoch unterliegen die berechneten Wirkungsgrade teilweise starken Modellannahmen und Vereinfachungen, wie etwa der Nichtberücksichtigung des Turbinengehäuses, der fehlenden**

Machine Translated by Google



**Einfluss des Verteilers und der Strömungsmodellierung. Daher ist es wichtig, darauf hinzuweisen, dass** die in diesem Dokument angegebenen Wirkungsgrade nicht mit experimentell ermittelten **Wirkungsgraden verwechselt werden dürfen .**

**In verschiedenen Veröffentlichungen, siehe z. B. [4,5,10],** wurde **über Diskrepanzen zwischen numerisch simulierten und experimentell gemessenen Wirkungsgraden von Peltonturbinen berichtet. Dabei wurden Über- und Unterschätzungen aufgezeigt, die in erster Linie von der numerischen Modellierung, einschließlich der Maschendichte, und der physikalischen Modellierung abhängen. Basierend auf diesem Wissen wird die berichtete Effizienzsteigerung von 1,38 %-Punkten zwischen dem Basisdesign und dem Design-Update 2 in erster Linie als Indikator für die tatsächliche Verbesserung angesehen und nicht als absoluter** Wert für die Effizienzsteigerung. Eine Verifizierung der Simulationsergebnisse **anhand eines Modelltests steht noch aus .**

**Beiträge der Autoren: Konzeptualisierung, LS und HB; Methodik, LS; Validierung, LS, PM und HB; formale Analyse, HB; Untersuchung, LS; Schreiben – Vorbereitung des Originalentwurfs, LS; Schreiben – Überprüfung und Bearbeitung, LS; Visualisierung, LS; Überwachung, PM und HB; Projektverwaltung, LS; Alle Autoren haben die veröffentlichte Version des Manuskripts gelesen und stimmen ihr zu.**

**Finanzierung: Diese Forschung erhielt keine externe Finanzierung.**

**Erklärung des Institutional Review Board: Nicht zutreffend.**

**Datenverfügbarkeitserklärung: Nicht zutreffend.**

**Interessenkonflikte: Die Autoren erklären, dass keine Interessenkonflikte vorliegen.**

## Verweise


1. **Keck, H.; Sick, M. Dreißig Jahre numerische Strömungssimulation in hydraulischen Turbomaschinen.** Acta Mech. **2008,** 201, **211–229.** [Querverweis]
2. **Sick, M.; Schindler, M.; Drtina, P.; Schärer, C.; Keck, H. Numerische und experimentelle Analyse der Peltonturbinenströmung. Teil 1: Verteiler und Injektor. In Proceedings of the IAHR Symposium, Charlotte, NC, USA, 6.–9. August 2000.**
3. **Muggli, FA; Zhang, J.; Schärer, C.; Geppert, L. Numerische und experimentelle Analyse der Peltonturbinenströmung. Teil 2: Die Freien Oberflächenstrahlströmung. In Proceedings des IAHR-Symposiums, Charlotte, NC, USA, 6.–9. August 2000.**
4. **Zoppé, B.; Pellone, C.; Maitre, T.; Leroy, P. Strömungsanalyse im Inneren einer Pelton-Turbinenschaufel.** J. Turbomach. **2006,** 128, **500–511.** [Querverweis]
5. **Zeng, C.; Xiao, Y.; Luo, Y.; Zhang, J.; Wang, Z.; Fan, H.; Ahn, S.-H. Hydraulische Leistungsvorhersage eines Prototyps mit vier Düsen Peltonturbine durch Simulation des gesamten Strömungspfads.** Renew. Energy **2018,** 125, **270–282.** [CrossRef]
6. **Židonis, A. Optimierung und Effizienzsteigerung von Pelton-Wasserturbinen mittels numerischer Strömungsmechanik und Experimentelles Testen. Doktorarbeit, Lancaster University, Lancaster, Großbritannien, 2015.**
7. **Rossetti, A.; Pavesi, G.; Cavazzini, G.; Santolin, A.; Ardizzon, G. Einfluss der Schaufelgeometrie auf die Pelton-Leistung.** Inst. Mech. Eng. Teil A J. Power Energy **2014,** 228, **33–45.** [CrossRef]
8. **Perrig, A.; Avellan, F.; Kueny, J.-L.; Farhat, M.; Parkinson, E. Strömung in einer Pelton-Turbinenschaufel: Numerische und experimentelle Untersuchungen.** J. Fluids Eng. **2006,** 128, **350–358.** [CrossRef]
9. **Rentschler, M.; Marongiu, JC; Neuhauser, M.; Parkinson, E. Übersicht über SPH-ALE-Anwendungen für hydraulische Turbinen in ANDRITZ Hydro.** J. Hydrodyn. **2018,** 30, **114–121.** [CrossRef]
10. **Bhattarai, S.; Vichare, P.; Dahal, K.; Al Makky, A.; Olabi, AG Neue Trends in der Modellierung von Pelton-Turbinenschaufeln für Steigerung der Produktion erneuerbarer Energien.** Renew. Sustain. Energy Rev. **2019,** 112, **87–101.** [CrossRef]
11. **Jošt, D.; Mežnar, P.; Lipej, A. Numerische Vorhersage der Effizienz von Peltonturbinen.** IOP-Konf. Ser. Erdumgebung. Wissenschaft. **2010,** 12, **12080.** [Querverweis]
12. **Xiao, Y.; Wang, Z.; Zhang, J.; Zeng, C.; Yan, Z. Numerische und experimentelle Analyse der hydraulischen Leistung einer Peltonturbinen-Prototypanlage.** Inst. Mech. Eng. Teil A J. Power Energy **2014,** 228, **46–55.** [CrossRef]
13. **Zeng, C.; Xiao, Y.; Wang, Z.; Zhang, J.; Luo, Y. Numerische Analyse einer Pelton-Schaufel-Freiflächenströmung und dynamische Leistung, beeinflusst durch die Förderhöhe.** Inst. Mech. Eng. Teil A J. Power Energy **2017,** 231, **182–196.** [CrossRef]
14. **Santolin, A.; Cavazzini, G.; Ardizzon, G.; Pavesi, G. Numerische Untersuchung der Wechselwirkung zwischen Strahl und Schaufel in einem Pelton Turbine.** Inst. Mech. Eng. Teil A J. Power Energy **2009,** 223, **721–728.** [CrossRef]
15. **Perrig, A. Hydrodynamik der freien Oberflächenströmung in Pelton-Turbinenschaufeln. Dissertation, EPFL, Lausanne, Schweiz, 2007.**
16. **Židonis, A.; Aggidis, GA Stand der numerischen Modellierung von Pelton-Turbinen.** Renew. Sustain. Energy Rev. **2015,** 45, **135–144.** [Querverweis]

Machine Translated by Google



**17. Chitrakar, S.; Solemslie, BW; Neopane, HP; Dahlhaug, OG Übersicht über numerische Techniken, die in Impulswasserturbinen angewendet werden.** Erneuern. Energie **2020,** 159, **843–859. [CrossRef]**

**18. Drazin, PG; Reid, WH (Hrsg.)** Hydrodynamische Stabilität; **Cambridge University Press: Cambridge, UK, 2010.**

**Haftungsausschluss/Anmerkung des Herausgebers: Die in allen Veröffentlichungen enthaltenen Aussagen, Meinungen und Daten sind ausschließlich die der einzelnen Autoren und Mitwirkenden und nicht die von MDPI und/oder den Herausgebern. MDPI und/oder die Herausgeber lehnen jegliche Verantwortung für Personen- oder Sachschäden ab, die aus den im Inhalt erwähnten Ideen, Methoden, Anweisungen oder Produkten resultiere**

Machine Translated by Google

Internationale Zeitschrift für
*Turbomaschinen*
*Antrieb und Leistung*

MDPI

Artikel

†

# Vorderkantenhöcker zur Strömungsregelung in luftgekühlten Kondensatoren

**Lorenzo Tieghi [1,*], Giovanni Delibra [1], Johan van der Spuy [2] und Alessandro Corsini [1]**

[1] Abteilung für Maschinenbau und Luft- und Raumfahrttechnik, Fakultät für Wirtschaftsingenieurwesen und Bauingenieurwesen, Sapienza-Universität Rom, Via Eudossiana 18, 00184 Rom, Italien
[2] Department für Maschinenbau und Mechatronik, Fakultät für Maschinenbau, Stellenbosh University, Private Bag X1, Kapstadt 7602, Südafrika
* Korrespondenz: lorenzo.tieghi@uniroma1.it; Tel.: +39-06-445-85234

† Dieser Artikel wurde in den Proceedings der 18. Konferenz zur Modellierung von Fluid Flows (CMFF'22), Budapest, Ungarn, 30. August–2. September 2022, veröffentlicht.

**Zusammenfassung:** Luftgekühlte Kondensatoren (ACCs) findet man häufig in Kraftwerken, die mit konzentrierter Solarenergie arbeiten, oder in Dampfkraftwerken, die in Regionen mit begrenzter Wasserverfügbarkeit betrieben werden. In ACCs wird der Luftstrom durch Axialventilatoren, die sich durch große Durchmesser auszeichnen und mit sehr hohen Massenströmen und einem nahezu null Grad statischen Druckanstieg arbeiten, zu den Wärmetauschern geleitet. Angesichts der Gesamtanforderungen in Dampfkraftwerken sind diese Ventilatoren Zuflussverzerrungen und instabilem Betrieb ausgesetzt und zeichnen sich durch hohe Geräuschemissionen aus. Frühere Studien zeigen, dass Vorderkantenhöcker im Spitzenbereich von Axialventilatoren den Schalldruckpegel effektiv senken können, ohne die statische Effizienz zu beeinträchtigen. Die Auswirkungen dieser Behandlung in Bezug auf Strömungsmuster und Wärmeaustausch im gesamten ACC-System wurden jedoch nicht untersucht. In dieser Arbeit wird die Auswirkung von Vorderkantenhöckern auf die Strömungsmuster analysiert. Zwei RANS-Simulationen wurden mit OpenFOAM an einem vereinfachten Modell des luftgekühlten Kondensators durchgeführt . Die Ventilatoren werden mit einem Frozen-Rotor-Ansatz simuliert. Die Turbulenzmodellierung basiert auf dem RNG-k-Epsilon-Modell. Der Ventilator ist durch einen Durchmesser von 7,3 m und einen Volumenstrom von 333 m3/s im Auslegungspunkt gekennzeichnet. Das Vorhandensein des Wärmetauschers wird mithilfe eines porösen Mediums mode Dadurch werden die mit der Installation des Lüfters in einer realen Konfiguration verbundenen Verluste drastisch reduziert.

**Schlüsselwörter:** luftgekühlte Kondensatoren; CFD; Strömungskontrolle; Einströmverzerrung; Vorderkantenanhänge

check for updates

**Zitat:** Tieghi, L.; Delibra, G.; van der Spuy, J.; Corsini, A. Vorderkantenhöcker zur Strömungskontrolle in luftgekühlten Kondensatoren. Int. J. Turbomach. Propuls. Power **2023, 8, 9.** https://doi.org/10.3390/ijtpp8010009

Wissenschaftliche Herausgeber: János Gábor Vad, Csaba Horváth und Tamás Benedek

Erhalten: 16. Januar 2023
Überarbeitet: 1. März 2023
Akzeptiert: 7. März 2023
Veröffentlicht: 9. März 2023

Copyright: © 2023 bei den Autoren. Lizenznehmer MDPI, Basel, Schweiz.
Dieser Artikel ist ein Open Access-Artikel, der unter den Bedingungen und Bedingungen der Creative Commons Namensnennungs-Lizenz (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).

## 1. Einleitung

Kondensatoren in Dampfkraftwerken können entweder wasser- oder luftgekühlt sein. Normalerweise wird die erste Lösung bevorzugt, da sie einen höheren Gesamtwirkungsgrad garantiert, da die damit verbundenen Nebenkosten geringer sind und sie kompakter ist. Einige Kraftwerke benötigen jedoch luftgekühlte Kondensatoren, normalerweise aufgrund des Mangels an Kühlwasser in der Nähe des Installationsorts. Dies ist der Fall bei konzentrierten Solarkraftwerken (CSP) mit einem Bottoming- Rankine-Zyklus, da CSP-Kraftwerke häufig in Wüstengebieten installiert werden, oder bei großen Dampfkraftwerken wie [1], die in Wüstengebieten in d

In dieser Arbeit beziehen wir uns auf luftgekühlte Kondensatoren (ACCs) und ihre typische Anordnung , insbesondere auf die Konstruktion der Ventilatoren in diesen Einheiten. Die ACC-Baugruppe besteht aus einer Reihe von Kühleinheiten (>400 in einem Kraftwerk), in denen große Axialventilatoren Frischluft in eine Reihe von Wärmetauschern leiten, in denen der Dampf kondensiert. Die typische Anordnung, die in Abbildung 1 dargestellt ist, ist die einer A-förmigen Kondensatoreinheit, bei der der Ventilatoreinlass mehrere Meter über dem Boden angebracht ist und die Wärmetauscher auf dem Ve

Diese Ventilatoren werden mit sehr hohen Volumenströmen (250 bis 400+ m3/s) und einem sehr geringen statischen Druckanstieg (100 bis 300 Pa) betrieben. Diese ungewöhnliche Kombination führt zu einem Design, das sich durch einen großen Durchmesser (6–12 m), ein niedriges Naben-Spitzen-Verhältnis (0,25–0,4) und eine Rotationsgeschwindigkeit zwischen 100 und 200 U/min auszeichnet. Da sie so groß

Machine Translated by Google



**(> 30 m) Strukturen, um einen ausreichend breiten Zufluss zu gewährleisten, sind diese Ventilatoren häufig durch einen großen und unregelmäßigen Spalt an den Spitzen gekennzeichnet, der auf Montageprobleme zurückzuführen ist, die sich letztendlich auf die Effizienz** des Ventilators auswirken **[2].**

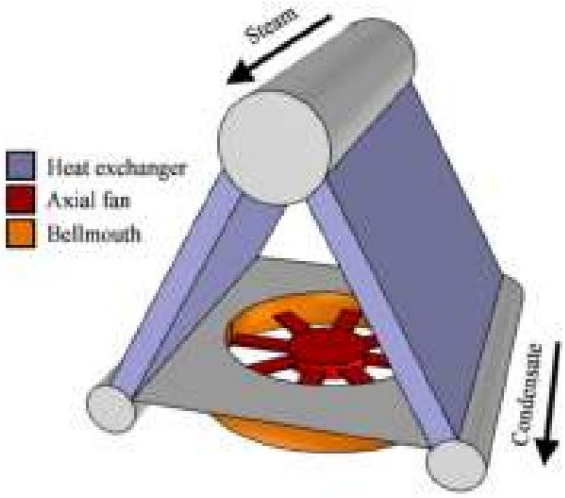



**Abbildung 1. A-Rahmen-Anordnung für eine ACC-Einheit.**

**Der Betrieb dieser Lüfter ist ebenfalls kritisch, da ihre Effizienz bei seitlichem Wind, in sandiger Umgebung oder bei extremen Umgebungstemperaturen** abnimmt . **Unter diesen Bedingungen kann die Volumenausdehnung der Strukturen tatsächlich den Spitzenspalt erheblich beeinträchtigen, was Auswirkungen auf die Lüftereffizienz, Vibrationen, mechanische Ausfälle und Lärmemissionen haben kann. Lärm ist tatsächlich eines der Probleme großer ACCs aufgrund der hohen Anzahl der beteiligten Lüfter [3,4].**

**Zu den möglichen Strategien, die den Fan-Konstrukteuren zur Verfügung stehen, um diese Probleme teilweise zu lösen, gehörten sinusförmige Vorderkanten, um die Ablösung der Hinterkante, die Entwicklung des Leckwirbels an der Spitze und den Lärm zu kontrollieren. Diese Vorderkantenmodifikationen, die** aus biomimetischen Annahmen **zur Hydrodynamik der Flossenhöcker von Buckelwalen** [5] entwickelt wurden, **zeigten, dass sie die Dynamik der Ablösung und des Auftriebsverlusts bei vierstelligen NACA-Tragflächenprofilen verändern. Der Kontrollmechanismus war mit gegenläufigen Wirbelpaaren verbunden, die sich von den Zacken der Vorderkante lösen. Bei sehr großen Anstellwinkeln (d. h. wenn das Tragflächenprofil abreißt) ist dieses Wirbelpaar dafür verantwortlich, die Ablösung der Hinterkante zu kontrollieren und sie insbesondere in dem Bereich der Hinterkante zu begrenzen, der den Mulden der Vorderkantensinuskurve entspricht. Spätere Studien, die auf instationären Berechnungen basieren, haben gezeigt, dass eine sekundäre Bewegung in Spannweitenrichtung auftritt, wobei sekundäre Phänomene zu einer sekundären Ablösungsfrequenz führen, die die gesamte Blattspannweite umfasst [6]. Die Fähigkeit der Vorderkantenverzahnung, den Abstand zu kontrollieren, wurde in modifizierten Axialventilatorgeometrien ausgenutzt, um die Entwicklung des Spitzenleckwirbels entlang der Saugseite des Rotors zu kontrollieren, was zu einer kontrollierten Strömungsabrissdynamik führte [7]. Darüber hinaus** zeigen **experimentelle und numerische**

**Im Rahmen des H2020 MinwaterCSP [10] haben wir einen Ventilator für ACCs entwickelt, der nun an der Universität Stellenbosh in Betrieb ist. Dieser Ventilator läuft in einer ACC-Einheit unter realen Bedingungen und ist durch Einschränkungen gekennzeichnet, die zu verzerrten Zuflussbedingungen und einer Reduzierung des Volumenstroms führen können. Dies ist eine Folge der nahe gelegenen Universitätsgebäude und eines Wasserkanals, der unter dem Prüfstand verläuft. Unter den MinwaterCSP- Anforderungen für diesen Ventilator war die Begrenzung der Geräuschemissionen ein Schlüsselfaktor, da in realen ACCs die Schallemissionen von Hunderten von Einheiten ein Gesundheitsrisiko für Mensch und Tier darstellen. In diesem Fall ergibt sich das eigentliche Problem jedoch aus der Nähe der Universität und der Anwesenheit von Mitarbeitern und Studenten. Aus diesen Gründen wird hier eine vorläufige Studie der Auswirkungen der geänderten Geo**

Machine Translated by Google



## 2. Numerische Methodik

**Der Berechnungsbereich wurde basierend auf der in [2] beschriebenen Versuchsanordnung gewählt. Sie beschreibt einen luftgekühlten Kondensator vom Typ A in Originalgröße [11]. Diese ACC-Versuchsanordnung umfasst ein Gitter hinter dem Ventilator, das mithilfe eines porösen Mediums modelliert wurde.**

**Die strukturellen Stützen des Wärmetauschers sind im endgültigen Modell nicht enthalten, da ihre Wirkung aus aerodynamischer Sicht minimal ist. Der Bereich, der durch den Rotordurchmesser D normalisiert ist, ist in Abbildung 2 dargestellt. Der Bereich ist in Bezug auf den Lüfter symmetrisch; daher befindet sich jede der vier seitlichen Begrenzungen 1,315** D **von den Wänden des Wärmetauschers entfernt.**

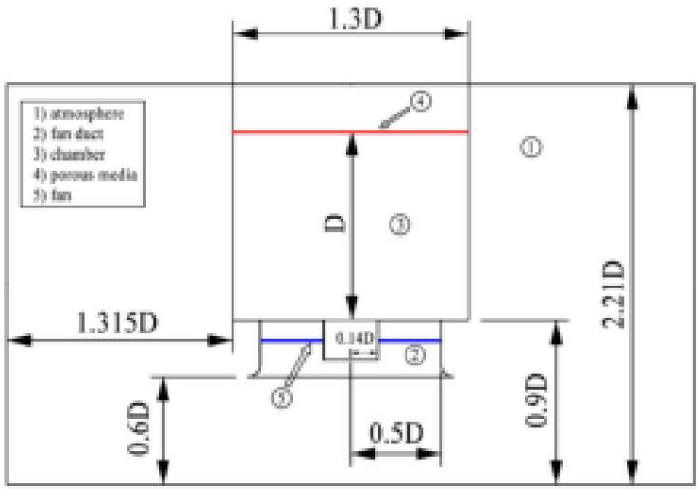



**Abbildung 2. Vorderansicht des numerischen Bereichs.**

**Bei dem Ventilator handelt es sich um einen langsam laufenden Axialventilator mit acht Blättern. Der Rotordurchmesser beträgt 7,3ÿm, das Verhältnis Nabe zu Blattspitze beträgt 0,284. Der Abstand an der Blattspitze ist auf 0,2ÿ% der Blattsehne eingestellt. Die auf der Blattspitze und der Blattsehne basierenden Reynolds-Zahlen betragen 825ÿmm bzw. 4,65ÿ×ÿ105. Die Drehzahl des Ventilators beträgt 151ÿU/min. Der Ventilator liefert einen totalen statischen Druck von 105ÿPa bei einem nominalen Volumenstrom von 333ÿm3/ s. Über den Konstruktionsprozess des Ventilators und seiner modifizierten Version wird in [12] berichtet. Die Unebenheiten an der Vorderkante werden durch Variation der Blattsehne von +/-5ÿ% gestaltet, wobei in den äußeren 25ÿ% der Blattspannweite einer sinusförmigen Regel gefolgt wird. Das Originalblatt, hier als Bezugsventilator bezeichnet, und seine modifizierte Version, hier als Walventilator bezeichnet , sind in Abbildungÿ3 darg**

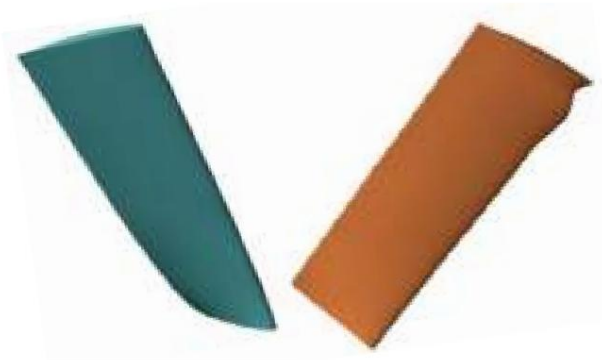


**Abbildung 3. Datum- (links) und Wal-Fächergeometrie (rechts).**

**Das Rechengitter wurde für beide Geometrien mit dem Dienstprogramm snappyHexMesh der OpenFOAM v2106-Bibliothek erstellt. Das Basisgitter besteht aus 0,8 Millionen Zellen mit einem Seitenverhältnis von 1 und einer Zellgröße von ungefähr 0,13 m. Das Gitter wird im gesamten Wärmetauscher und im Rotorbereich stufenweise verfeinert, wie in Abbildung 4 dargestellt.**

Machine Translated by Google



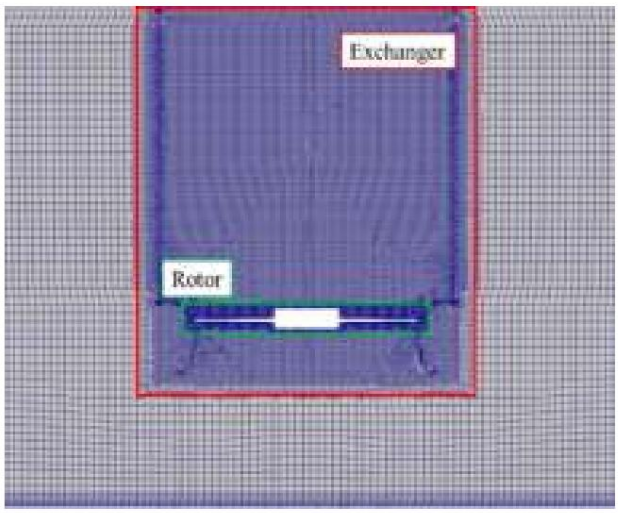



**Abbildung 4. Gitterverfeinerungen.**

**Aufgrund des großen Rechenbereichs wurde das Gitter für hohe Reynolds = 100 auf der ersten Schicht Berechnung. Daher wurde der Wandabstand so eingestellt, dass ein y von ausgelegt Zellen erreicht wird.**

**Eine Gittersensitivitätsanalyse der Bezugsventilatorkonfiguration wurde durchgeführt, wobei der Anstieg des Gesamtdrucks zum statischen Druck als Konvergenzparameter verwendet wurde. Die Ergebnisse sind in Abbildung 5 dargestellt und zeigen, dass eine Gitterverfeinerung von 20 Millionen Zellen für diesen Aufbau ausreicht. Zwei Millionen Zellen werden zur Modellierung der Außenatmosphäre verwendet, 15 Millionen im Rotorbereich und 3 Millionen im Wärmetauscher. Eine Visualisierung der Gitter auf den W**

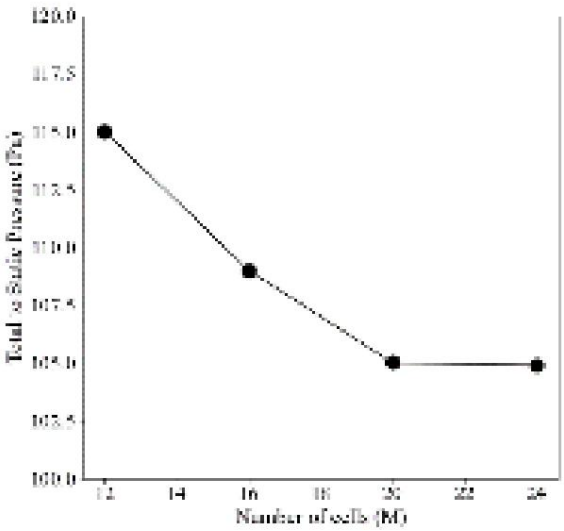



**Abbildung 5. TTS-Druck als Funktion der Zellenzahl, Bezugsblatt.**

**Das poröse Medium wird mithilfe der Darcy-Forchheimer-Beziehung für den Druckabfall im Wärmetauscher modelliert:**

$$\frac{\ddot{y}p}{\ddot{y}xj} = \frac{\mu}{\ddot{y}} Uj \ddot{y} \quad \frac{\mu^2}{j \ddot{y}1} U \tag{1}$$

**Dieser Druckgradient wirkt als Senkenterm in der Impulsgleichung. Die Koeffizienten der Gleichung (1) wurden aus der Geometrie des quadratischen Gitters im Versuchsstand, das eine charakteristische Länge von 5 cm hat, abgeleitet, und zwar nach der in [13] beschriebenen Methodik. Da**

Machine Translated by Google



**durch eine vorherrschende axiale Richtung gekennzeichnet ist, werden die Koeffizienten in orthogonalen Richtungen** auf **1010 gesetzt .**

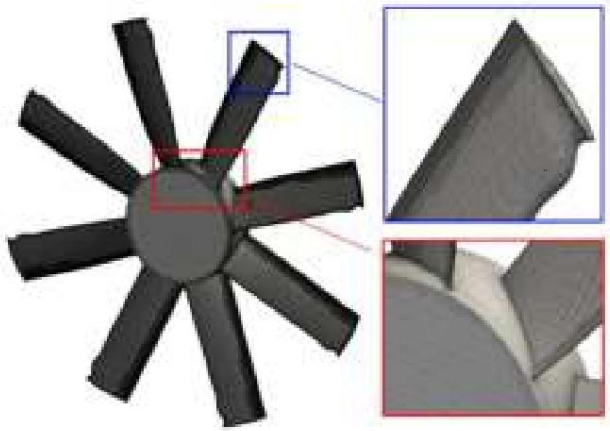



**Abbildung 6. Maschenbild des Ventilators und Details des Gitters an Blattspitze und Nabe, Walventilator-Design.**

**Die Turbulenzmodellierung basiert auf dem RNG k-epsilon-Modell [14]. Die stationären Berechnungen basieren auf einem Frozen-Rotor-Ansatz und die inkompressiblen Gleichungen werden mit dem SIMPLE-Solver gelöst. Die Konvergenz wurde anhand des Drehmoments des Lüfters und der Geschwindigkeit in den Sonden vor und nach dem Lüfter beurteilt. Die linearisierten Gleichungssysteme wurden mit einem SmoothSolver für alle Größen gelöst, mit Ausnahme des Drucks, der mit einem konjugierten Gradientensolver gelöst wurde. Die Konvergenztoleranz wurde für alle** Größen auf 10ÿ6 festgelegt, mit Ausnahme des Drucks, der auf 10ÿ4 **festgelegt wurde .**

**Abbildung 7 zeigt ein Schema der Randbedingungen. Der Boden wird als raue Wand mit einer relativen Dicke von 0,1 behandelt. Den seitlichen Begrenzungen wird der Massenstrom auferlegt , der 25 % des Betriebspunkts des Ventilators entspricht. Die Atmosphäre wird für die numerische Stabilität der Simulation als Gleitwand behandelt. Am Ausfluss des Ventilators wird der Gesamtdruck mit der Bedingung eines Nullgradienten (zG) auf die Geschwindigkeit auferlegt. Auf allen festen Oberflächen werden Standardwandfunktionen für turbulente kinetische Energie, ihre Dissip**

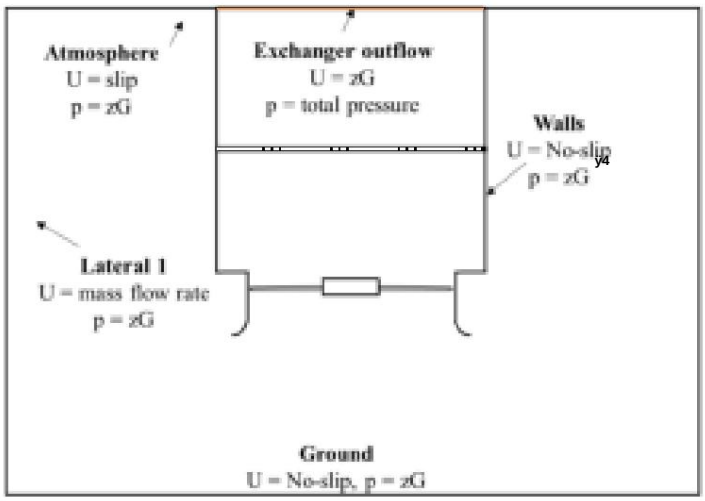



**Abbildung 7. Schema der Randbedingungen, Vorderansicht.**

**3. Ergebnisse**

**Zur Überprüfung der Genauigkeit der Berechnungen wird in Tabelle 1 ein Vergleich des TTS-Drucks und der TTS-Effizienz gezeigt . Der Druck wird über zwei Ebenen in 1,6** D **und 1,8** D Höhe **über dem Boden gemittelt. Die Ergebnisse zeigen, dass die Druckerhöhungsfähigkeit der beiden Lüfter unter ISO-Bedingungen praktisch gleich ist, mit einer etwas schlechteren Effizienz**

Machine Translated by Google



Walfächer, was die Schlussfolgerungen in [15] bestätigt. Allerdings ist die Installation im ACC
Setup führt zu unterschiedlichen Verhaltensweisen: Die Bezugsgeometrie zeigt tatsächlich eine Verringerung der
Druckanstiegsfähigkeit von 32%, mit einer vernachlässigbaren Änderung der aufgenommenen Leistung, während die
Der Wal-Ventilator reduziert sowohl den Druckanstieg als auch den Stromverbrauch um etwa 10 %.

**Tabelle 1. Validierung der CFD-Ergebnisse.**

| Geometrie | Aufstellen | ÿpTTS (Pa) | Leistung (kW) |
|---|---|---|---|
| Datum | ACC | 95 | 61,7 |
| | Einzelrotor | 140 | 60,4 |
| Wal | ACC | 123,8 | 56 |
| | Einzelrotor | 137,6 | 62 |

Diese Leistungsänderung ist mit einer höheren Arbeitsfähigkeit in der Spitze verbunden
Region und eine Änderung des Spannweitenverhaltens der Strömung. Dies ist in Abbildung 8 dargestellt, wo
Der Wal-Fächer zeigt einen linearen Trend von der Wurzel bis 85 % der Spannweite, während die Bezugsgeometrie
hat einen höheren Radialgeschwindigkeitswert an der Wurzel des Blattes und dann einen niedrigeren Wert von 1/3
der Blattspanne.

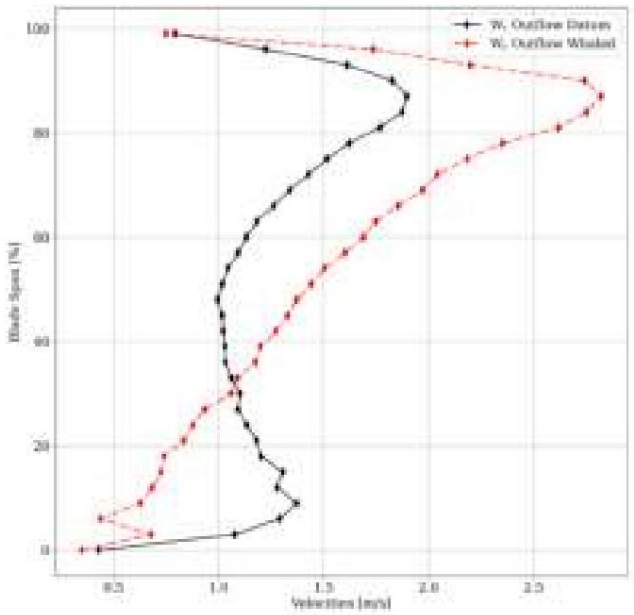



**Abbildung 8. Radialgeschwindigkeit am Auslass des Bezugsfächers (schwarz) und des Walfächers (rot).**

Die Leistungsänderung kann vor allem mit der Wirkung der führenden
Randmodifikation auf die Entwicklung des Spitzenleckwirbels. Wie in Abbildung 9 gezeigt,
Tatsächlich beschleunigt sich die Strömung an der Spitze der sinusförmigen Vorderkante und erreicht eine relative
Geschwindigkeit von über 70 m/s. Der resultierende Strahl, der von diesem Bereich des Rotors freigesetzt wird, verzögert die
Entwicklung des Spitzenleckwirbels in Bezug auf den Bezugsfächer. Tatsächlich ist im Bezugsfächer
Geometrie beginnt die Undichtigkeit bei etwa 10 % der Sehne des Spitzenabschnitts, mit einer sekundären
Wirbel wird bei etwa 50ÿ% der Sehne freigesetzt.

Beim Walrotor ist nur diese zweite Struktur vorhanden, aufgrund der gegenläufigen
Strömung durch die modifizierte Vorderkante freigegeben, die die Entwicklung der ersten undichten
Struktur. Dies ist besser in den Abbildungen 10 und 11 zu sehen, wo die relative Geschwindigkeit und der Druck
Konturen werden auf einer Isoradiusfläche bei 99 % der Blattspanne aufgezeichnet. In beiden Abbildungen ist die
Die Spur des Wirbelsystems an der Spitze ist deutlich erkennbar, mit einer verzögerten Entwicklung
für die Walrotorgeometrie.

Machine Translated by Google



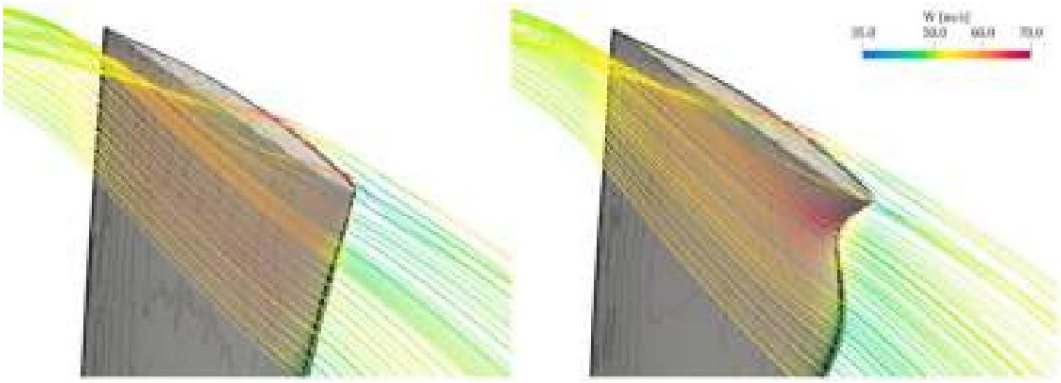


**Abbildung 9. Relativgeschwindigkeitsstromlinien an der Spitzenregion, eingefärbt mit der relativen Geschwindigkeit. Links: Bezugspunkt; rechts: Walfang.**

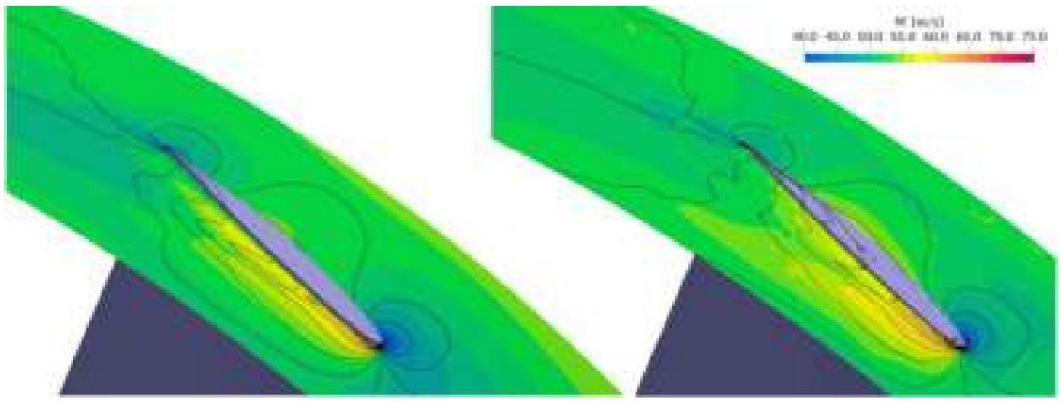


**Abbildung 10.** Relative Geschwindigkeitskonturen auf einer Isoradius-Oberfläche bei 99 % der Blattspannweite .
**Abbildung 10. Relative Geschwindigkeitskonturen auf einer Isoradius-Oberfläche bei 99 % der Blattspannweite. Links: Bezugspunkt; rechts: Wal.**

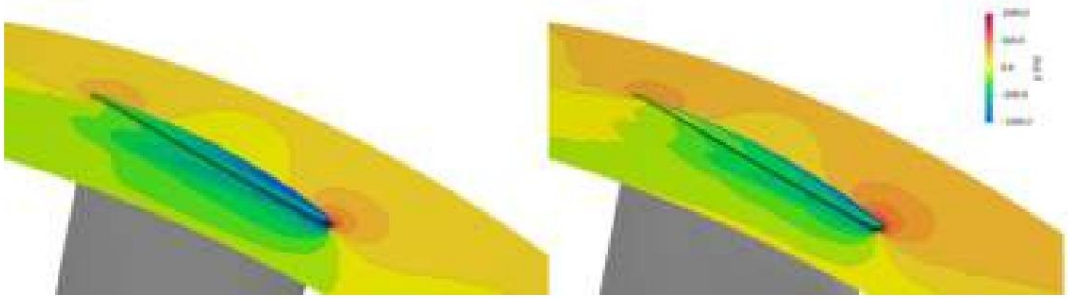


**Abbildung 11. Relative Druckkonturen auf Isoradius-Oberfläche bei 99 % der Blattspannweite. Links: Bezugspunkt; rechts: Wal.**

**4. Schlussfolgerungen**

**Aufbauend auf den Erkenntnissen aus früheren Arbeiten an modifizierten Lüfterrotoren mit sinusförmigen Vorderkanten haben wir diese Lösung zur Strömungsregelung an einem luftgekühlten Kondensatorlüfter für Dampfkraftwerke getestet .**

**In einer ISO-Anordnung weisen das Originalblatt und das Walblatt sowohl hinsichtlich der Gesamtdrucksteigerungsfähigkeit als auch der absorbierten Leistung ähnliche Leistungen auf. Beim Einbau in den ACC ergibt sich jedoch eine deutliche Verbesserung, da der Wallüfter einen Drucksteigerungsverlust von etwa 11 % gegenüber der ISO-Anordnung erfährt, verglichen mit einem Verlust von 32 % beim Bezugsblatt. Darüber hinaus wird die absorbierte Leistung um 10 % reduziert, während der Bezugslüfter einen vernachlässigbaren Unterschied gegenüber den ISO-Bedingungen erfährt.**

Machine Translated by Google



**Das unterschiedliche Verhalten wurde dann auf eine radiale Umverteilung der Strömung zurückgeführt, die durch den modifizierten Rotor verursacht wurde, und auf dessen Fähigkeit, die Entwicklung des Spitzenwirbels auf der Saugseite des Rotors zu kontrollieren und zu dämpfen. Diese Ergebnisse**

**Beiträge der Autoren: Konzeptualisierung, LT, GD, JvdS und AC; Methodik, LT, GD, JvdS und AC; Software, LT, GD, JvdS und AC; Validierung, LT, GD, JvdS und AC; Formale Analyse, LT, GD, JvdS und AC; Untersuchung, LT, GD, JvdS und AC; Ressourcen, LT, GD, JvdS und AC; Datenkuratierung, LT, GD, JvdS und AC; Schreiben – Vorbereitung des Originalentwurfs, LT, GD, JvdS und AC; Schreiben – Überprüfung und Bearbeitung, LT, GD, JvdS und AC; Visualisierung, LT, GD, JvdS und AC; Überwachung, LT, GD, JvdS und AC; Projektverwaltung, LT, GD, JvdS und AC; Mittelbeschaffung, LT, GD, JvdS und AC; Alle Autoren haben die veröffentlichte Version des Manuskripts gelesen und stimmen ihr zu.**

**Finanzierung: Diese Forschung erhielt keine externe Finanzierung.**

**Datenverfügbarkeitserklärung: Daten, Geometrie und numerischer Aufbau sind auf Anfrage bei den Autoren erhältlich.**

**Interessenkonflikte: Die Autoren erklären, dass keine Interessenkonflikte vorliegen.**

## Verweise


1. **Fourie, N.; Van Der Spuy, SJ; Von Backström, TW; Van Der Spuy, S. Simulation der Auswirkung von Wind auf die Leistung von Axialventilatoren in luftgekühlten Dampfkondensatorsystemen.** J. Therm. Sci. Eng. Appl. **2015, 7, 021011. [CrossRef]**
2. **Van der Spuy, SJ; Els, DNJ; Tieghi, L.; Delibra, G.; Corsini, A.; Louw, FG; Zapke, A.; Meyer, CJ Vorläufige Bewertung der Leistung von Lüftern mit 24 Fuß Durchmesser in der MinWaterCSP-Testanlage für große Kühlsysteme. In** Turbo Expo: Energie für Land, Meer und Luft; **American Society of Mechanical Engineers: New York, NY, USA, 2021; S. V001T10A005.**
3. **Van der Spuy, SJ; von Backström, TW; Kröger, DG Leistung von geräuscharmen Ventilatoren in luftgekühlten Dampfkondensatoren von Kraftwerken.** Noise Control Eng. J. **2009,** 57, **341–347. [CrossRef]**
4. **Angelini, G.; Bonanni, T.; Corsini, A.; Delibra, G.; Tieghi, L.; Volponi, D. Über die Surrogate-basierte Optimierung von wirklich reversiblen Schaufelprofilen für Axialventilatoren.** Designs **2018, 2, 19. [CrossRef]**
5. **Corsini, A.; Delibra, G.; Sheard, AG – Zur Rolle von Unebenheiten an der Vorderkante bei der Kontrolle des Strömungsabrisses an Axialventilatorschaufeln** J. Fluids Eng. **2013,** 135, **0811041–0811048. [CrossRef]**
6. **Zhang, MM; Wang, GF; Xu, JZ Aerodynamische Steuerung eines Tragflächenprofils mit niedriger Reynoldszahl und Vorsprüngen an der Vorderkante.** AIAA J. **2009,** 51, **1960–1971. [CrossRef]**
7. **Corsini, A.; Delibra, G.; Sheard, AG Die Anwendung von sinusförmigen Schaufelvorderkanten in einer Fan-Design-Methodik zur Verbesserung der Strömungsabrissfestigkeit.** Proc. Inst. Mech. Eng. Teil A J. Power Energy **2014,** 228, **255–271. [CrossRef]**
8. **Biedermann, TM; Kameier, F.; Paschereit, CO Sukzessive aeroakustische Übertragung von Vorderkantenverzahnungen eines einzelnen Tragflächenprofils zur Anwendung von Niederdruckventilatoren.** J. Eng. Gas Turbines Power **2019,** 141, **101011. [CrossRef]**
9. **Biedermann, TM; Chong, TP; Kameier, F.; Paschereit, CO Statistisch-empirische Modellierung von Tragflächenlärm unter Vorderkantenverzahnung.** AIAA J. **2017,** 55, **3128–3142. [CrossRef]**
10. **Das MinWaterCSP-Projekt. Online verfügbar: http://www.minwatercsp.eu (abgerufen am 16. Januar 2023).**
11. **Kirstein, CF; Von Backström, TW; Kröger, DG Strömung durch einen Solarkraftwerk-Übergangsabschnitt zwischen Kollektor und Schornstein . In Proceedings der ASME 2005 International Solar Energy Conference, Orlando, FL, USA, 6.–12. August 2005; Seiten 713–719. [CrossRef]**
12. **Volponi, D.; Bonanni, T.; Tieghi, L.; Delibra, G.; Wilkinson, M.; van der Spuy, J.; von Backström, T. CFD-Simulationsergebnisse für den MinWaterCSP-Kühlventilator. In Proceedings of the Fan 2018–International Conference on Fan Noise, Aerodynamics, Applications and Systems, Darmstadt, Deutschland, 18.–20. April 2018. [CrossRef]**
13. **Idelchik, IE** Handbuch des hydraulischen Widerstandes; **US Atomic Energy Commission: Washington, DC, USA, 1986.**
14. **Yakhot, V.; Orszag, SA; Thangam, S.; Gatski, TB; Speziale, CG Entwicklung von Turbulenzmodellen für Scherströmungen durch einen Doppel Expansionstechnik.** Phys. Fluids A Fluid Dyn. **1992, 4, 1510–1520. [CrossRef]**
15. **Tieghi, L.; Delibra, G.; Corsini, A.; Van Der Spuy, J. Numerische Untersuchung des luftgekühlten Kondensatorlüfters von CSP.** E3S Web Conf. **2020,** 197, **11010. [CrossRef]**


**Haftungsausschluss/Anmerkung des Herausgebers: Die in allen Veröffentlichungen enthaltenen Aussagen, Meinungen und Daten sind ausschließlich die der einzelnen Autoren und Mitwirkenden und nicht die von MDPI und/oder den Herausgebern. MDPI und/oder die Herausgeber lehnen jegliche Verantwortung für Personen- oder Sachschäden ab, die aus den im Inhalt erwähnten Ideen, Methoden, Anweisungen oder Produkten resultieren.**

Machine Translated by Google

Internationale Zeitschrift für
*Turbomaschinen*
*Antrieb und Leistung*

MDPI

Artikel

# Mehrpunkt- und Mehrzieloptimierung von Radialventilatoren mit der 3D-Inverse-Design-Methode

**Jiangnan Zhang[1],* und Mehrdad Zangeneh[2]**

[1] Advanced Design Technology Ltd., London SW1P 4DU,
[2] Großbritannien Fakultät für Maschinenbau, University College London, London WC1E 6BT, Großbritannien
* Korrespondenz: j.zhang@adtechnology.com oder jiangnan.zhang@outlook.com

**Zusammenfassung: In diesem Artikel präsentieren wir das Design und die Optimierung eines Radialventilators mit den Anforderungen zur Maximierung des totalen zu statischen Druckanstiegs und des totalen zu statischen Wirkungsgrads an zwei Betriebspunkten sowie des maximalen Drehmoments, das durch die Motorleistung bereitgestellt wird, unter Verwendung eines 3D-inversen Designverfahrens, einer DOE- Studie (Design of Experiment), eines RSM (Response Surface Model) und eines MOGA (Multi-Objective Genetic Algorithm). Die Ventilatorgeometrie wird mithilfe von 13 Designparametern parametrisiert und 120 verschiedene Designs werden generiert. Die Ventilatorleistung aller Designs bei zwei Betriebsbedingungen wird durch stationäre CFD-Simulationen bewertet. Die resultierende Designmatrix wird verwendet, um ein RSM basierend auf der Kriging-Methode zu erstellen, und MOGA wird verwendet, um den Designraum mithilfe des RSM zu durchsuchen und das optimale Design zu finden .**

**Schlüsselwörter: Mehrpunkt; mehrere Ziele; Optimierung; Radialventilatoren; inverse Designmethode; DOE; RSM; MOGA**

## 1. Einleitung

Radialventilatoren werden in vielen Anwendungen eingesetzt, in denen ein relativ hoher Druckanstieg in kompakter Größe erforderlich ist. Die Anwendung kann von Haushaltsgeräten [1] über industrielle Anwendungen bis hin zu Klimaanlagen und Kühlanwendungen für Rechenzentren [2–6] reichen. Hariharan und Govarhan untersuchten die Auswirkungen des Einlassspalts auf die aerodynamische Leistung eines Radialgebläses [7]. Singh et al. führten eine parametrische Studie der Auswirkungen von Schaufelzahl, TE-Schaufelwinkel und Durchmesserverhältnis auf die Leistung von Radialventilatoren auf der Grundlage von Experimenten und numerischen Simulationen durch [8]. Jeon untersuchte die Auswirkungen von Konstruktionsparametern auf die Leistung und das Geräusch eines Radialventilators [9]. Alle oben genannten Arbeiten konzentrierten sich auf die Ventilatorleistung an nur einem Punkt, nämlich dem Konstruktionspunkt oder BEP (Best Efficiency Point), während für einige Anwendungen die Ventilatoren Mehrpunktanforderungen in Bezug auf Druckanstieg, Durchflussrate und Effizienz erfüllen müssen. Um diese Art von Mehrpunkt-Konstruktions- und Optimierungsproblemen zu bewältigen, wurden DOE- und RSM-Ansätze häufig für Pumpen, Turbinen und Kompressoren verwendet [10–12]. Behzadmehr et al. haben eine parametrische Studie eines rückwärtsgekrümmten Radialventilators mittels DOE durchgeführt und dabei fünf Designparameter verwendet, wobei jeder Designparameter zwei Variationsstufen aufwies [13]. Der Hauptnachteil dieser Methode besteht darin, dass nur eine sehr kleine Zahl von Designparametern verwendet wurde, was bedeutet, dass andere, wichtigere Parameter möglicherweise übersehen wurden. Qiu et al. haben eine Mehrpunkt-Designoptimierung eines Axialventilatorblattes mit hohem Nebenstromverhältnis mittels DOE und Kriging-Näherung durchgeführt [14]. Das optimierte Design zeigt am Designpunkt eine Effizienzverbesserung von 0,1 %, hat jedoch innerhalb des Betriebsbereichs eine schlechtere Effizienzcharakteristik. Da es in der Literatur nicht viele Studien zur aerodynamischen Mehrpunktoptimierung von Radialventilatorblattformen gibt, ist dies der Hauptgrund, warum die Autoren diese A

In diesem Beitrag haben wir mit dem Entwurf eines Basisdesigns begonnen, das die Anforderungen an den Druckanstieg an zwei Betriebspunkten unter Verwendung der 3D-Inverse-Design-Methode erfüllt. Der Lüft

check for updates

**Zitat: Zhang, J.; Zangeneh, M. Mehrpunkt- und Mehrzieloptimierung von Radialventilatoren durch die 3D-Inverse-Design-Methode. Int. J.** Turbomach. Propuls. Power **2023, 8, 8. https://doi.org/10.3390/ijtpp8010008**

**Wissenschaftlicher Redakteur: Thomas Carolus**

**Erhalten: 27. September 2022**
**Überarbeitet: 3. Februar 2023**
**Akzeptiert: 12. Februar 2023**
**Veröffentlicht: 2. März 2023**

**Copyright: © 2023 bei den Autoren. Lizenznehmer MDPI, Basel, Schweiz.**

**Dieser Artikel ist ein Open Access-Artikel, der unter den Bedingungen und Bedingungen der Creative Commons Namensnennungs-Lizenz (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/ ).**

Machine Translated by Google



**Die aerodynamische Leistung (totaler statischer Druckanstieg (ts) und ts-Wirkungsgrad) wird durch stationäre CFD-Simulationen bewertet. Die meridionale Geometrie und die Schaufelbelastungsparameter werden dann mithilfe von 13 Parametern parametrisiert und es werden etwa 120 verschiedene Schaufelgeometrien mit einer großen Variationsbreite dieser 13 D Die Ts-Druckanstiegs- und Ts-Effizienzwerte dieser 120 Designs werden mithilfe von CFD-Simulationen ausgewertet. Es wird eine Designmatrix erstellt, die alle Design- und Leistungsparameter dieser 120 Designs enthält. Mithilfe von Kriging wird eine RSM unter Verwendung der Designmatrixdaten erstellt und mithilfe von MOGA werden die optimalen Designs im Designraum basierend auf der RSM gesucht. Das endgültige optimale Design wird aus der Pareto-Front ausgewählt und seine Leistung mithilfe von CFD-Simulationen an zwei Betriebspunkten validiert . Das Flussdiagramm des Design- und Optimierungsprozesses ist in Abbildung 1**

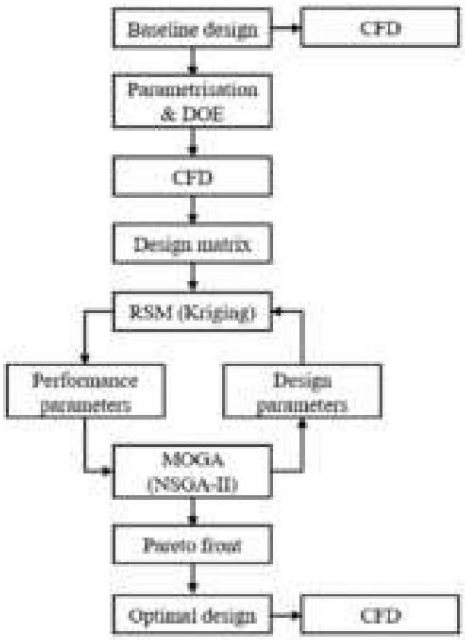



**Abbildung 1. Flussdiagramm des Entwurfs- und Optimierungsprozesses.**

## 2. Rotorblattdesign

### 2.1. Die 3D-Inverse-Design-Methode

**Die Methode des inversen 3D-Entwurfs, in der Literatur auch als Zirkulationsmethode bekannt,** wird in **[15] ausführlich beschrieben . Sie wurde beim Entwurf verschiedener Ventilatortypen verwendet, darunter Axialventilatoren [16] und Radialgebläse [17,18]. Die Schaufelgeometrie wird** iterativ ÿ(rvÿ ) **basierend auf der vorgeschriebenen Schaufelbelastungsverteilung ( ÿm , entlang der Meridionalrichtung) Meridionalgeometrie berechnet;** rvÿ **ist die über den Umfang gemittelte gebundene Zirkulation und wird auf der die Ableitung von** rvÿ **durch die folgende Gleichung (1) definiert, wobei** r **der Radius,** *vÿ* **die Umfangsgeschwindigkeit und** N **die Schaufelzahl sind. Bei inkompressibler Potentialströmung wird die Schaufelbelastung (die Druckdifferenz zwischen der Druckfläche und der Saugfläche der Schaufel) durch Gleichung (2) definiert, wobei** p **der statische Druck auf der Druckseite und** p ÿ **der statische Druck auf der Saugseite ist.**

+

$$r\bar{v}\ddot{y} = \frac{N}{2\ddot{y}} \int_{0}^{2\ddot{y}/N} r \cdot v\ddot{y}d\ddot{y} \quad (1)$$

$$p\ \ddot{y}\ p^{+} \quad \frac{\underline{\ddot{y}}(r\bar{v}\ddot{y}\ )\ 2\ddot{y}\ \ddot{y}Wmbl}{N\ \ddot{y}m} \quad (2)$$

Machine Translated by Google



2.2. Parametrisierung der Rotorblätter

**Die wichtigsten Eingaben für die inverse Entwurfsmethode sind die meridionale Geometrie, die Schaufeldickenverteilung, die Schaufelbelastung und die Stapelung. Die meridionale Schaufelgeometrie wird durch acht Parameter parametrisiert, darunter die Schaufelspitzenbreite (L), die radiale Nabenlänge** (dRhub), **die radiale Mantellänge** (dRshr), **der TE-Winkel (ÿ), der Nabenwinkel** (ÿhub), **der Mantelwinkel** (ÿshr), **die LE-Krümmung und die Mantelkrümmung, wie in Abbildung 2 gezeigt. Die Schaufeldickenverteilung wird als konstant 5 mm definiert und die Anzahl der Schaufeln beträgt sechs. LE und TE** rvÿ **werden als Eingaben verwendet, die den Arbeitskoeffizienten (spezifisches Drehmoment/Leistung) basierend auf** ÿ(rvÿ ) **der Eulerschen Turbomaschinengleichung festlegen. Die stromlinienförmige Schaufelbelastungsverteilung ( )** ÿm **wird mithilfe einer Drei-Segment-Methode definiert, die in Abbildung 3 gezeigt ist. Die Belastungsverteilung wird durch zwei Kurven an Nabe und Mantel definiert. Jede Kurve wird durch zwei Punkte auf der Meridionalposition (NC und ND) in drei Teile geteilt. Die erste und die letzte Kurve sind parabolisch, und die mittlere Kurve ist eine Gerade. Die Steigung der mittleren Geraden wird durch einen Parameter namens SLOPE definiert. Der Belastungswert bei LE** (m **= 0, wobei m die normalisierte Meridionalkoordinate ist) wird durch DRVT definiert, das den Anstellwinkel bei LE steuert.**

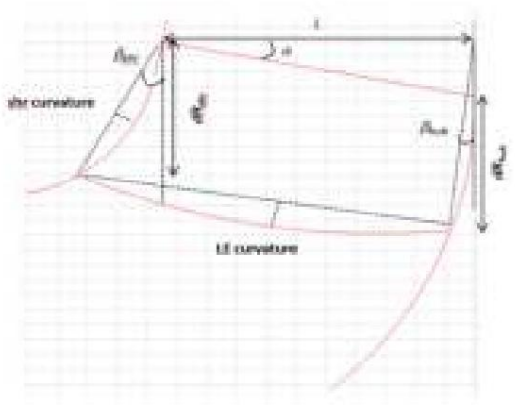



**Abbildung 2. Parametrisierung der meridionalen Geometrie.**

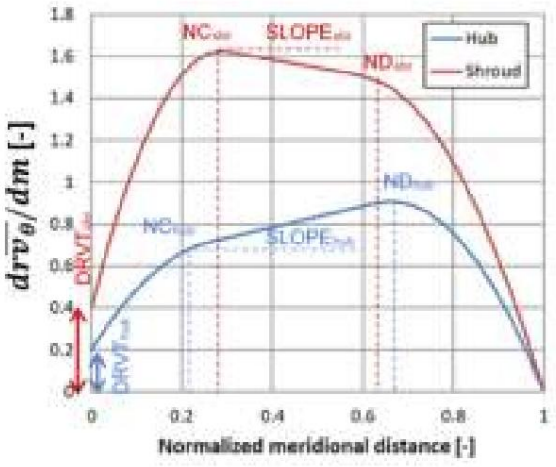



**Abbildung 3. Strömungsmäßige Rotorblattbelastung, definiert mithilfe der Dreisegmentmethode.**

**Der letzte erforderliche Eingabeparameter ist die Stapelbedingung, d. h. eine spannweitenmäßige Umschlingungswinkelverteilung an einem festen stromlinienförmigen Ort. Bei Lüftern ist es üblich, am TE zu sta Die meisten Radialventilatoren sind aus Blech gefertigt und die Schaufelblätter müssen zweidimensional und axial filamentiert sein .** Die Entwicklung in der additiven Fertigung kann jedoch die Konstruktion **von Radialventilatorschaufelblättern mit 3D-Geometrie erleichtern .** Die in dieser Studie verwendete 3D-Inverse-Design-Methode macht es recht einfach, entweder in 3D oder in 2D zu entwerfen. In diesem Dokument wird eine 2D-Geometrie für **die Schaufeloptimierung verwendet und für alle Entwürfe wird eine Nullstapelung bei TE verw**

Machine Translated by Google



**Nach Angabe der Eingaben berechnet die 3D-Inverse-Design-Methode die Blattform für eine gegebene angegebene Blattbelastung.**

2.3. Konstruktionsspezifikationen und Basis-Blattgeneration **Die**

**Konstruktionsspezifikationen sind in Tabelle 1 aufgeführt. Der Lüfter muss die Mindestanforderungen an den Druckanstieg an zwei Betriebspunkten (OP1 und OP2) erfüllen. Das maximale Drehmoment wird durch den bereitgestellten Motor bestimmt und das Hauptziel besteht darin, die Effizienz an zwei Betriebspunkten zu maximieren. Die geometrischen Einschränkungen bestehen darin, dass der Lüfterdurchmesser den angegebenen Maximalwert nicht überschreiten darf und das Blatt zweidimensional und axi**
**ÿ**

**Tabelle 1. Designspezifikationen und Einschränkungen.**

| | | |
|---|---|---|
| **Durchflusskoeffizient** | **0,22** | **ÿÿ** |
| **Belastungskoeffizient** | **0,39** | |
| **Drehzahl** | **ÿU/minmax** | **ÿÿ** |
| **Volumenstrom @ OP1** | Q1 | ***ÿÿ*** |
| **Druckanstieg @ OP1** | **ÿÿp1** | |
| **Volumenstrom @ OP2** | Q2 **= 117 %Q1** | |
| **Druckanstieg @ OP2** | ÿÿp2 | |
| **Drehmoment** | ÿÿmax | **ÿ** |
| **Effizienz @ OP1** | **Maximieren** | |
| **Effizienz @ OP2** | **Maximieren** | |
| **Laufraddurchmesser** | ÿDmax | |
| **Klinge** | **2D und axiales Filament** | |

**Die meridionale Geometrie des Basisdesigns ist in Abbildung 4 dargestellt. Die LE/TE** rvÿ **und die stromlinienförmige Blattbelastung sind in Abbildung 5 dargestellt. Es ist zu beachten, dass LE/ TE** rvÿ **durch den Blattspitzenradius und die Blattspitzengeschwindigkeit normalisiert wird. Sobald der Löser konvergiert ist, wird das 3D-Blatt aus der inversen Designmethode mithilfe der axialen Filamentmodifikation in ein 2D/Axialfilament-Blatt umgewandelt , das die Umschlingungswinkelverteilung der Nabe axial auf alle anderen spannweiten Schichten abbildet.**

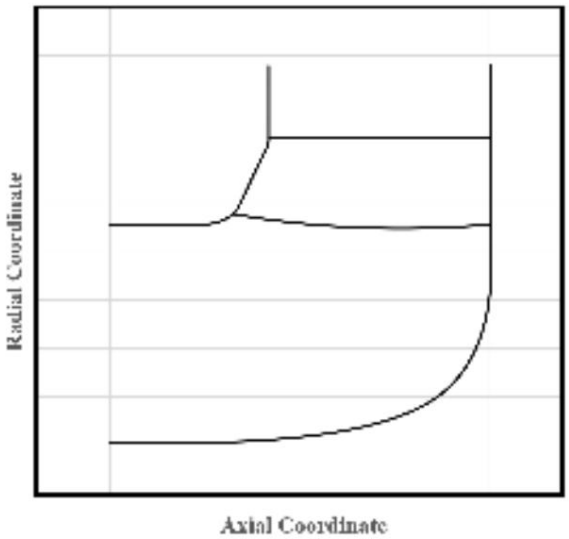



**Abbildung 4. Meridionale Basisgeometrie.**

Machine Translated by Google



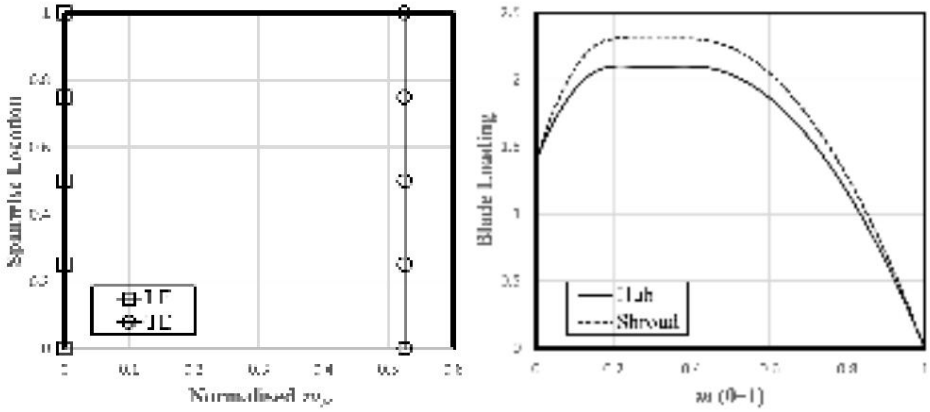



**Abbildung 5. Basis-** Rvÿ in Spannweite **und stromlinienförmige Blattbelastung.**

## 3. CFD-Simulation

### 3.1. Netzgenerierung

**Das strukturierte Netz wurde mit ANSYS TurboGrid für die Laufradschaufel (ca. 500.000 Hexaederelemente) und ein unstrukturiertes Netz wurde für den Einlasskegel und die Inblock-/Outblockgeometrien (ca. 500.000 Tetraederelemente) generiert. Die Gesamtzahl der Elemente beträgt ca. 1.000.000. Die wandnahe Elementgröße beträgt 0,03 mm für das Laufrad und 0,05 mm für den Inblock/Outblock, was zu einem maximalen y+-Wert an den Wänden von weniger als 1,0 führt, deutlich innerhalb der viskosen Unterschicht; y+ ist der dimensionslose Abstand (basierend auf der lokalen Zellflüssigkeitsgeschwindigkeit) von der Wand zum ersten Netzknoten. Die Anzahl der Prismenschichten für die Inflation beträgt 10. Wie in Abbildung 6 ersichtlich , ist der Spalt zwischen dem stationären Einlasskegel und dem ro**

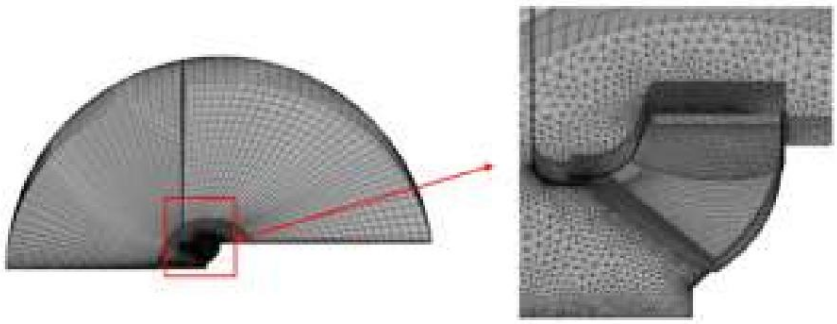


**Abbildung 6. Berechnungsbereich.**

### 3.2. CFD-Setup

**Stationäre CFD-Simulationen (RANS) wurden mit der kommerziellen Software ANSYS CFX durchgeführt. Die Einlassrandbedingung ist die gegebene Massenstromrate und die Auslassrandbedingung ist die Öffnung mit 1 atm statischem Druck. Der Impellerbereich rotiert mit der festen Drehzahl. Um Rechenaufwand zu sparen, wurden für alle Bereiche periodische Randbedingungen verwendet . Die Schnittstelle zwischen dem stationären Bereich und dem Rotationsbereich ist als Frozen Rotor eingestellt. Das verwendete Turbulenzmodell ist der Scherspannungstransport SST** k-ÿ.
**Es wurde ein hochauflösendes Advektionsschema (2. Ordnung) verwendet. Die Konvergenzkriterien für die Kontinuitäts- und Impulsgleichungen wurden auf RMS < 1,0** × 10ÿ4 festgelegt . **Der Lüfterdruckanstieg und die Drehmomentwerte wurden überwacht und erreichten einen konstanten Wert, sobald die Lösung konvergiert. Das vollständige CFD-Modell ist in Abbildung 7 dargestellt.**

Machine Translated by Google



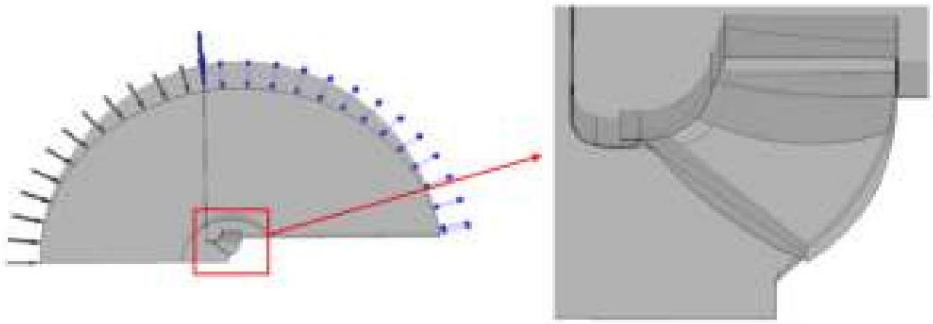


**Abbildung 7. CFD-Modell in ANSYS CFX.**

3.3. CFD-Ergebnisse

**Sobald die CFD-Simulationen konvergieren, werden Druckanstieg, Drehmoment und Wirkungsgrad Werte können für beide Betriebspunkte (OP1 und OP2)** ermittelt werden **und werden zusammengefasst in Tabelle 2. Der totale statische Druckanstieg wird als Differenz zwischen Einlass Gesamtdruck und statischer Auslassdruck. Es ist ersichtlich, dass das Basisdesign fast erfüllt die Anforderungen an den Druckanstieg in beiden Betriebspunkten und überschreitet nicht die maximales Drehmoment. Die Wirkungsgrade für OP1 und OP2 betragen 57,7 % bzw. 44,2 %.**
**Nach der Untersuchung des detaillierten Strömungsfeldes wurde festgestellt, dass sich die Strömung an der Nabe gut verhält und in der Mitte der Spannweite, sondern trennt sich in der Nähe des Mantelteils der Schaufel bei OP1 und OP2, was ist in Abbildung 8 zu sehen.**

**Tabelle 2. Grundlegende CFD-Ergebnisse.**

| Variablenname | OP1 | OP2 |
|---|---|---|
| **Drehzahl** | RPMmax **Q1** | Drehzahlmax |
| Q | **0,99** | **0,94** |
| Punkte | **57,7 %** | *0,91* |
| | | **44,2 %** |

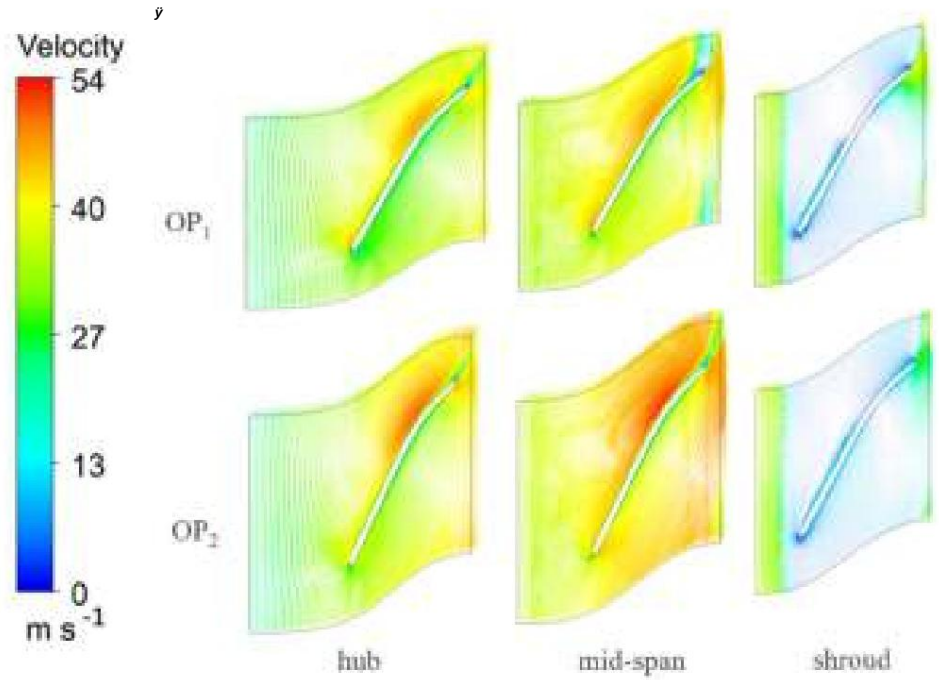



**Abbildung 8. Basislinienvektor der relativen Geschwindigkeit bei OP1 und OP2 .**

Machine Translated by Google



**4. DOE und Optimierung** 4.1. DOE

**Um die Lüfterleistung zu verbessern und die bestmögliche zu erreichen, wurde eine DOE-Studie durchgeführt. Insgesamt gibt es 13 Designparameter, darunter 8 Meridionalgeometrieparameter und 5 Belastungsparameter (NC, ND, SLOPE, DRVT und RVT_TE). DRVT ist der stromlinienförmige Belastungswert bei LE, wie in Abbildung 3 gezeigt, und RVT_TE ist TE** rvÿ . **Dieselben Werte werden für die Naben- und Mantelblattbelastung verwendet, um 2D-/Axialfilamentblätter zu erhalten. Für jeden der 13 Designparameter wird ein Minimal- und Maximalwert um den Basiswert herum sorgfältig festgelegt, wodurch ein großer Designraum untersucht werden kann und eine gute Konvergenzrate vorliegt, um viele divergierende Fälle im DOE zu vermeiden. Latin Hypercube Sampling (LHS) ist eine statistische Methode , mit der eine zufällige Stichprobenziehung mehrerer Parameter erstellt werden kann. Die Anzahl der Designs muss gleich der Anzahl der Ebenen für jeden Designparameter und größer als die Anzahl der Designparameter sein. Das Optimal Latin Hypercube Sampling (OLHS) ist ein spezielles LHS, bei dem alle Designpunkte gleichmäßig verteilt sind [19]. Der Nachteil von OLHS besteht darin, dass die Generierung der Designmatrix im Vergleich zu LHS mehr Zeit in Anspruch nimmt. Insgesamt wurden mit der OLHS-Methode 120 verschiedene Designs generiert. Für jedes Design wurden die** Schaufelgenerierung, Vernetzung und CFD (zwei Betriebspunkte) a

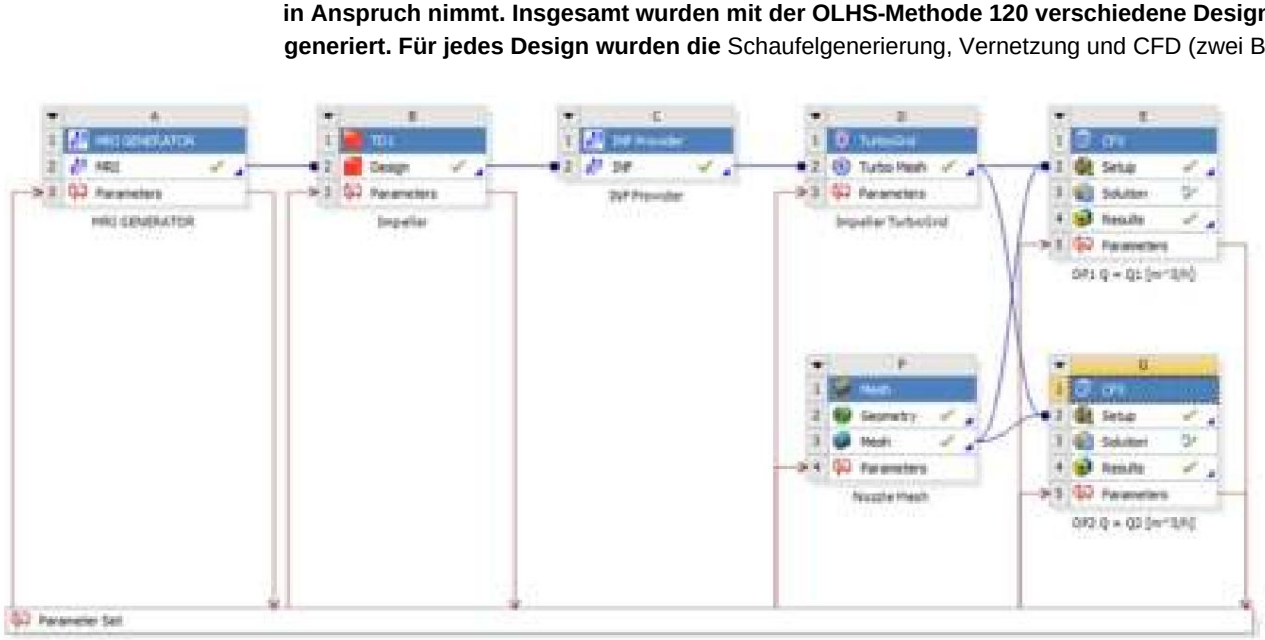


**Abbildung 9. Automatisierter DOE-Workflow in ANSYS Workbench.**

**Nach Abschluss der CFD-Simulationen wurde eine Designmatrix mit 120 Designs mit allen Design- und Leistungsparametern erstellt. Alle CFD-Ergebnisse sind in Abbildung 10** dargestellt. **Es ist ersichtlich, dass eine Reihe von Designs im DOE die Mindestanforderungen an den Druckanstieg an beiden Betriebspunkten mit guten Wirkungsgraden im Vergleich zum Basisdesign erfüllen. Die Drehmomentwerte fast aller DOE-Designs überschreiten die maximale Einschränkung nicht.**

4.2. Optimierung **Die**

**Begriffe Response Surface Model (RSM), Surrogatmodell, Approximationsmodell und Metamodell werden in der Literatur synonym verwendet. Das RSM ist ein mathematisches Modell, das auf Grundlage von Daten aus bekannten Designs (normalerweise aus DOE) erstellt wird und eine schnelle Approximation und Bewertung von Zielen für verschiedene Designparameter an neuen Designpunkten ermöglicht.**

Machine Translated by Google



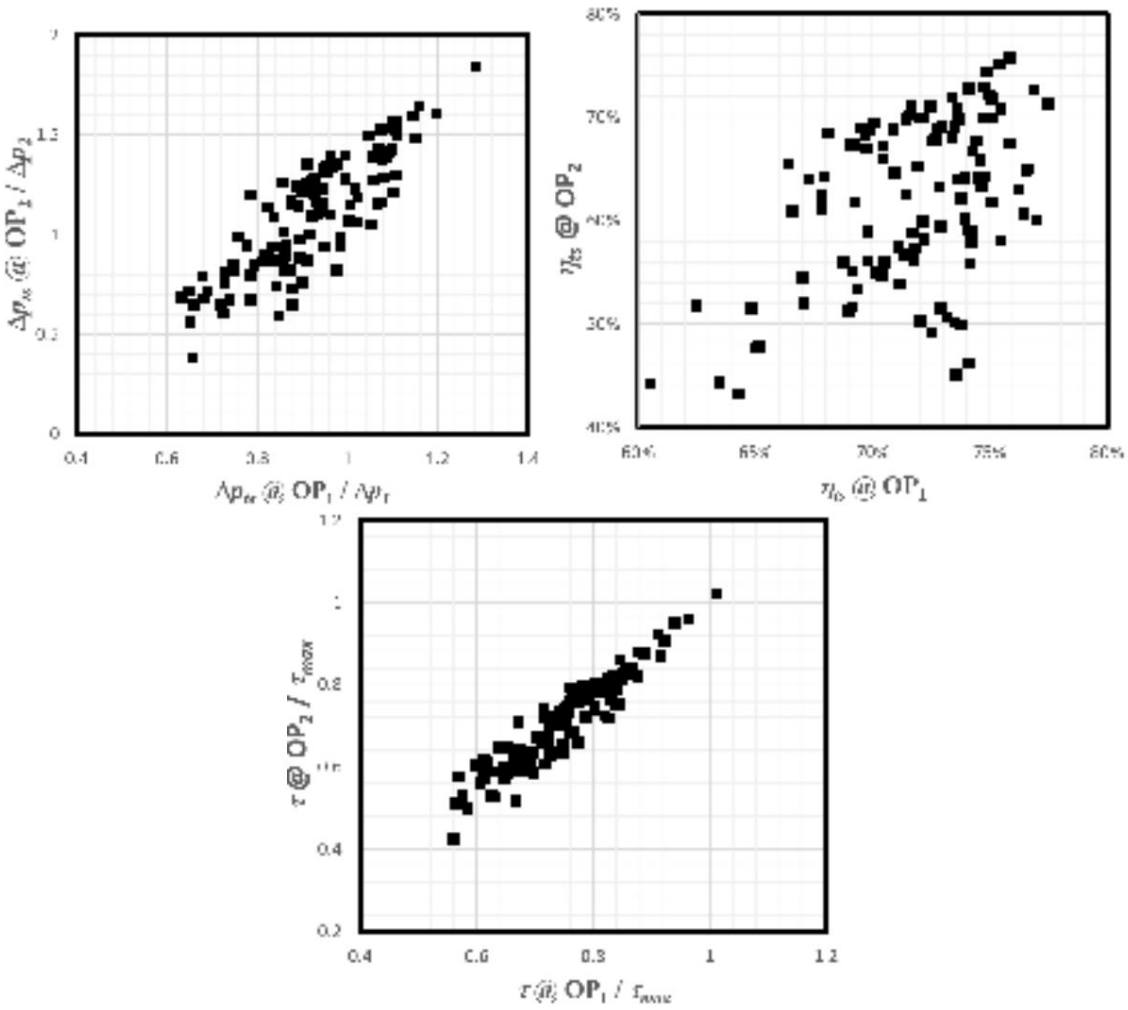



**Abbildung 10. CFD-Ergebnisse (Druckanstieg, Wirkungsgrad und Drehmoment) von DOE-Designs.**

**Kriging ist eine Interpolationsmethode, die erstmals von dem südafrikanischen Statistiker und Bergbauingenieur Danie G. Krige vorgeschlagen wurde und zur Vorhersage der Lage unbekannter Mineralvorkommen verwendet wird. Die Grundidee von Kriging besteht darin, dass der Wert an einem unbekannten Punkt der Durchschnitt der bekannten Werte an seinen Nachbarn sein sollte, gewichtet mit der Entfernung des Nachbarn zum unbekannten Punkt (Chung und Siller [20,21]).**

**MOGA (NSGA-II, non-dominated sorting genetic algorithm-II) ist ein genetischer Algorithmus mit mehreren Zielen, der erstmals von Deb et al. [22] vorgeschlagen wurde. Er eignet sich gut für stark nichtlineare Designräume; jedes Ziel wird separat behandelt und eine Pareto-Front wird durch Auswahl möglicher nichtdominierter Designs erstellt.**

**Alle DOE-Ergebnisse können verwendet werden, um mithilfe der Kriging-Approximationsmethode ein RSM zu erstellen. Der berechnete CoP (Prognosekoeffizient) der Ausgabeparameter für das Kriging-RSM liegt bei etwa 0,85. Die Optimierung wurde durchgeführt, indem der Designraum mit den gegebenen Einschränkungen und Zielen durchsucht wurde, und die Leistung verschiedener Designs kann mithilfe des Kriging-RSM-Modells schnell ausgewertet werden. Die bei der Optimierung verwendeten Einschränkungen und Ziele sind in Tabelle 3 aufgeführt. Es wird darauf hingewiesen, dass „Winkel“ durch Gleichung (3) definiert ist. Dieser Parameter wird verwendet, um die** Steigung (Form) der pQ- **Kurve des Fächers zu steuern, und sollte so nahe wie möglich am Zielwert gehalt**

$$\text{Winkel} = \tan^{-1}\frac{\text{yp1 - yp2}}{\text{Frage 1 bis Frage 2}} \quad (3)$$

Machine Translated by Google



**Winkel = tan** ÿ ÿ ÿ / Q ÿ Q

**Tabelle 3. Optimierungsbeschränkungen und -ziele.**

| | | |
|---|---|---|
| ÿp @ **OP1** | ÿÿp1 | |
| ÿp @ **OP2** | ÿÿp2 | |
| *ÿ* @ **OP1** | ÿÿmax | |
| *ÿ* @ **OP2** | ÿÿmax | ÿÿ |
| **Winkel** | **ÿÿ5,5ÿ und ÿÿ4,9ÿ** | *ÿÿ* |
| ÿts @ **OP1** | **Maximieren** | *ÿÿ* |
| ÿts @ **OP2** | **Maximieren** | *ÿÿ* |

**Insgesamt wurden 100.000 Designs mit MOGA (NSGA-II) erstellt und die daraus resultierenden Die Pareto-Front und das gewählte optimale Design sind in Abbildung 11** dargestellt .
**Es kann ein Kompromiss zwischen den Wirkungsgraden an zwei Betriebspunkten beobachtet werden.**

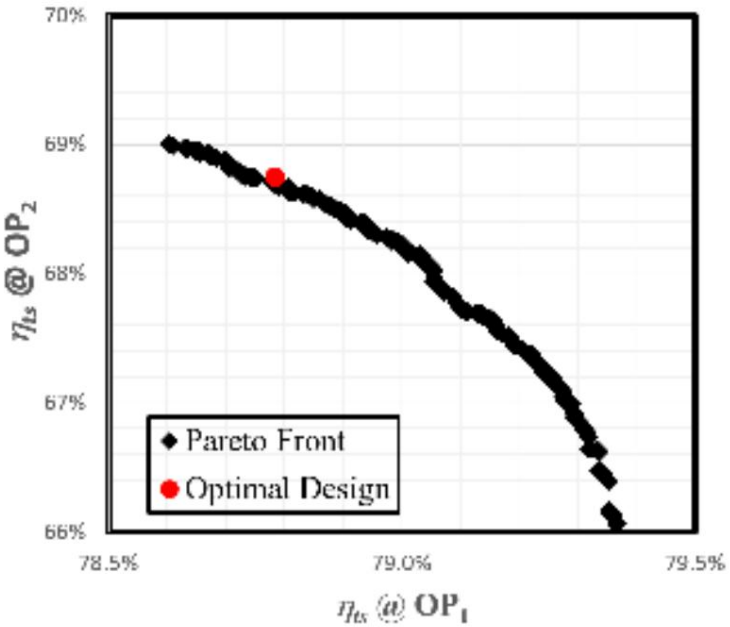



**Abbildung 11. Pareto-Front und ausgewähltes optimales Design.**

**Die CFD-Leistung des optimalen Designs wird mit der Basislinie verglichen und dargestellt in Abbildung 12. Der Druckanstieg der optimalen Konstruktion wird deutlich verbessert bei beiden Betriebspunkten im Vergleich zu den Ziel- und Basiswerten unter Beibehaltung der wünschenswerte** pQ- **Steigung (Form). Die Effizienz des optimalen Designs wird um etwa 20 Prozentpunkte an beiden Betriebspunkten im Vergleich zum Basisdesign. Das Drehmoment Die Werte werden reduziert und überschreiten nicht die maximale Beschränkung.**

**Der Vergleich der meridionalen Geometrie und der strömungsmäßigen Schaufelbelastung zwischen Das optimale Design und die Baseline sind in Abbildung 13** dargestellt. **Der Vergleich der 3D**
**Die Geometrien der Basislinie und das optimale Design sind in Abbildung 14 dargestellt.**

**Die Verbesserung der Effizienz lässt sich auch durch den Vergleich der Strömungsfelder von die beiden Konstruktionen (Bilder 7 und 15). Insbesondere die Strömung in der Nähe der Abdeckung des optimalen Das Design wurde deutlich verbessert und haftet jetzt vollständig auf der Klingenoberfläche im Vergleich zu das des Basisdesigns.**

Machine Translated by Google



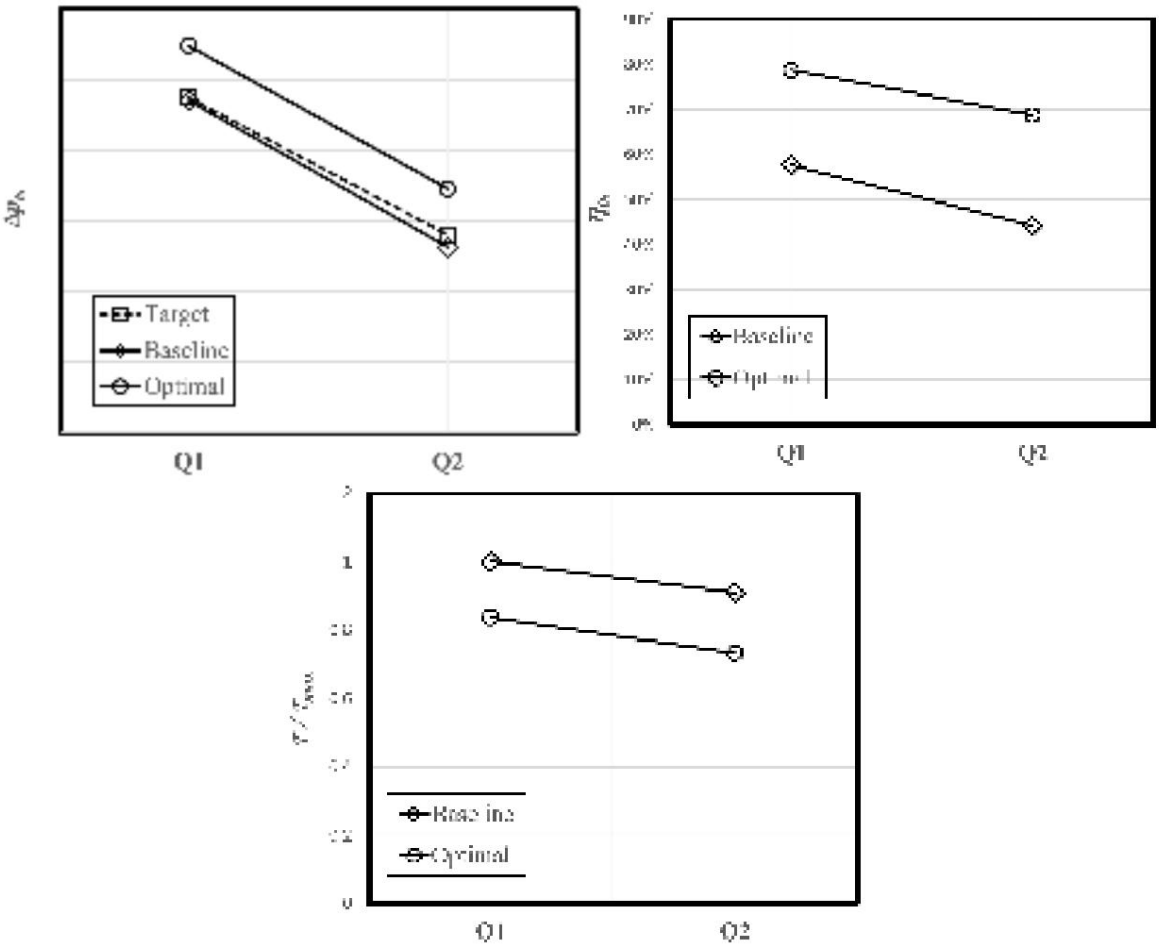



**Abbildung 12. Vergleich der CFD-Ergebnisse für Basisdesign und optimales Design.**

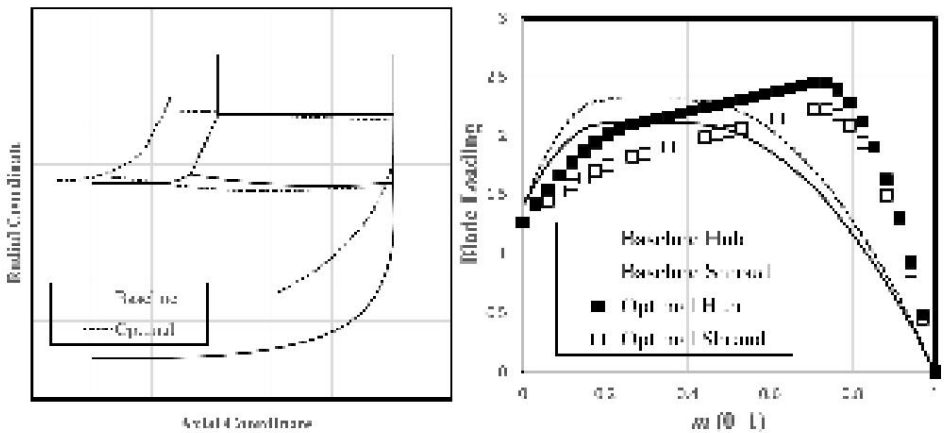



**Abbildung 13. Vergleich der Meridionalgeometrie und der Rotorblattbelastungsverteilung für Basis- und optimales Design.**

Machine Translated by Google

**Abbildung 14. Vergleich der 3D-Geometrien der Basislinie (grau) und des optimalen Designs (blau).**

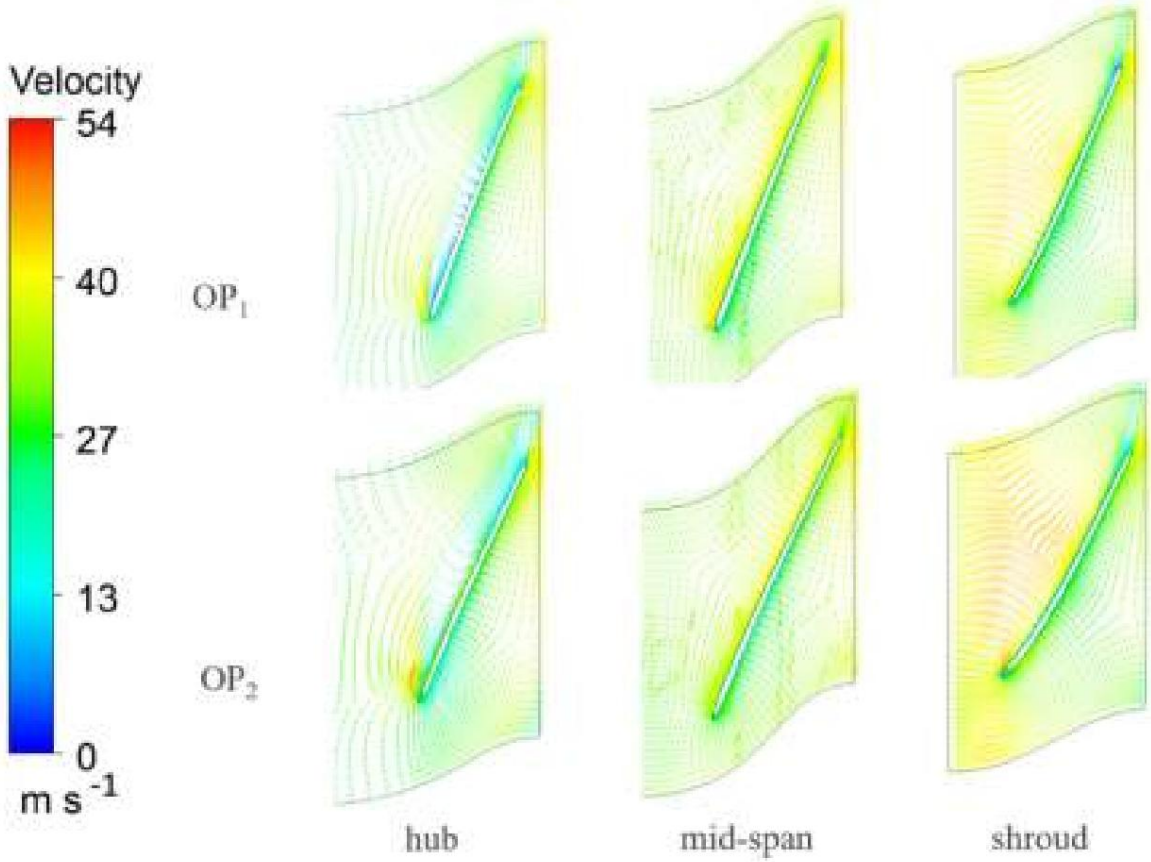



**Abbildung 15. Optimaler relativer Geschwindigkeitsvektor bei OP1 und OP2 .**

**5. Schlussfolgerungen**

**In diesem Artikel wird eine systematische Optimierungsmethode unter Verwendung der inversen Designmethode, DOE und MOGA vorgestellt und verwendet, um die aerodynamische Leistung eines Radialventilators an zwei Betriebspunkten zu optimieren. Der totale bis statische Druckanstieg und die totale bis statische Effizienz an zwei Betriebspunkten werden deutlich verbessert, und die Verbesserung wird mithilfe von stationären CFD-Simulationen validiert.**

**Beiträge der Autoren: Konzeptualisierung, JZ und MZ; Methodik, JZ; Software, JZ; Validierung, JZ und MZ; formale Analyse, JZ; Untersuchung, JZ; Ressourcen, JZ; Datenkuratierung, JZ; Schreiben – Vorbereitung des Originalentwurfs, JZ; Schreiben – Überprüfung und Bearbeitung, JZ; Visualisierung, JZ; Überwachung,** MZ; Projektverwaltung, n/a; Mittelbeschaffung, n/a. Alle Autoren haben die **veröffentlichte Version des Manuskripts gelesen und ihr zugestimmt .**

**Finanzierung: Diese Forschung erhielt keine externe Finanzierung.**

Machine Translated by Google



**Erklärung des Institutional Review Board: Nicht zutreffend.**

**Einverständniserklärung: Nicht zutreffend.**

**Datenverfügbarkeitserklärung: Nicht zutreffend.**

**Interessenkonflikte: Die Autoren erklären, dass keine Interessenkonflikte vorliegen.**

## Verweise


1. **Jeon, W.-H.; Baek, S.-J.; Kim, C.-J. Analyse der aeroakustischen Eigenschaften des Radiallüfters in einem Staubsauger.** J. Sound Vib. **2003,** 268, **1025–1035. [CrossRef]**
2. **Woodard, JK, Jr.; Johnson, GE Optimales Design eines Kühllüfters für industrielle Elektromotoren.** J. Mech. Transm. Autom. Des. **1986,** 108, **224–266. [CrossRef]**
3. **Rugang, C. Experimentelle Untersuchung der Erosionsmerkmale verschiedener Schaufelkonturen im Radialventilator bei partikuläre Umgebung.** Fluid Mach. **2000, 1, 5–8.**
4. **Tan, J.; Tang, W.; Yuan, W. Optimierungstechnik für den Test eines luftgekühlten Radial-Kochventilators.** Chin. Intern. Verbrennungsmotor Eng. **2002, 1002–6819.**
5. **Li, H. Strömung durch einen Kühlventilator aus gestanztem Metall – Numerisches Modell und Validierung.** Exp. Therm. Fluid Sci. **2009,** 33, **683–694. [Querverweis]**
6. **Chang, C.-C.; Cheng, C.-C.; Ke, M.-T.; Chen, S.-L. Experimentelle und numerische Untersuchungen zur Luftkühlung eines Großmotors.** Int. J. Rotating Mach. **2009,** 2009, **34–40. [CrossRef]**
7. **Hariharan, C.; Govardhan, M. Einfluss des Einlassspalts auf die aerodynamische Leistung eines Radialgebläses.** Int. J. Turbo Jet Engines **2016,** 33, **215–228. [CrossRef]**
8. **Singh, OP; Khilwani, R.; Sreenivasulu, T.; Kannan, M. Parametrische Untersuchung der Leistung von Radialventilatoren: Experimente und numerische Simulation.** Int. J. Adv. Eng. Technol. **2011, 1, 33–50.**
9. **Jeon, W.-H. Eine numerische Studie über die Auswirkungen von Designparametern auf die Leistung und den Geräuschpegel eines Radialventilators.** J. Sound Vib. **2003,** 265, **221–230. [CrossRef]**
10. **Pei, J.; Wang, W.; Yuan, S.; Zhang, J. Optimierung des Laufrads einer Kreiselpumpe mit niedriger spezifischer Drehzahl für hydraulische Leistungsverbesserung.** Chin. J. Mech. Eng. **2016,** 29, **992–1002. [CrossRef]**
11. **Zhang, J.; Zangeneh, M. Multidisziplinäre und Mehrpunktoptimierung von Radial- und Mischeinströmungsturbinen für Turbolader mittels 3D inverse Designmethode. In** der 14. Internationalen Konferenz zu Turboladern und Turboaufladung; **CRC Press: London, Großbritannien, 2020.**
12. **Tuchler, S.; Chen, Z.; Copeland, CD Mehrpunkt-Formoptimierung eines Automobil-Radialkompressors mit einem gekoppelten Computergestützte Strömungsdynamik und genetischer Algorithmus-Ansatz.** Energy **2018,** 165, **543–561. [CrossRef]**
13. **Behzadmehr, A.; Piaud, JB Aeroakustische Effekte einiger Parameter eines rückwärtsgekrümmten Radialventilators unter Verwendung von DOE.** HVAC&R Res. **2006,** 12, **353–365.**
14. **Qiu, S.; Deng, X. Mehrpunkt-Designoptimierung eines Fan-Blattes mit hohem Bypass-Verhältnis. In Proceedings des 30. Kongresses der Internationaler Rat der Luftfahrtwissenschaften, Daejeon, Republik Korea, 25.–30. September 2016.**
15. **Zangeneh, M. Eine kompressible dreidimensionale Entwurfsmethode für Radial- und Mischströmungsturbomaschinenschaufeln.** Int. J. Numer Methods Fluids **1991,** 13, **599–624. [CrossRef]**
16. **Okamoto, H.; Zangeneh, M.; Watanabe, H.; Goto, A. Entwurf eines Box-Fan-Rotors mit der 3-D-Inverse-Design-Methode. In Proceedings der IMechE International Conference on Fans, London, Großbritannien, 9.–10. November 2004.**
17. **Henner, M.; Neddadi, Y.; Demory, B.; Zangeneh, M.; Pemgie, F. Automobil-Gebläsedesign mit inverser Methode, angewendet auf Rad und Spirale. In Proceedings of the Fan 2015, Internationale Konferenz über Lüftergeräusche, Technologie und numerische Methoden, Lyon, Frankreich, 15.–17. April 2015.**
18. **Eisenmenger, C.; Frank, S.; Dogan, H.; Ochmann, M. Aerodynamische und aeroakustische Optimierung eines kleinen Radialventilators mit rückwärts gekrümmten Schaufeln mittels inversem Design. In Proceedings des 23. Internationalen Akustikkongresses, Aachen, Deutschland, 9.–13. September 2019.**
19. **Park, J.-S. Optimale Latin-Hypercube-Designs für Computerexperimente.** J. Stat. Plan. Inference **1994,** 39, **95–111. [CrossRef]**
20. **Chung, H.-S.; Alonso, JJ Multiobjektive Optimierung mit einem auf einem Approximationsmodell basierenden genetischen Algorithmus. In Proceedings des 10. AIAA/ISSMO-Symposiums für multidisziplinäre Analyse und Optimierung, Albany, NY, USA, 30. August–1. September 2004.**
21. **Siller, K.; Vob, S.; Nicke, E. Automatisierte multidisziplinäre Optimierung eines transsonischen Axialkompressors. In Proceedings des 47. AIAA Aerospace Science Meeting einschließlich des New Horizons Forum und der Aerospace Exposition, Orlando, FL, USA, 5.–8. Januar 2009.**
22. **Deb, K.; Agrawal, S.; Pratap, A.; Meyarivan, T. Ein schneller, elitärer, nicht dominierter genetischer Sortieralgorithmus für die Mehrzieloptimierung: NSGA-II. In Proceedings der Konferenz „Parallel Problem Solving from Nature VI“, Paris, Frankreich, 18.–20. September 2000; Seiten 849–858.**


**Haftungsausschluss/Anmerkung des Herausgebers: Die in allen Veröffentlichungen enthaltenen Aussagen, Meinungen und Daten sind ausschließlich die der einzelnen Autoren und Mitwirkenden und nicht die von MDPI und/oder den Herausgebern. MDPI und/oder die Herausgeber lehnen jegliche Verantwortung für Personen- oder Sachschäden ab, die aus den im Inhalt erwähnten Ideen, Methoden, Anweisungen oder Produkten resultieren.**

Machine Translated by Google

Internationale Zeitschrift für
*Turbomaschinen*
*Antrieb und Leistung*

MDPI

Artikel

# Verbesserung der Rotorbelastung und Unterdrückung der Statorbelastung Trennung durch Reduzierung des Blatt-Reihen-Abstands

**Zhuo Wang[1], Lin Du 1,* und Xiaofeng Sun[2]**

[1] Aeroengine Research Institute, Beihang University, Peking 100191, China
[2] Fakultät für Energie- und Energietechnik, Beihang-Universität, Peking 100191, China
* Korrespondenz: lindu@buaa.edu.cn

**Zusammenfassung: Zur Untersuchung der Auswirkungen des Schaufel-Reihen-Abstands in einem langsam laufenden einstufigen Kompressor wird eine Immersed Boundary-Methode (IB) angewendet. Der Vorteil der Verwendung einer IB-Methode besteht darin, dass die Rotor-/Stator- Schnittstelle eliminiert werden kann und somit die Schaufel-Reihen-Interaktion bei einem extrem kleinen Abstand berücksichtigt werden kann . Die IB-Methode wurde an interne Strömungsprobleme angepasst und die Adaptive Mesh Refinement-Technik (AMR) zusammen mit einem Wandmodell verwendet, um die Simulationen für Strömungen mit hoher Reynoldszahl zu erleichtern. Die Ergebnisse zeigten, dass sowohl der Druckanstieg als auch die Effizienz in den Fällen mit kleinerem Abstand höher waren . Vergleiche zwischen den Ergebnissen zweier Abstände, 35 % ca. und 3,5 % ca., werden hervorgehoben und weitere Analysen bei einem bestimmten Durchflusskoeffizienten zeigten, dass die Steigerung der Stufenleistung durch die Verbesserung der Rotorbelastung und die Unterdrückung der Strömungsablösung des Stators verursacht wurde. Entsprechend wurden Erhöhungen des Gesamtdruckanstiegs an den Rotor- und Statorauslässen von 0,5 % bzw. 4,3 % beobachtet. Obwohl der Anstieg am Rotorauslass viel geringer ist als am Statorauslass, liegt seine Bedeutung darin, dass sich in der Nähe der Nabe des Spalts ein höherer statischer Druck bildet, wodurch der ungünstige Druckgradient in diesem Bereich im Statordurchgang verringert wird. Diese Verbesserung unterdrückt die Strömungsablösung in der Nähe der Nabe des Stators und führt in der Folge zu einem erheblichen Ar**

**Schlüsselwörter: Immersed Boundary Method; Rotor/Stator-Interaktion; adaptive Netzverfeinerung**

check for updates

**Zitat: Wang, Z.; Du, L.; Sonne, X. Verbesserung der Rotorbelastung und Unterdrückung der Statortrennung durch Reduzierung des Schaufel-Reihen-Abstands.** Int. J. Turbomach. Propuls. Power **2023, 8, 6. https://doi.org/10.3390/ijtpp8010006**

**Wissenschaftlicher Herausgeber: Jérôme Boudet**

**Empfangen: 12. Oktober 2022**
**Überarbeitet: 11. Februar 2023**
**Akzeptiert: 22. Februar 2023**
**Veröffentlicht: 1. März 2023**

**Copyright: © 2023 bei den Autoren. Lizenznehmer MDPI, Basel, Schweiz.**

**Dieser Artikel ist ein Open Access-Artikel, der unter den Bedingungen und Bedingungen der Creative Commons Namensnennungs-Lizenz (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).**

## 1. Einleitung

**Die axialen Schaufel-Reihen-Abstände in einem mehrstufigen Kompressor bestimmen maßgeblich dessen Gesamtgröße und -gewicht. Aufgrund des unermüdlichen Strebens nach Reduzierung von Größe und Gewicht einer Maschine ist es wünschenswert, dass die Abstände so klein wie möglich sind. Bei kleineren Abständen kommt es jedoch zu stärkeren Schaufel-Reihen-Wechselwirkungen, die eine bedeutende Rolle für die aerodynamische Leistung sowie für die Strömungsschwankungen spielen. Der entsprechende Effekt ist komplex und noch nicht vollständig verstande**

**Normalerweise nehmen bei einem langsam laufenden Kompressor Druckanstieg und Wirkungsgrad zu, wenn sich die Lücken verkleinern. Dieses Phänomen wurde durch die experimentellen Studien von Smith [1] und Mikolajczal [2] bestätigt. Die theoretische Analyse von Smith [3] zeigte, dass die Entwicklung des Rotornachlaufs im Stator dazu beitragen kann, dessen Geschwindigkeitsdefizit zu verbessern. Adamczyk [4]** schlug ein Modell vor , **um den Wiederherstellungsprozess des Gesamtdruckdefizits für den Rotornachlauf zu analysieren . Die Hauptidee von Smith [3] und Adamczyk [4] bestand darin, dass eine Verringerung der Lücken verhindern könnte, dass der Rotornachlauf vollständig vermischt wird, bevor er in den Statorkanal eintritt. Auf diese Weise würden die Mischungsverluste verringert und die Leistung verbessert. Dieser Mechanismus wurde auch von Deregel und Tan [5] in einer numerischen Studie beschrieben. Im Gegensatz dazu könnte sich bei einem transsonischen Kompressor eine Verringerung des Schaufelreihenspalts negativ auf die aerodynamische Leistung auswirken , da der Prozess von Stoßwirbeln eine bedeutende Rolle bei der Entstehung von Verlusten spielt. Ein kleinerer Schaufelreihenspalt könnte die Wechselwirkung zwischen Stößen und Wirbeln verstärken und infolgedessen d**

Machine Translated by Google



In den Arbeiten von Smith [3], Adamczyk [4], Deregel und Tan [5] wurde die Variation der Rotorbelastung nicht berücksichtigt und der Beitrag des Rotors zur Leistungssteigerung war unbekannt. Tatsächlich ist es auch schwierig, die Strömungseigenschaften eines Rotors oder eines Schaufelreihenspalts zu messen, weshalb ihnen weniger Aufmerksamkeit geschenkt wird. Später führten Du et al. [10,11] eine Reihe von numerischen Simulationen der Schaufelreiheninteraktionen bei verschiedenen Spalten durch und fanden heraus, dass der Rotor bei kleiner werdender Spalte mit höherer Belastung arbeitete. Du et al. [10,11] schlugen außerdem einen Wirbelauftriebsmechanismus zur Erklärung dieses Phänomens vor, da eine instationäre Wirbelablösung an der Hinterkante des Rotors beobachtet wurde, wenn das Rotorblatt über eine Statorleitschaufel strich. Die Wirbel wurden durch die Reduzierung der Spalte aufgrund der stärkeren Schaufelreiheninteraktion verstärkt, wodurch die Schwankung und auch der Durchschnitt der Rotorbelastung zunahmen. Der instationäre Prozess der Wirbelablösung wurde von Xu et al. bestätigt. [12] haben PIV-Messungen in einer winzigen Pumpe durchgeführt, und in ihren numerischen Simulationen wurde auch bei kleineren Lücken ein höherer Rotorhub erzielt. Die Studien von Du et al. [10,11] durch 2D-Simulationen legten nahe, dass die Rotorbelastung durch Reduzierung der Lücke verändert werden könnte . Ein wesentliches Problem ist die Abhängigkeit der Rotorbelastung von der Stufenlücke unter 3D-Strömungsbedingungen, die für die vorliegende Studie von Interesse ist.

Wenn mehrere Schaufelreihen in den Simulationen berücksichtigt werden, werden Netzschnittstellen zwischen den Blöcken der verschiedenen Schaufelreihen konstruiert, und zusätzliche Behandlungen der Schnittstellen sind erforderlich. Rai [13], Jorgenson und Chima [14] verwendeten geflickte und überlagerte Gitter für Rotor/Stator-Konfigurationen, um den instationären Effekt der Schaufel-Reihen-Interaktion zu simulieren. Eine Schicht aus Scherzellen zwischen den Gittern des Rotors und des Stators wurde von Giles [15] in den instationären Simulationen für eine transsonische Turbine übernommen. Obwohl die oben genannten Techniken für Rotor-/Statorschnittstellen in der Praxis weit verbreitet sind, besteht ein Nachteil darin, dass es schwierig ist, die Netzqualität am Spalt der Schaufelreihen sicherzustellen, wenn zwei Schaufelreihen sehr nahe beieinander liegen, d. h. wenn der Spalt weniger als 10 % des ca. beträgt. Manchmal ist es sogar unmöglich , ein verfügbares Netz für den Fall mit einem extrem kleinen Reihenspalt zu erzeugen. Aufgrund dieser Einschränkung schien der minimale axiale Spalt in den meisten numerischen Studien, die den Effekt des Schaufel-Reihen-Spalts berücksichtigen, siehe z. B. Hsu und Wo [ 16], Przytarski und Wheeler [17], bei etwa 10ÿ30 % des ca. zu liegen, und Untersuchungen bei kleineren Spalten wurden noch nicht veröffentlicht. Darüber hinaus führt der Flussinformationsaustausch an den Blockschnittstellen auch zu zusätzlichen Fehlern, wenn das Netz zwischen den beiden Reihen bei einem kleinen Spalt stark verzerrt ist. Folglich ist die numerische Zuverlässigkeit in dieser Situation höchst fraglich.

Die oben genannten Schwierigkeiten können durch die Verwendung von Immersed Boundary (IB) -Methoden überwunden werden , die Probleme mit beweglichen Rändern und komplexe Geometrien effizient bewältigen können [18–20]. Zhong und Sun [21] berichteten über die Anwendung einer IB-Methode auf das Flatterproblem in Turbomaschinen, und Du et al. [10,11] untersuchten die Wirkung der Rotor-/Statorwechselwirkung bei kleinen Stufenspalten und betrachteten auch den aerodynamischen Vorteil der Neigung des Stators durch eine IB-Methode. Chen et al. [22] verwendeten eine IB-Methode, um die instationäre Schaufelbelastung für einen Kompressor bei einem kleinen Spalt zu berechnen, und ihr Profil zeigte eine gute Übereinstimmung mit den experimentellen Daten. Mit einem Verfahren höherer Ordnung können IB-Methoden auch verwendet werden, um die durch Schaufelschwingungen verursachte akustische Resonanz zu untersuchen [23]. Diese numerischen Studien zeigten die Fähigkeit von IB-Methoden, die instationären Probleme in Turbomaschinen mit mehreren Schaufeln zu simulieren , die jedoch nur auf 2D-Konfigurationen beschränkt waren und daher auf kartesischen Gittern durchgeführt werden konnten. Für 3D- und turbulente Strömungsbedingungen mit beweglichen Rändern gibt es aufgrund der enormen Gitter, die die kartesischen Gitter benötigen, weniger entsprechende Untersuchungen. Um den Turbulenzeffekt bei Verwendung einer IB-Methode zu berücksichtigen, sind adaptive Netzverfeinerung (AMR) [24–28] und Wandfunktionen [29–34] zwei gängige Methoden zur Beschleunigung der Simulationen, und sie wurden hauptsächlich auf externe Strömungsbedingungen angewendet. Bei internen Strömungsproblemen, die für die vorliegende Studie von Interesse sind, können die Strömungskanäle größer sein als die inneren Körper. Die direkte Auflösung der Strömungskanäle mithilfe ein

Machine Translated by Google



**Interne Strömungen unter Verwendung von IB-Methoden sind noch nicht eingehend untersucht. In diesem Dokument wird eine hybride Netzstrategie mit einem an den Strömungskanal angepassten Einzelblock-Körpernetz und einer IB-Methode zur Modellierung der internen Körper verwendet. Mit einigen Modifikationen kann die IB-Methode auf ein allgemeines krummliniges Gitter erweitert werden. Mit diesen Techniken kann die Auswirkung der Spaltreduzierung mithilfe einer IB-Methode mit erschwinglichem Rechenaufwand leicht untersucht werden.**

**In diesem Dokument wird eine in unserem Labor durchgeführte numerische Studie zum Einfluss des Stufenabstands in einem langsam laufenden einstufigen Kompressor vorgestellt, der in den veröffentlichten Arbeiten [35–39] als TA Die AMR-Technik wurde an die IB-Methode angepasst, um die lokale Netzauflösung sowohl für den Rotor als auch für den Stator dynamisch zu verbessern. Eine Wandfunktion wurde verwendet, um die Effizienz der Simulationen für interne Strömungen mit hoher Reynolds-Zahl weiter zu verbessern. Die Leistungssteigerung, die durch Rotor und Stator einzeln beigetragen wird, sowie die entsprechenden Strömungsschwankungen sind von großem Interesse. Der Artikel ist wie folgt aufgebaut: Abschnitt 2 stellt die verwendeten numerischen Methoden vor, einschließlich der maßgebenden Gleichungen, der Gitterbildung und der an die internen Strömungsprobleme angepassten IB-Methode. Zur Validierung werden Vergleiche mit experimentellen Daten angestellt und auch die numerische Konvergenz wird untersucht . Dann werden Simulationen bei zwei verschiedenen Lücken durchgeführt und die entsprechenden Ergebnisse in Abschnitt 3 vorgestellt und diskutiert, einschließlich der allgemeinen Leistungssteigerung und ihrer spannweiten Verteilung, des Strömungsmechanismus und der instationären Eigenschaften. Abschließend wird in Abschnitt 4 ein kurzes Fazit gezogen .**

## 2. Numerische Methoden

### 2.1. Maßgebende Gleichungen

**Die Strömungen werden durch die dreidimensionale kompressible Navier-Stokes-Gleichung bestimmt. tionen, und ihre konservativen Formen werden wie folgt geschrieben:**

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}\int_{\Omega}\rho\,d\Omega + \int_{\partial\Omega}\rho(u\cdot n)dS &= 0, \\ \frac{\partial}{\partial t}\int_{\Omega}\rho u\,d\Omega + \int_{\partial\Omega}[\rho u(u\cdot n) + pn]dS &= \int_{\partial\Omega}(\tau\cdot n)dS, \\ \frac{\partial}{\partial t}\int_{\Omega}\rho E\,d\Omega + \int_{\partial\Omega}\rho H(u\cdot n)dS &= \int_{\partial\Omega}q\cdot n\,dS + \int_{\partial\Omega}(\tau\cdot u)\cdot n\,dS, \end{aligned} \tag{1}$$

**wobei** u = **[u1, u2, u3] der Strömungsgeschwindigkeitsvektor ist.** $E = cvT + \frac{u^2}{2}$ **ist die Gesamtenergie pro Masseneinheit und** H = E + **p/ρ stellt die Gesamtenthalpie pro Masseneinheit dar.** τ **ist der Reibungsspannungstensor und seine Komponente** τik **kann wie folgt berechnet werden:**

$$\tau_{ik} = (\mu + \mu_T)\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_k} + \frac{\partial u_k}{\partial x_i}\right) - \frac{2}{3}\rho k\delta_{ik} = (\mu + \mu_T)\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_k} + \frac{\partial u_k}{\partial x_i} - \frac{2}{3}\frac{\partial u_j}{\partial x_j}\delta_{ik}\right) - \frac{2}{3}\rho k\delta_{ik} \tag{2}$$

**μ ergibt sich aus dem Sutherland-Gesetz.** q **ist der Wärmestrom, der wie folgt ausgedrückt wird:**

$$q = -c_p\left(\frac{\mu}{Pr} + \frac{\mu_T}{Pr_T}\right)\frac{\partial T}{\partial x_i} \tag{3}$$

**Das ideale Gasgesetz lautet:**

$$p = \rho RT. \tag{4}$$

**Die turbulenten Verhaltensweisen werden durch die Lösung der instationären Reynolds-gemittelten Die Navier–Stokes–Gleichungen (URANS) werden mit dem Spalart–Allmaras–Modell (SA) mit einer Gleichung [40] kombiniert. Die maßgebende Gleichung für die Turbulenzfeldvariable lautet:**

$$\frac{\partial\rho\tilde{\nu}}{\partial t} + \frac{\partial\rho\tilde{\nu}u_j}{\partial x_j} = c_{b1}[1 - f_{t2}]\tilde{S}\rho\tilde{\nu} - \left[c_{w1}f_w - \frac{c_{b1}}{\kappa^2}f_{t2}\right]\rho\left(\frac{\tilde{\nu}}{d}\right)^2 + \frac{1}{\sigma}\left[\frac{\partial}{\partial x_j}\left((\mu + \rho\tilde{\nu})\frac{\partial\tilde{\nu}}{\partial x_j}\right) + c_{b2}\rho\frac{\partial\tilde{\nu}}{\partial x_i}\frac{\partial\tilde{\nu}}{\partial x_i}\right] \tag{5}$$

Machine Translated by Google



**Die Turbulenzwirbelviskosität** μT **wird wie folgt berechnet:**

$$\mu T = \ddot{y}\ddot{y}\hat{} \ \mathbf{fv1}, \quad \textbf{(6)}$$

**Der konvektive Fluss auf den Zellflächen wird mit dem Standard-Roe-Schema [41] berechnet, und für Strömungsbedingungen mit niedriger Mach-Zahl wird eine Niedriggeschwindigkeitsmodifikation [42]** implementiert. Um **eine räumliche Genauigkeit zweiter Ordnung zu erreichen, wird innerhalb der Zellen die MUSCL-Interpolation [43] verwendet , um die Variablenverteilung zu rekonstruieren. Ein Zentraldifferenzenverfahren zweiter Ordnung und ein Runge-Kutta-Verfahren dritter Ordnung werden angewendet, um den viskosen Fluss bzw. die zeitlichen Ableitungen zu berechnen.**

## 2.2. Gitterstrategie

**Herkömmliche IB-Methoden modellieren eine Wandgrenze immer auf einem kartesischen Gitter, und die Verfeinerung des Gitters auf einen bestimmten Bereich erhöht auch die Zelldichte im Fernfeld. Der entsprechende Rechenaufwand ist bei 3D- und turbulenten Strömungen untragbar, was auch die weitere Anwendung von IB-Methoden einschränkt. Für Turbomaschinenanwendungen sind kartesische Gitter , die größer als die Kanäle sind, erforderlich, da die Strömungskanäle normalerweise nicht kubuskonform sind, wenn die IB-Methode zur Modellierung sowohl des Strömungskanals als auch der Schaufeln verwendet wird, wie das Beispiel in Abbildung 1a zeigt. Im Fall von Abbildung 1a** müssen sowohl die Kanalwände als auch die Schaufeln **durch zusätzliche Gitterverfeinerung aufgelöst werden, um die Auflösungsanforderung** zu erfüllen, was bei den Simulationen **mit einem kartesischen Gitter zu enormen zusätzlichen Zellen führen kann, insbesondere unter Bedingungen mit hoher Reynoldszahl.** Der **Strömungskanal ist jedoch** immer stationär und trägt nicht zu der für uns **interessanten Instabilität bei. Daher besteht keine Notwendigkeit, den Kanal mit der IB-Methode zu modellieren.**

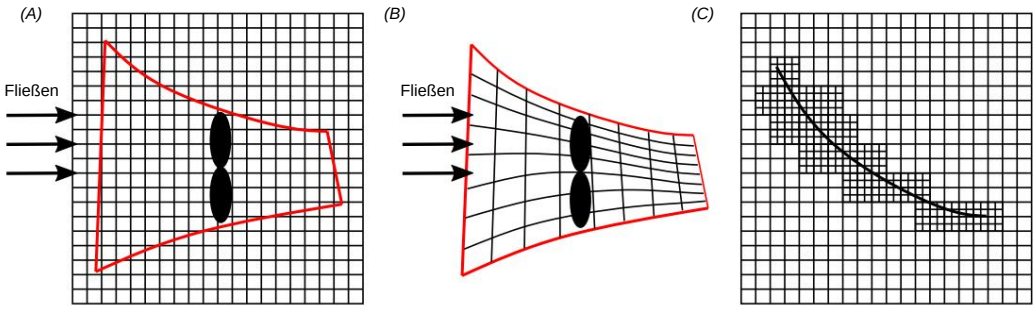



**Abbildung 1. Gitterstrategien für ein Turbomaschinenproblem: (a) Kartesisches Gitter, (b) kanalkonformes strukturiertes Gitter, (c) mehrstufiges Netz mit AMR. Die roten durchgezogenen Linien stellen den Kanal dar, und sowohl die schwarzen durchgezogenen Kreise in (a,b) als auch die schwarze durchgezogene Linie in (c) stellen die Schaufeln**

**Daher wurde in der vorliegenden Arbeit eine hybride Netzstrategie verwendet, bei der ein körperangepasstes Netz zum Anpassen des Strömungskanals und dann eine IB-Methode nur zum Modellieren der Schaufeln verwendet wurde. Zunächst wurde ein kurvilineares Netz mit einer Einzelblockstruktur verwendet, um den Kanal als Hintergrundnetz anzupassen, wie in Abbildung 1b dargestellt. Mit dem körperangepassten Netz für den Kanal wurden die Randbedingungen der Kanalwände auf die gleiche Weise wie bei den herkömmlichen körperangepassten Methoden festgelegt, wodurch die Verwendung zusätzlicher Zellen zum Auflösen des Strömungskanals durch die IB-Methode vermieden werden kann. Um dann die Netzauflösung in der Nähe der mit der IB-Methode modellierten Schaufeln lokal zu verbessern , wurde die Technik der adaptiven Netzverfeinerung (AMR) eingesetzt, um die Gitterdichte in der Nähe der Schaufeln zu erhöhen, ohne zusätzliche Zellen im Fernfeld zu erzeugen, wie in Abbildung 1c dargestellt. AMR hat sich als effektive Methode zur lokalen Verbesserung der Netzauflösung für Strömungsstrukturen mit hohem Gradienten [44,45] oder Wandränder [26,27,46] erwiesen. Infolgedessen kann die Zellenzahl für 3D- und turbulente Fälle im Vergleich zu den herkömmlichen IB-Ansätzen deutlich reduziert werden. Beachten Sie, dass bei der vorliegenden Netzstrategie die IB- Methode auf einem krummlinigen Gitter statt auf**

Machine Translated by Google



2.3. Interne Klingenbehandlung

**Zur Modellierung der inneren Schaufeln wurde hier eine Sharp-Interface-IB-Methode verwendet ,** die erstmals **von Gilmanov et al. [47], Gilmanov und Sotiropoulos [48]** für das kartesische Gitter vorgeschlagen wurde . **Alle Gitterzellen werden zunächst in zwei Typen eingeteilt: Flüssigkeitszellen und Feststoffzellen, die sich jeweils an der Außen- und Innenseite der Innenwände befind Die Strömungsmengen der Festkörperzellen sind unbedeutend. Darüber hinaus werden die beiden Schichten von Flüssigkeitszellen, die an die Festkörperzellen angrenzen, als Randzellen bezeichnet, so dass die Festkörperzellen bei der Berechnung der räumlichen Ableitungen nicht berücksichtigt werden. Die Strömungen an den übrigen Flüssigkeitszellen werden durch Lösen der maßgeblichen Gleichungen bestimmt.**

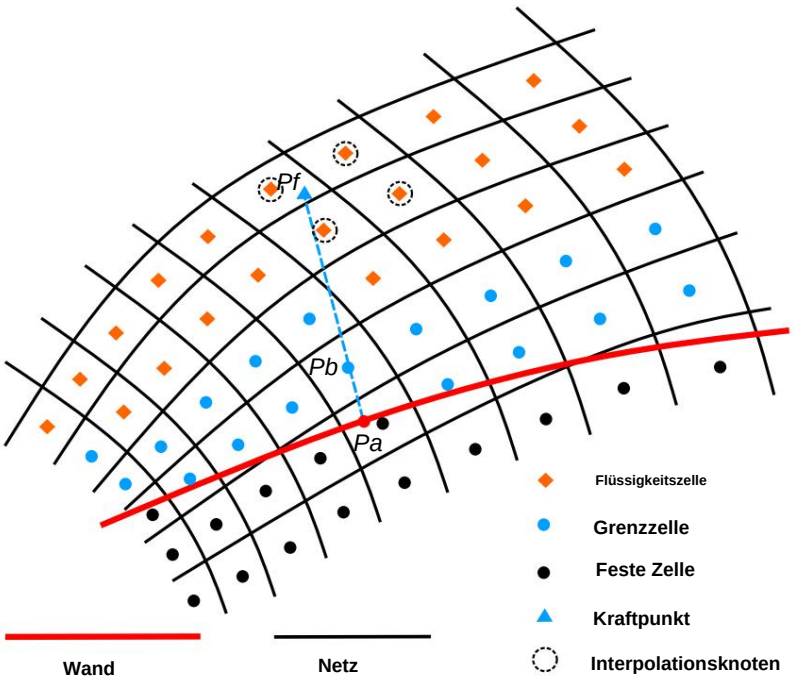



**Abbildung 2. Zellklassifizierung für das krummlinige Gitter in der Nähe der Wand.**

**Um die Randbedingung für jede Randzelle, z. B.** Pb **in Abbildung 2, festzulegen, wird zunächst ein von Flüssigkeitszellen umgebener Zwangspunkt ermittelt, der als** Pf bezeichnet wird . f Pb **ist senkrecht zur Wand, wobei** Pa **der Projektionspunkt auf der Wand ist. Mit den bekannten Strömungsmengen bei** Pf **und** Pa **und angenommenen Verteilungen für die Strömungsmengen innerhalb der von der IB- Methode übernommenen Grenzschicht können auch die Mengen bei** Pb **ermittelt werden. Der Abstand zwischen** Pf **und** Pb **wird in diesem Dokument als Zwangsabstand bezeichnet. Bei den traditionellen IB-Methoden mit scharfer Schnittstelle auf einem kartesischen Gitter sind die Zwangsabstände normalerweise für alle Randzellen festgelegt, was nicht angemessen ist, wenn das Gitter krummlinig ist und Zellen mit großem Seitenverhältnis enthält. Wie in Abbildung 3 gezeigt, wo die Wände mit unterschiedlichen Ausrichtungen von Zellen mit großem Seitenverhältnis umgeben sind,** kann **für die Randzellen C1 und C2, die sich jeweils nahe an den Wänden W1 und W2** befinden , **der gleiche Zwangsabstand ihre Zwangspunkte bei F1 bzw. F2** anordnen . **F1 liegt nahe einer benachbarten Zelle von C1 und es ist sinnvoll, die Mengen bei F1** zu verwenden , **um die Randbedingung bei C1** festzulegen. Im Gegensatz dazu gibt es zwischen **C2 und F2 mehrere Flüssigkeitszellen ,** deren **Ströme durch Lösen der Gleichungen statt durch angenommene Profile ermittelt werden. Daher** ist **F2** für **C2 ungültig** und ein näher an **C2 liegender Antriebspunkt ist erwünscht. Um sicherzustellen, dass die nahe Zelle zu** Pf **an die Randzellen angrenzt, wird die Antriebsdistanz adaptiv für verschiedene Randzellen bestimmt ,** wobei ihr Längen-/ Breitenverhältnis berücksichtigt wird. Daher gibt es zwischen Pb **und** Pf **nur wenige Zellen , die sicherstellen könn**

Machine Translated by Google



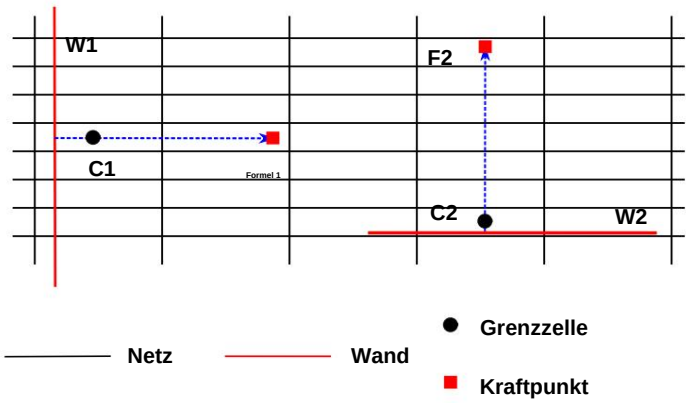



**Abbildung 3. Für unterschiedliche Wandausrichtungen wird die gleiche Antriebsdistanz verwendet.**

**Die inverse Distanz-Gewicht-Interpolation (IDW) wird angewendet, um die Durchflussmengen am Antriebspunkt** Pf **aus den benachbarten Durchflusszellen zu berechnen. Für die i-te Interpolationsschablonenzelle kann der entsprechende gewichtete Koeffizient** ÿi wie folgt geschrieben werden:

$$ÿi = (1{,}0/d \quad )/ \sum_{s=1}^{M} ÿ\,(1{,}0/d\ s\ ), \tag{7}$$

**wobei** di **die Entfernung vom Antriebspunkt zur i-ten Schablonenzelle ist.** k **ist der Leistungskoeffizient und wird auf 2 gesetzt. Um außerdem die Tangentialgeschwindigkeit bei** Pb zu erhalten , **wird eine explizite Turbulenzwandfunktion [49]** verwendet, **die durch Gleichung (8) gegeben ist:**

$$y^{+} = du^{+} + 0{,}1108[e^{0{,}4u} + ÿ\,1\,ÿ\,0{,}4u + \frac{(0{,}4\ \text{Einheiten}+)^2}{2} + \frac{(0{,}4\ \text{Einheiten}+)^3}{3!} + \frac{(0{,}4\ \text{Einheiten}+)^4}{4!}]. \tag{8}$$

**Für die Normalkomponente der Strömungsgeschwindigkeit wird eine lineare Verteilung angenommen. Der Druckgradient entlang der Normalrichtung der Wand wird als Null angenommen; daher ist der Druck bei** Pb **gleich dem bei** Pf . **Die Temperatur wird durch die Crocco-Busemann-Beziehung bestimmt:**

$$Tb = Tf + 2cp\ \frac{Pr1/3}{}(v^{2}_{f\,t,\,b} - ÿ\,v\,t,^{2}), \tag{9}$$

**wobei** vt **die Tangentialgeschwindigkeit bezeichnet. Zur Berechnung von ÿˆ an den Randzellen wird eine lineare Beziehung verwendet:**

$$ÿˆ = ÿuÿyb\ , \tag{10}$$

**wobei** yb **der Abstand von einer Randzelle zur Wand ist.**

### 2.4. Vergleich mit experimentellen Daten und Konvergenz

**In der vorliegenden numerischen Studie wurde das Modell eines hauseigenen Kompressors, TA36, berücksichtigt . Dieser Prüfstand wurde für die Untersuchung der Strömungsinstabilität im Kompressor entwickelt und es wurden umfassende experimentelle Ergebnisse bei der entworfenen Lücke bereitgestellt [35–39]. Sein Rotor und Stator bestehen aus 20 bzw. 27 Schaufeln mit einer Lücke von** ca. 35 %. **Die entworfene Betriebsdrehzahl beträgt 2930 U/min. Der Außendurchmesser beträgt 600 mm und das Naben-Spitzen-Verhältnis am Domänenauslass beträgt 0,7. Weitere Parameter zum Prüfstand finden Sie in den veröffentlic**

**In dieser Studie wurde ein Sektorbereich betrachtet, in dem sowohl der Rotor als auch der Stator mithilfe der IB-Methode modelliert wurden. Der Einlass und der Auslass des Bereichs wurden 2,0 ca vor der Vorderkante des Rotors und 3,2 ca hinter der Hinterkante des Stators** platziert . **Für jede Schaufelreihe wurde nur ein einziger Durchgang betrachtet, und daher wurde das Schaufelzahlverhältnis von Rotor und Stator auf 1:1 reduziert. Die Statorschaufel wurde in Simulationen entlang der Sehnenrichtung vergrößert, damit ihre Festigkeit erhalten blieb.**

Machine Translated by Google



**dasselbe mit der realen Maschine. Ein strukturiertes Einzelblocknetz wurde verwendet, um den Sektorbereich als Hintergrundnetz anzupassen, wie in Abbildung 4a gezeigt, das aus 140 × 30 × 130 Zellen bestand. Dann wurde AMR unter Berücksichtigung der Schaufelpositionen auf dem Hintergrundnetz ausgeführt, wodurch zusätzliche Ebenen zur Auflösung der Schaufeln erzeugt wurden, wie in Abbildung 4b gezeigt. Die Netzverfeinerung wurde dynamisch angepasst, um die Netzauflösung um das Rotorblatt herum beizubehalten. Der Gesamtdruck und die Gesamttemperatur wurden am Domäneneinlass festgelegt und ein Gegendruck wurde am Domänenauslass vorgeschrieben. Die rutschfeste Randbedingung wurde für die Abdeckung, die Nabe und die Schaufeln verwendet und die periodische Randbedingung wurde entlang der Umfangsrichtung übernommen.**

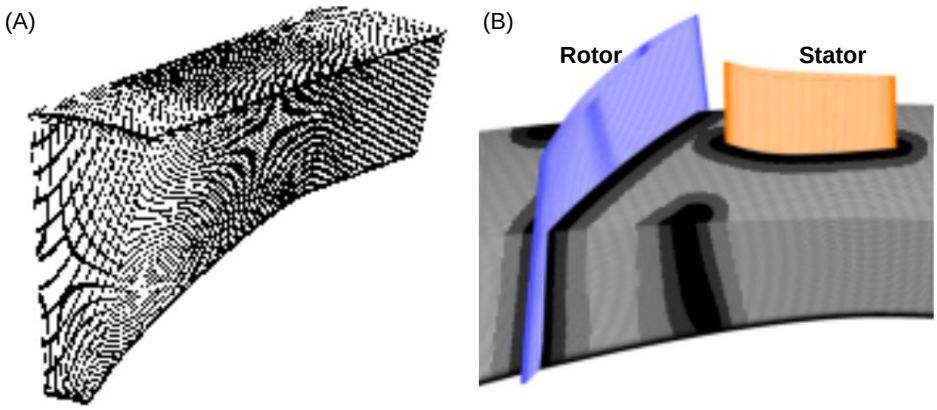



**Abbildung 4. In den Simulationen der Rotor-/Stator-Interaktion verwendetes Gitter: (a) das Hintergrundgitter (erste Ebene) für den Strömungskanal und (b) ein Teil des mehrstufigen Gitters mit AMR für die Schaufelpositionen.**

**Um die Gitterkonvergenz zu untersuchen, wurden Simulationen an der entworfenen Stufenlücke durchgeführt, indem Gitter mit unterschiedlichen Anzahlen von Verfeinerungsstufen (von 3 bis 6) verwendet wurden. Kurz gesagt wurden die Gitter in der Form IB-X benannt, wobei X die Nummer der Verfeinerur Die Verfeinerung von AMR wurde anhand eines Distanzkriteriums durchgeführt. Für jede Zelle einer groben Gitterebene wurde ihre kürzeste Distanz zu den Rotorblättern berechnet. Wenn sie niedriger war als die für diese Ebene festgelegte kritische Distanz, wurden die entsprechenden Zellen verfeinert und zusätzliche Zellen mit höherer Auflösung erzeugt. Die entsprechenden kritischen Distanzen für jede Gitterebene sind in Tabelle 1 angegeben. Folglich sind die entsprechenden Gesamtzellenzahlen jedes Gitters in Tabelle 2 angegeben, was darauf hindeutet, dass sich die Gesamtzellenzahl fast verdoppeln würde, wenn eine weitere Verfeinerungsebene hinzugefügt würde. Für jede Simulation wurde der Gegendruck schrittweise mit einem festen Intervall erhöht. Der Durchflusskoeffizient wird mit** *ÿ* **bezeichnet und seine Definition ergibt sich aus Gleichung (11):**

$$\ddot{y} = \frac{\mathbf{ua,in}}{\ddot{A}h}, \tag{11}$$

**wobei ua,in und** um **die ebene Mittelwert-Axialgeschwindigkeit am Domäneneinlass bzw. die Tangentialgeschwindigkeit in der Rotormitte sind. Alle in diesem Dokument vorgestellten statischen Drücke werden durch Gleichung (12) normalisiert:**

$$P^{\ddot{y}} = \frac{p\ \ddot{y}\ \mathbf{p1}}{0{,}5\ddot{y}1u_{M}^{2}}. \tag{12}$$

**Abbildung 5 zeigt die aerodynamischen Leistungen, die durch die Verwendung verschiedener Gitter erzielt wurden, einschließlich der Koeffizienten des statischen Druckanstiegs im Vergleich zum Gesamtdruck und der Wirkungsgrade. Die experimentellen Daten des Druckanstiegs sind zum Vergleich auch in Abbildung 5a enthalten. Wie in Abbildung 5a gezeigt, lagen die durch die verschiedenen Gitter erzielten Kennlinien nahe beieinander und alle zeigten eine gute Übereinstimmung mit den experimentellen Daten, Vergleiche in Abbildung 5b zeigten jedoch deutliche Diskrepanzen bei den adiabatischen Wirkungsgraden, wenn es weniger Verfeinerungsstufen gab. Um Konvergenz für den Wirkungsgrad bei jedem Durchflusskoeffizienten zu erreichen, waren mindestens 5 Gitterebenen erforderlich und nur geringe**

Machine Translated by Google



**Es konnten Unterschiede zwischen den Wirkungsgraden der Gitter IB-5 und IB-6 festgestellt werden . Daher wurde in der folgenden Studie das Gitter IB-5 verwendet. Da sich die adiabatischen Wirkungsgrade in Experimenten mit langsam laufenden Kompressoren nur schwer genau messen ließen, stehen die entsprechenden experimentellen Ergebnisse nicht zur Verfügung. Die** CFL- **Zahl wurde für alle Gitter auf 2,0 festgelegt, woraus sich ein dimensionsloser Zeitschritt von 5,12** × 10ÿ5 **für das Gitter IB-5 ergab, wobei die Referenzzeit** c/ut war . **Daher waren etwa 13590 Schritte erforderlich, damit der Rotor einen Schaufeldurchgang passieren konnte. Um die Unabhängigkeit der Ergebnisse vom Zeitschritt weiter zu untersuchen, wurde für das Gitter IB-5 auch eine Simulation für** CFL = **1,0 durchgeführt. Die entsprechenden Ergebnisse sind auch in Abbildung 5 enthalten, die nur sehr geringe Unterschiede zu den Ergebnissen von** CFL = **2,0 aufweist und damit darauf hinweist, dass die Verwendung von** CFL = **2,0 für das IB-5-Gitter die numerische Konvergenz sicherstellen könnte . Die Gesamtzellenzahl des IB-5-Gitters betrug fast 10 Millionen, während die traditionelle körperangepasste Methode bei der Behandlung desselben Problems möglicherweise nur etwa die Hälfte davon benötigt. Es ist bekannt, dass für die IB-Methoden mehr Gitterzellen erforderlich sind als für die körperangepasste Methode bei Strömungen mit hoher Reynoldszahl. Es war jedoch besser, die IB-Methode zu verwenden, um die Rotor-/Stator-Wechselwirkung bei einem so kleinen axialen Spalt wie dem in der vorliegenden Arbeit betrachteten zu behandeln, da es unter diesen Umständen sehr schwierig ist, ein qualitativ hochwertiges Netz mit einer glatten Rotor-/Stator-Schnittstelle für Bei den Simulationen mit dem IB-5-Gitter kostet das Verfolgen von 100.000 Schritten etwa 5760 CPU-Stunden. Insbesondere wurde die dynamische Anpassung aufgrund der Rotorbewegung alle 55 Schritte durchgeführt, und der entsprechende Zeitaufwand betrug etwa 2,8 % des Gesamtaufwands.**

**Tabelle 1. Kritische Distanzen für verschiedene Gitterebenen.**

| Rasterebene | Kritische Distanz (normalisiert durch c) |
|---|---|
| **Stufe 1** | **0,18** |
| **Stufe 2** | **0,07** |
| **Stufe 3** | **0,03** |
| **Stufe 4** | **0,01** |
| **Stufe 5** | **0,007** |

**Tabelle 2. Gesamtzahl der Zellen der Gitter mit unterschiedlichen Verfeinerungsstufen.**

| Gittergewebe | Gesamtzellenzahl |
|---|---|
| **IB-3** | **2,91 Millionen** |
| **IB-4** | **5,80 Millionen** |
| **IB-5** | **9,66 Millionen** |
| **IB-6** | **22,83 Millionen** |

**Um die Massenerhaltung vom Einlass bis zum Auslass des Bereichs zu untersuchen, sind die Durchflusskoeffizienten der beiden Ebenen sowie ihre Differenzen, die mit dem IB-5-Gitter ermittelt wurden, in Tabelle 3 aufgeführt. Die Betriebsbedingungen waren die in Abbildung 5 gezeigten. Es ist ersichtlich, dass die größte Differenz beim Massenstrom 0,82 % betrug, was bei Bedingungen nahe des Strömungsabrisses beobachtet wurde, und in anderen Fällen waren die Differenzen geringer. Daher wird angenommen, dass die Massenerhaltung sichergestellt werden kann, wenn die Strömung der Schaufel-Reihen-Interaktion mit der vorliegenden IB-Methode untersucht wird. Die folgende Diskussion konzentriert sich hauptsächlich auf die Auswirkung des Stufenspalts bei Arbeitsbedingungen um** *ÿ* **= 0,316. Um die Konvergenz in diesem Fall weiter zu quantifizieren ,** wobei die entsprechenden Leistungen, die mit dem IB-6-Gitter als **Referenzdaten ermittelt wurden ,** als Funktionen der Anzahl der Verfeinerungen in **Abbildung 6 für den Durchflusskoeffizient Es ist ersichtlich, dass sowohl die Fehler des Durchflusskoeffizienten als auch des Druckanstiegs mit zunehmender Anzahl der Ebenen abzunehmen schienen und beim IB-5-Gitter bei etwa 0,5 % lagen. Obwohl der Fehler der Effizienz leicht zunahm, als die Anzahl der Ebenen von 4 auf 5 erhöht wurde, war der entsprechende Unterschied beim IB-5-Gitter ziemlich gering, nämlich etwa 0,2 %. Daher könnte die Verwendung des IB-5-Gitters helfen,**

Machine Translated by Google



Genauigkeit und Rechenaufwand. Da die instationären Eigenschaften von großem Interesse waren, Außerdem wurde die Konvergenz der Druckschwankung beim Zielströmungszustand veranschaulicht. Abbildung 7 zeigt die vorhergesagten instationären Druckprofile einer Stelle auf der Statoroberfläche. Das war nahe der Vorderkante des 90%-Spannweitenabschnitts, wenn unterschiedliche Gitter verwendet wurden, und ihre quadratischen Mittelwerte (RMS) sind in Tabelle 4 aufgeführt. Wie man erkennen kann Aus Abbildung 7 geht hervor, dass das Zeitprofil des IB-5-Gitters mit dem des IB-6-Gitters übereinstimmte. Das Differenzverhältnis ihrer RMS-Werte betrug etwa 0,32 %. Daher wird angenommen, dass die Das IB-5-Gitter könnte auch konvergente Ergebnisse für die instationären Eigenschaften liefern.

Die Verteilung von $y^+$ am Rotorblatt für das 5-Ebenen-Netz ist in Abbildung 8 dargestellt. Beachten Sie, dass für jedes Segment der Oberfläche die $y^+$ Werte wurden aus ihren Antrieben entnommen Punkt. Das Maximum von $y^+$ schien sowohl beim Druck als auch bei der Saugflächen des Blattes. Beachten Sie, dass die entsprechenden numerischen Ergebnisse in den Arbeiten von Tamaki et al. [31], Berger und Aftosmis [32], Cai et al. [33], Constant et al. [34] mit dem gleiches $y^+$ Die Spanne stimmte auch gut mit den Vergleichsdaten überein, was unsere Vertrauen in das vorliegende 5-Ebenen-Netz.

**Tabelle 3. Massenströme am Einlass und an den Auslässen bei verschiedenen Betriebsbedingungen, ermittelt durch IB-5-Gitter.**

| Betriebszustand | Einlass | Auslauf | Differenz/Zulauf |
|---|---|---|---|
| 1 | 0,340 | 0,342 | 0,59 % |
| 2 | 0,329 | 0,328 | 0,30 % |
| 3 | 0,316 | 0,315 | 0,32 % |
| 4 | 0,302 | 0,303 | 0,33 % |
| 5 | 0,286 | 0,286 | 0 % |
| 6 | 0,266 | 0,265 | 0,37 % |
| 7 | 0,242 | 0,240 | 0,83 % |

**Tabelle 4. RMS-Werte des instationären Drucks aus Abbildung 7 und ihre Fehlerverhältnisse zum Referenzdaten.**

| Gittergewebe | Effektivwert | Fehlerquote |
|---|---|---|
| IB-3 | 0,3730 | 0,0652 |
| IB-4 | 0,3851 | 0,0348 |
| IB-5 | 0,4003 | 0,0032 |
| IB-6 | 0,3990 | Referenz |

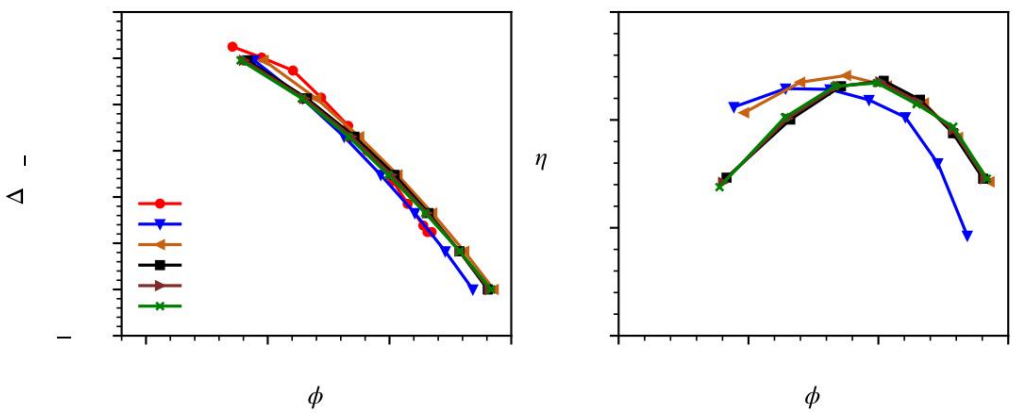



**Abbildung 5. Vergleich der im Experiment und im aktuellen IB erzielten Leistung Methode mit unterschiedlich vielen Verfeinerungsstufen: (a) Koeffizient des statischen/totalen Druckanstiegs; b) adiabatische Effizienz.**

Machine Translated by Google



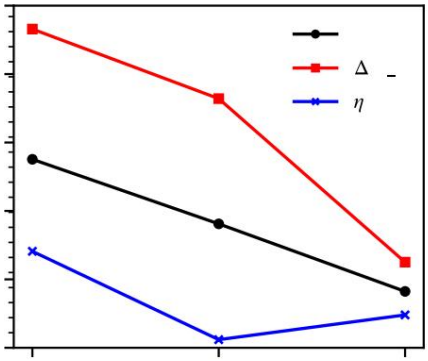



**Abbildung 6. Fehlerverhältnisse der Durchflusskoeffizienten, der Gesamtdruckanstiege und der Wirkungsgrade im Vergleich zu den Referenzdaten.**

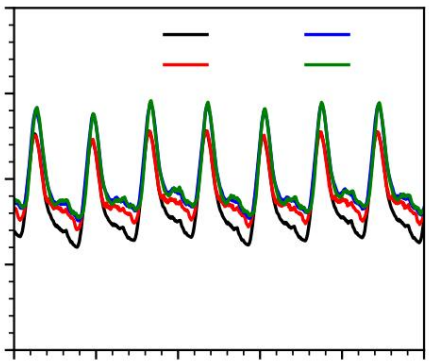


**Abbildung 7. Instationärer Druck, der durch die Verwendung unterschiedlicher Verfeinerungsstufen erzielt wird.**

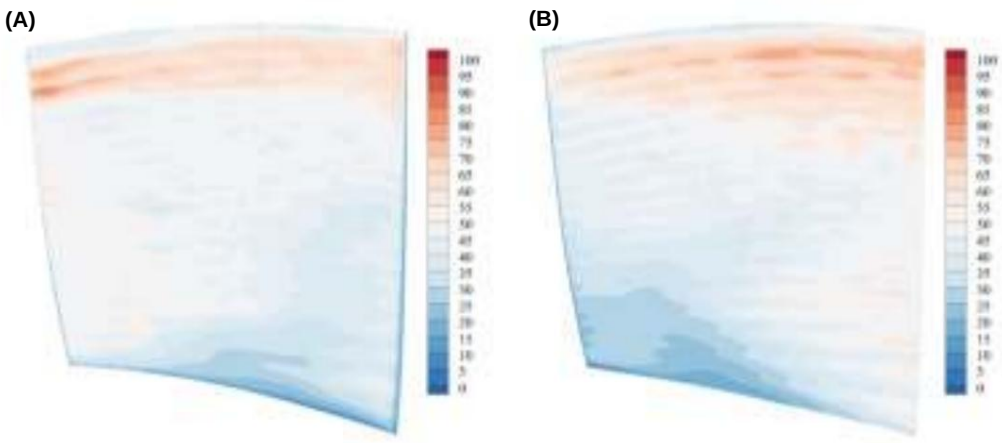



**Abbildung 8. Verteilungen von** $y^+$ **am Rotorblatt. (a) Druckfläche und (b) Saugfläche.**

### 3. Ergebnisse und Diskussionen

**Um die Wirkung des Stufenspalts zu untersuchen, wurde der axiale Abstand zwischen Rotor und Stator auf 10 % des geplanten Werts reduziert und seine Wirkung auf die Leistung und die Variation der Strömungseigenschaften numerisch untersucht. Für den Gegendruck, der den geplanten Massenstrom am geplanten Spalt erzeugt, wurden auch Simulationen an den anderen drei mittleren Spalten bei demselben Gegendruck durchgeführt, um zu untersuchen, ob die Variation der aerodynamischen Leistung konsistent war, wenn sich der Reihenspalt kontinuierlich änderte.**

Machine Translated by Google



**Die relativen Positionen von Rotor und Stator beim geplanten Spalt und dessen 10 % sind in Abbildung 9a bzw. b dargestellt. Beachten Sie, dass in diesem Dokument der axiale Abstand von der Hinterkante des Rotors und der Vorderkante des Stators auf der Nabenoberfläche als Spaltabstand gemessen wurde und der geplante Wert mit d0 bezeichnet wurde, d. h. d0** = 35 % ca. **Die Reduzierung des axialen Spalts wurde durch Anpassen der axialen Position des Stators bei festem Rotor erreicht. Insbesondere ist das 5-Ebenen-Netz auf der Nabenoberfläche für den kleineren S Die Generierung eines hochwertigen Netzes bei einem so kleinen Spalt ist für den traditionellen Body-Fitting-Ansatz eine Herausforderung ,** während es mit der IB-Methode leicht modelliert werden kann. Wie **aus Abbildung 10 ersichtlich , gab es in Strömungsrichtung von der Hinterkante des Rotors und der Vorderkante des Stators auf der Nabenoberfläche immer noch etwa 12 Zellen. Das in der vorliegenden Studie verwendete räumliche Schema erforderte, dass die ersten beiden nächstgelegenen Zellschichten in der Nähe der Schaufel im Fluidbereich als Randzellen markiert wurden und ihre Kraftpunkte sich daher immer in der Nähe der drittnächsten Zellschicht in der Nähe der Schaufel befanden. Daher würden sich selbst im Fall des kleinsten Spalts, der in Abbildung 10 dargestellt ist, die Auferlegungen der Randbedingung für Rotor und Stator nicht gegenseitig beeinflussen. Darüber hinaus betrugen für die entworfenen Fälle mit 10 % Spalt die entsprechenden axialen Abstände von der Hinterkante des Rotors und der Vorderkante des Stators im Spi**

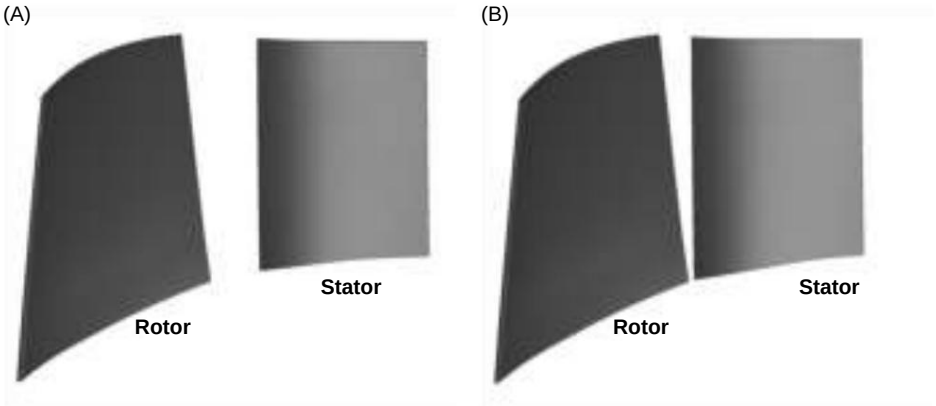



**Abbildung 9. Die relativen Positionen von Rotor und Stator bei: (a)** g = **d0 und (b)** g = 10 %d0.

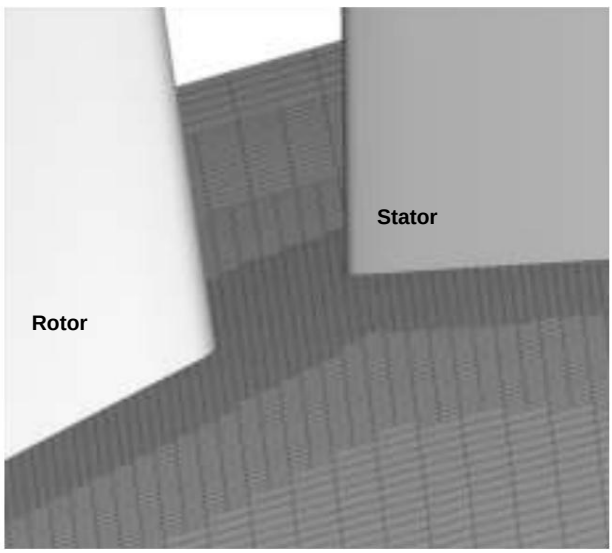



**Abbildung 10. Eine Nahaufnahme des 5-Ebenen-Netzes auf der Nabenoberfläche bei** g = 10ÿ%d0.

3.1. Gesamtleistung bei unterschiedlichen Lücken

**Abbildung 11a,b zeigt den Vergleich des Gesamtdruckanstiegs und der adiabatischen Effizienz bei zwei Lücken, d0 bzw.** 0,1d0 . **Es ist ersichtlich, dass bei jedem betrachteten Gegendrucl**

Machine Translated by Google



**Es wurde beobachtet, dass der Massenstrom, der Gesamtdruckanstieg und der Wirkungsgrad bei dem kleineren Spalt höher waren, was darauf hindeutet, dass durch eine Reduzierung des Stufenspalts eine Leistungssteigerung erzielt werden konnte. Die in Abbildung 11a markierten Fälle 1 bis 3 lagen nahe dem vorgesehenen Arbeitspunkt des Kompressors. Die Fälle 1 und 2 hatten den gleichen Gegendruck, aber unterschiedliche Spalte, deren Durchflusskoeffizienten 0,316 bzw. 0,318 betrugen. In den Fällen 1 und 2 führte die Reduzierung des Spalts von d0 auf 0,1d0 zu einer Erhöhung des Durchflusskoeffizienten um 0,7 % bzw. 3,1 % und des Gesamtdruckanstiegs der Stufe. Außerdem erhöhte sich der Stufenwirkungsgrad um 1,6 %. Um die Auswirkung des Reihenspalts bei gleichem Gegendruck weiter zu veranschaulichen, wurden für die Fälle 1 und 2 auch Simulationen bei den anderen drei moderaten Spalten zwischen d0 und 0,1d0 bei gleichem Gegendruck durchgeführt. Abbildung 12 zeigt die Variation der aerodynamischen Leistung als Funktion des Schaufel-Reihen-Spalts. Mit kontinuierlicher Verkleinerung des Reihenabstands konnten ein höherer Massenstrom, ein höherer Gesamtdruckanstieg und eine höhere Effizienz beobachtet werden. Dies lässt darauf schließen, dass die Abhängigkeit der aerodynamischen Leistung vom**

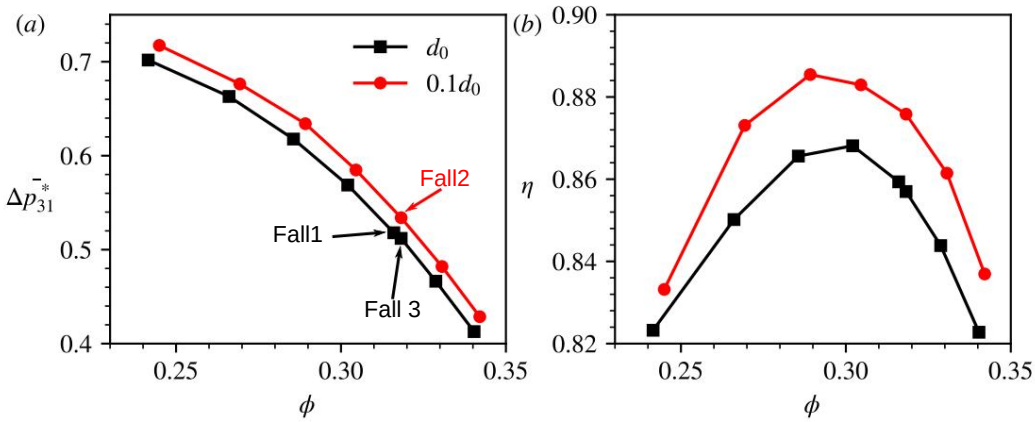



**Abbildung 11. Aerodynamische Leistung bei zwei Reihenlücken: (a) der Gesamt-zu-Gesamt-Druckanstiegskoeffizient und (b) der adiabatische Wirkungsgrad.**

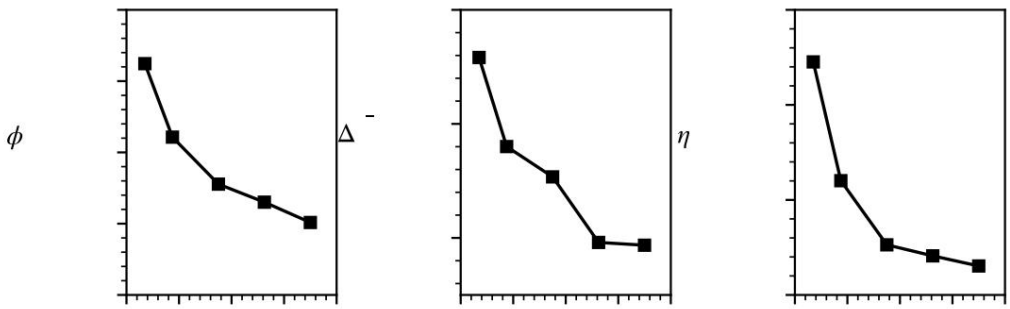



**Abbildung 12. Aerodynamische Leistung bei verschiedenen Reihenabständen und festem Gegendruck: (a) Massenstromrate , (b) Gesamtdruckanstiegskoeffizient und (c) adiabatische Effizienz.**

**Bei einem Unterschallkompressor kann der Mischverlust des Rotornachlaufs verringert werden, wenn der** Spalt kleiner wird. **Smith [3] und Adamczyk [4] haben die Leistungssteigerung damit erklärt . Du et al. [10,11] berichteten von einem Wirbelauftriebsmechanismus aufgrund der Wechselwirkung zwischen Schaufelblättern und Rotorblättern. Bei einem kleineren Stufenspalt war die Rotorbelastung höher. Daher tragen sowohl die Strömungsschwankungen des Rotors als auch des Stators zur Leistungssteigerung der Verdichterstufe bei, nachdem der Spalt verkleinert wurde. Das Hauptziel dieser Arbeit bestand darin, die Beiträge von Rotor und Stator** zu trennen . **In Experimenten kann dies eine Herausforderung darstellen, da Messungen bei einem schmalen Spalt normalerweise nicht zulässig sind.**

Machine Translated by Google



**Im Folgenden werden die Ergebnisse der Fälle 2 und 3 verglichen, deren Durchflusskoeffizienten beide 0,318 betrugen. Um die Beiträge der beiden Schaufelreihen zur Leistungssteigerung einzeln zu quantifizieren, zeigt Abbildung 13 die Zeitprofile des Gesamtdruckanstiegs am Rotor- und Statorauslass sowie das axiale Drehmoment des Rotorblatts für die Fälle 2 und 3, wobei ihre zeitlich gemittelten Werte ebenfalls durch die horizontalen gestrichelten Linien dargestellt sind. Es ist bemerkenswert, dass bei einer Verringerung des Spalts auch ihre Durchschnittswerte** höher zu sein schienen und für die **durchschnittlichen Gesamtdruckanstiege am Rotor- und Statorauslass jeweils Anstiege von 0,5 % und 4,3 % beobachtet wurden ,** wie in Abbildung **13a,c dargestellt. Entsprechend erhöhte sich auch das durchschnittliche axiale Drehmoment am Rotorblatt, dargestellt in Abbildung 13b, um 0,9 %, was bestätigt, dass der Rotor bei einer Verringerung des Spalts in einem höheren Belastungszustand arbeitete. Es fällt auf, dass der Nutzen des Stators größer ist als der des Rotors. Die folgende Diskussion zeigt, dass neben dem Beitrag zur Nachlaufrückgewinnung im Stator die Strömungsablösung in der Nähe der Statornabe durch die Reduzierung des Stufenspalts gut unterdrückt wird, was einen großen Einfluss auf die Leistung des Stators hat. Der höhere Dr**

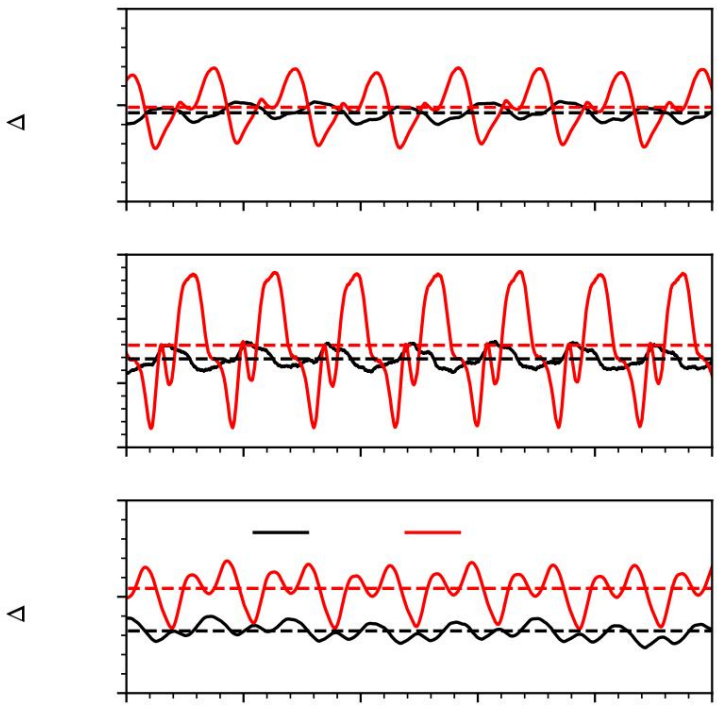


**Abbildung 13. Zeitprofile (a) des Gesamtdruckanstiegskoeffizienten am Rotorauslass, (b) des aerodynamischen Moments am Rotorblatt und (c) des Gesamtdruckanstiegskoeffizienten am Statorauslass.**

**Beachten Sie, dass sich die Auslässe des Rotors und des Stators** jeweils 1 % ca. **bzw.** 6 % ca. **stromabwärts ihrer Hinterkanten befanden. Der Rotorauslass wurde gleichzeitig als Statoreinlass behandelt . Da die Spaltänderung durch Anpassen der axialen Position des Stators erreicht wurde, war der Abstand vom Statoreinlass zum Stator bei einer Spaltänderung leicht unterschiedlich. Dieser Effekt war gering, da sich die Analyse hauptsächlich auf die Anzahl der Auslässe des Rotors und des Stators konzentrierte.**

### 3.2. Spannweite Verteilungen der Leistungssteigerung

**Das Verhältnis der Leistungssteigerung für den Rotor zwischen den Fällen 2 und 3 schien viel niedriger zu sein als das von Du et al. [10,11] durch 2D-Simulationen berichtete. D**

Machine Translated by Google



Der Stufenspalt war entlang der Spannweite ungleichmäßig, wie in Abbildung 9 gezeigt. Der Nutzen einer Spaltverkleinerung könnte auch entlang der Spannweite unterschiedlich sein. Um diese Abhängigkeit zu demonstrieren, zeigen Abbildung 14a,b die spannweiten Verteilungen des durchschnittlichen Gesamtdruckanstiegs an den Rotor- bzw. Statorauslässen, die erhalten wurden, indem zunächst die Übergangsdaten entlang der Steigung zu jedem Zeitpunkt und dann in einem Blattdurchgangszyklus gemittelt wurden. Beachten Sie, dass alle spannweiten Verteilungen im Folgenden auf Um die Leistungsunterschiede entlang der Spanne weiter zu quantifizieren, zeigt Abbildung 15a auch die inkrementellen Verhältnisse des Gesamtdruckanstiegs auf den beiden Ebenen bei Verringerung des Abstands. Aus Abbildung 14 ist ersichtlich , dass die Leistungsschwankungen in den Bereichen mit geringer Spanne, d. h. r < 0,6, sowohl für den Rotor als auch für den Stator nach Verringerung des Abstands deutlich waren. Die Beiträge von Rotor und Stator sowie die entsprechenden Durchflussschwankungen waren von besonderem Interesse, und die folgende Diskussion ko

Am Rotorauslass führte die Reduzierung des Spalts auf 0,1d0 zu einer Erhöhung des Gesamtdruckanstiegs im Bereich von r < 0,6 um 1 bis 2 %, wie in den Abbildungen 14a und 15 gezeigt. Im Gegensatz dazu war der Vorteil an den übrigen Spannweiten vernachlässigbar und sogar negativ. Eine solche Variation am Rotorauslass hing eng mit der ungleichmäßigen Spaltgröße entlang der Spannweite zusammen. Obwohl der Spalt an der Nabe auf einen extrem kleinen Wert reduziert wurde, wie in Abbildung 9 gezeigt, arbeitete der Spitzenbereich immer noch mit einem beträchtlichen Spalt, d. h. 24 %ca, und daher wies die Rotorleistung im Spitzenbereich keinen großen Unterschied auf. Dies verdeutlichte, dass bei kleiner werdendem Spalt die spannweitenverteilung des Spalts gut durch die 3D-Blattgeometrien der benachbarten Blattreihen bestimmt werden konnte . Die Erhöhung des Gesamtdruckanstiegs in Abbildung 14a nach der Spaltreduzierung deutete auch darauf hin, dass die Rotorbelastung durch die Reduzierung des Spalts verbessert werden könnte . Chung und Wo [50] haben eine Studie durchgeführt, um die potenziellen und Wirbeleffekte bei verschiedenen Schaufelreihenabständen aufzuteilen und fanden heraus, dass der potenzielle Effekt wichtig war, insbesondere wenn der Abstand weniger als 10 % der Schaufeltiefe betrug. Daher könnte im vorliegenden Fall, nachdem der Abstand auf 0,1d0 reduziert wurde, der potenzielle Effekt des Stators eine bedeutende Rolle bei der Druckverteilung im Stufenabstand spielen und somit die Rotorbelastung beeinflussen. Der potenzielle Effekt ist ein reibungsfreier Mechanismus und schließt den Effekt der Wirbelablösung aus. Du et al. [10,11] fanden heraus, dass die Wirbelablösung auch verstärkt würde, wenn der Abstand reduziert würde, was mit einer höheren momentanen Rotorbelastung einhergeht. Die Quantifizierung der Beiträge der instationären Wirbel und des potenziellen Effekts auf die Rotorbelastungs

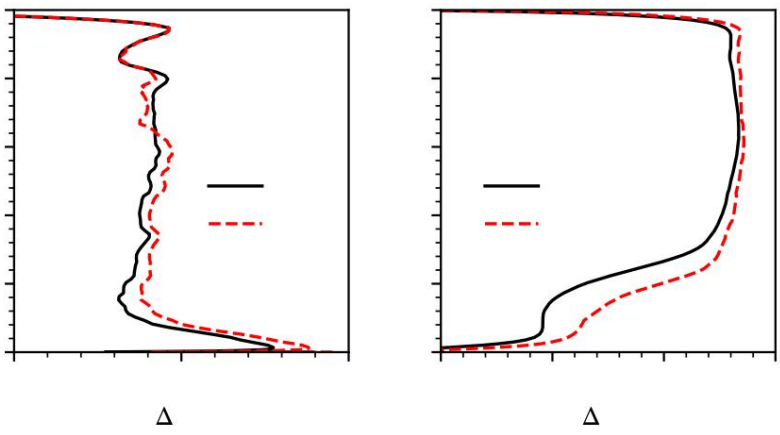



Abbildung 14. Spannweitenverteilung des gesamten Druckanstiegs (a) am Rotor- und (b) am Statorauslass.

Am Statorauslass wurde bei einer auf 0,1d0 reduzierten Lücke festgestellt, dass der Gesamtdruckanstieg an allen Spannstellen zunimmt, wie in Abbildung 14b dargestellt. Insbesondere war die Verbesserung im Bereich von r < 0,4 bemerkenswert, wie in Abbildung 15 dargestellt, und ihr maximales Verhältnis lag bei fast 16 %, was bei 20ÿ25 % der Spanne lag . An diesen unteren Spannstellen wurden alle entsprechenden Verhältnisse als höher als 8 % beobachtet. Im Gegensatz dazu war

Machine Translated by Google



**Der Gesamtdruckanstieg war im Bereich von** r > **0,4 am unbedeutendsten und lag unter 2 %. Um die Quelle der Leistungssteigerung im Stator weiter zu untersuchen, zeigt Abbildung 15b die spannweiten Verteilungen des Gesamtdruckverlustkoeffizienten zwischen den Auslässen** der beiden Schaufelreihen an den beiden Lücken. In Abbildung **15b ist zu sehen , dass nach der Reduzierung der Lücke die Reduzierung des Gesamtdruckverlusts im Spannweitenbereich von** r < **0,4 ber**

**Da die Verbesserung der Stufenleistung in diesem Spannbereich den Beitrag des Rotors bei weitem übertraf (siehe Abbildung 14), könnte der Beitrag des Stators der Hauptfaktor sein. Der Gesamtdruckverlust an anderen Spannstellen nahm nach der Spaltverkleinerung ebenfalls ab, jedoch nur in geringem Maße. Smith [1] berichtete von einer Steigerung des statischen Druckanstiegs bei einem langsam laufenden Kompressor um 2ÿ4 %, wenn der Spalt von 37 % der Sehne auf 7 % verkleinert wurde. Diese Steigerung ließ sich mit der Theorie der Nachlauferholung erklären, die** von Smith **[1,3], Deregel und Tan [5] auf die Verringerung des Mischverlusts im Rotornachlauf zurückgeführt wurde und deutlicher zu sein schien, wenn der Durchflusskoeffizient sank. In der vorliegenden Studie lag, wie im letzten Abschnitt erörtert, der Zieldurchflusszustand weit hinter dem Stallpunkt, aber die Steigerung des Gesamtdruckanstiegs am Statorauslass betrug 4,3 % und war damit fast doppelt so hoch wie der niedrigste bei Smith [1] gemessene Wert. Die Analyse der spannweiten Druckverteilungen in den Abbildungen 14 und 15 ergab, dass es die herausragende Verbesserung im Statornabenbereich war, die zu einem so höheren Gesamtverhältnis am Statorauslass führte. Der höhere Anstieg im Statornabenbereich ließ darauf schließen, dass möglicherweise unterschiedliche Strömungsphänomene vorliegen, die zu einer starken Reduzierung des Gesamtdruckverlusts führten. Andererseits** lag **das Nutzenverhältnis im Bereich von** r > **0,4 am Statorauslass nahe an den** von Smith **[1] berichteten experimentellen Daten , und die Reduzierung des Gesamtdruckverlusts nach der Reduzierung des Spalts war ebenfalls gering, was darauf hindeutet, dass der Nachlaufwiederherstellungsprozess bei der Leistungssteigerung in diesem Spannweitenbereich dominant war.**

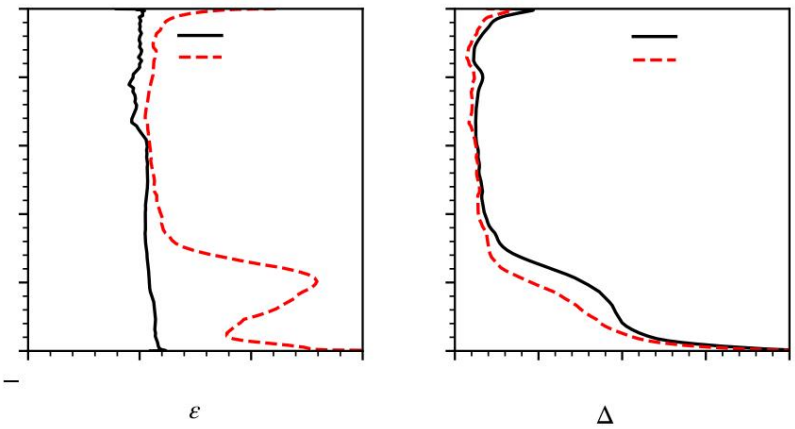



**Abbildung 15. Spannweitenverteilungen von (a) dem inkrementellen Verhältnis des gesamten Druckanstiegs an den Rotor- und Statorauslässen, wenn der Spalt von d0 auf 0,1d0** reduziert wird , **und (b) dem gesamten Druckverlustkoeffizienten des Stators an den beiden Spalten.**

3.3. Strömungsmechanismus

**Um die Erzeugung einer Leistungssteigerung durch die beiden Schaufelreihen zu untersuchen,** zeigen **die Abbildungen 16 und 17 die momentanen Verteilungen der Mach-Zahl und der Turbulenzviskosität des gleichen Moments für die beiden unterschiedlichen Lücken bei demselben untersuchten Strömungskoeffizienten. Diese Strömungskonturen wurden auf den 90%- und 20%-Spannungsabschnitten als Vertreter für die Ummantelungs- bzw. Nabenbereiche visualisiert. Wie in der zweiten Spalte der Abbildungen 16 und 17 gezeigt, waren die Strömungskonturen bei der extrem kleinen Lücke ebenfalls glatt und litten nicht unter der Diskontinuität, die durch die Schaufel-Reihen- Schnittstellen erzeugt wurde, die bei der Body-Fitted-Methode auftreten, was darauf hindeutet, dass die IB-Methode gut auf Simulationen von Mehrreihenmodellen mit kleinen Lücken angewendet werden kann. Für die beiden Lücken schienen ihre S**

Machine Translated by Google



**erste Reihe in Abbildung 16 bzw. 17. Bei reduziertem Spalt war auffällig, dass eine höhere Turbulenzintensität beobachtet werden konnte, wenn der Rotornachlauf im Fall des kleineren Spalts sowohl an der Ummantelung als auch an den Nabenbereichen auf den Stator auftraf, siehe die Bereiche, die in Abbildung 17b,d durch die rot gestrichelten Kreise markiert sind . In den Studien von Du et al. [10,11] wurde festgestellt, dass bei kleinem Spalt jedes Mal, wenn ein Rotorblatt über ein Statorblatt strich, ein starker instationärer Wirbel von der Hinterkante des Rotorblatts abfiel, wodurch die Schwingungsamplitude sowie der Mittelwert des Auftriebs des Blattes zunahmen. Normalerweise kann die Strömungsturbulenzintensität durch Wirbelstrukturen gut verstärkt werden, da die Stärke der Wirbelstärke Teil des Quellterms in der maßgeblichen Gleichung des SA-Turbulenzmodells ist. Nachdem die instationären Wirbel, die sich vom Rotorblatt abgelöst haben, auf das nachgeschaltete Statorblatt auftreffen, könnte die Turbulenzintensität weiter verstärkt werden. Andererseits bildete sich bei Verringerung des Abstands ein höherer Geschwindigkeitsgradient entlang der Richtung des Rotornachlaufs (siehe Vergleich der** Ma- **Konturen in Abbildung 16), der ebenfalls eine bedeutende Rolle bei der Zunah**

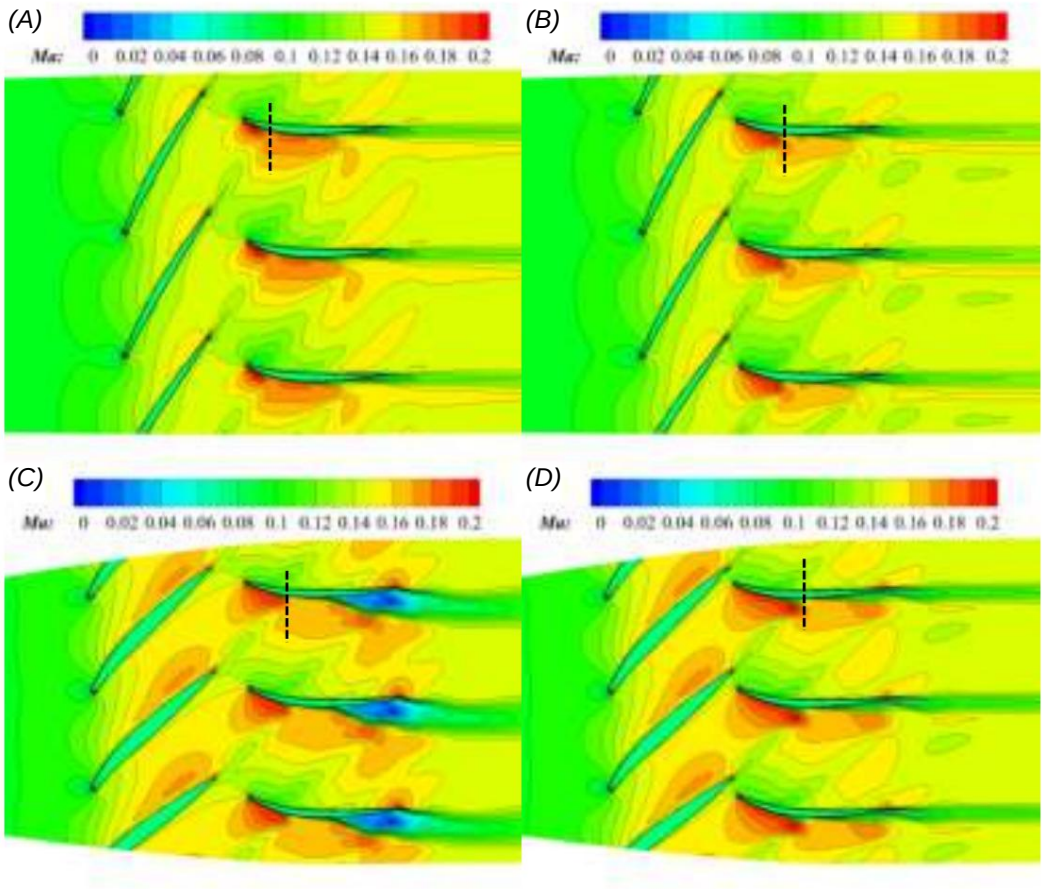



**Abbildung 16. Strömungskonturen von Ma auf zwei Spannweitenabschnitten bei** *ÿ* **= 0,318 für die beiden Lücken: (a) 90 % Spannweite und** g = **d0; (b) 90 % Spannweite und** g = 0,1d0; **(c) 20 % Spannweite und** g = **d0; (d) 20 % Spannweite und** g = 0,1d0.

**Die Abbildungen 16 und 17 zeigen, dass die Reduzierung des Spalts die Strömungsstrukturen im Nabenbereich stark beeinflusst. Bei dem vorgesehenen Spalt konnte eine Strömungsablösung in der Statornabe beobachtet werden, wie in den Abbildungen 16c und 17c dargestellt. Ein solches Phänomen tritt häufig bei Kompressoren mit hoher Belastung** auf **[51]. Diese Ablösung wird jedoch im Fall eines kleineren Spalts gut unterdrückt ,** wie in den Abbildungen **16d und** 17d **dargestellt . Was die Bestätigung der Autoren betrifft, wurde ein solcher Effekt der Spaltreduzierung bisher in keinem Experime Dies könnte daran liegen, dass die kleinsten Lücken, die in früheren numerischen Studien, z. B. Hsu und Wo [16], Przytarski und Wheeler [17],** berücksichtigt wurden, **durch die körperangepassten Gitter begrenzt waren und deutlich größer waren als die der vorliegenden Arbeit. Abbildung 18 zeigt auch die**

Machine Translated by Google



**Verteilungen von Ma an den beiden Spalten in einem stromabwärtigen Abschnitt 40 %ca zur Hinterkante des Stators . Neben dem Fall von** *ÿ* **= 0,318 wurden auch die Konturen bei** *ÿ* **= 0,241 als repräsentativ für den Zustand nahe des Stillstands einbezogen. Aus Abbildung 18a,c ist ersichtlich , dass in einem kleinen Bereich nahe der Statornabe bei** *ÿ* = 0,318 **eine Strömungsablösung** bestand **und die Reduzierung der Spalte die Ablösung im Nabenbereich fast vollständig unterdrückte. Als der Kompressor am Punkt nahe des Stillstands arbeitete, bestand zwar nach der Reduzierung der Spalte immer noch eine Strömungsablösung an allen Spannstellen, aber sowohl ihre Breite in der Steigung als auch die Bereiche mit der niedrigsten Mach-Zahl schrumpften, wie der Vergleich von Abbildung 18b,d zeigt, was darauf hindeutet, dass die Wirkung der Unterdrückung der Strömungsablösung nach der Reduzierung der Spalte im Zustand nahe des Stillstands immer noch eine bedeutende Rolle spielte .** Es ist bekannt, dass RANS-Modelle **ohne zusätzliche Modifikationen immer nicht in der Lage sind, Details von abgelösten und Spitzenleckströmungen genau zu erfassen . Die Ergebnisse in Abbildung 5a lassen jedoch darauf schließen, dass diese Ungenauigkeit bei der Vorhersage der Kompressorleistung unbedeutend war, da die numerischen Ergebnisse keine großen Unterschiede zu den experimentellen Daten auf Obwohl die Strömungsablösung im Stator ein Hauptaspekt der vorliegenden Studie war, wollten wir die Abhängigkeit dieser Ablösung vom Spalt hervorheben. Die durch die numerische Studie ermittelten Details der abgelösten Strömung, z. B. die Spannweitenlänge des Bereichs mit Ablösung, können von der Realität abweichen, aber die beobachtete Gesamttendenz bei einem kleiner werdenden Spalt ist dennoch inspirierend.**

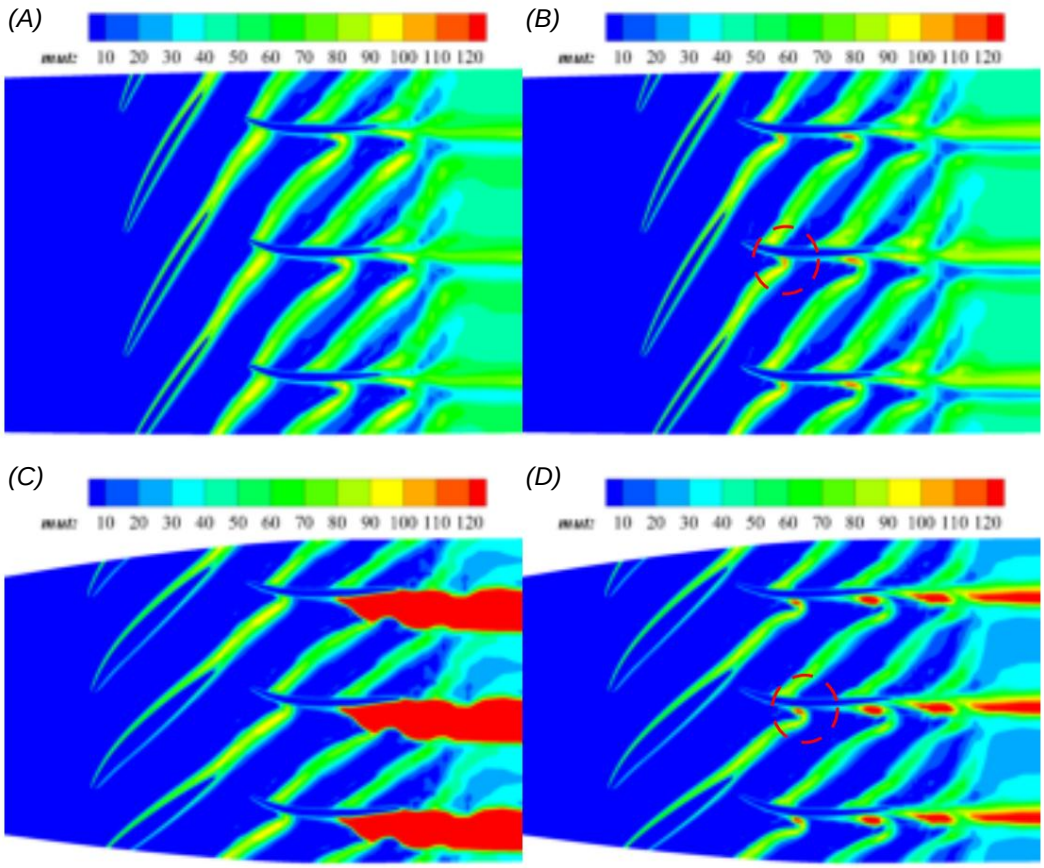



**Abbildung 17. Strömungskonturen der Turbulenzviskosität auf zwei Spannenabschnitten bei** *ÿ* **= 0,318 für die beiden Lücken: (a) 90 % Spanne und** g = **d0; (b) 90 % Spanne und** g = 0,1d0; **(c) 20 % Spanne und** g = **d0; (d) 20 % Spanne und** g = 0,1d0.

Machine Translated by Google



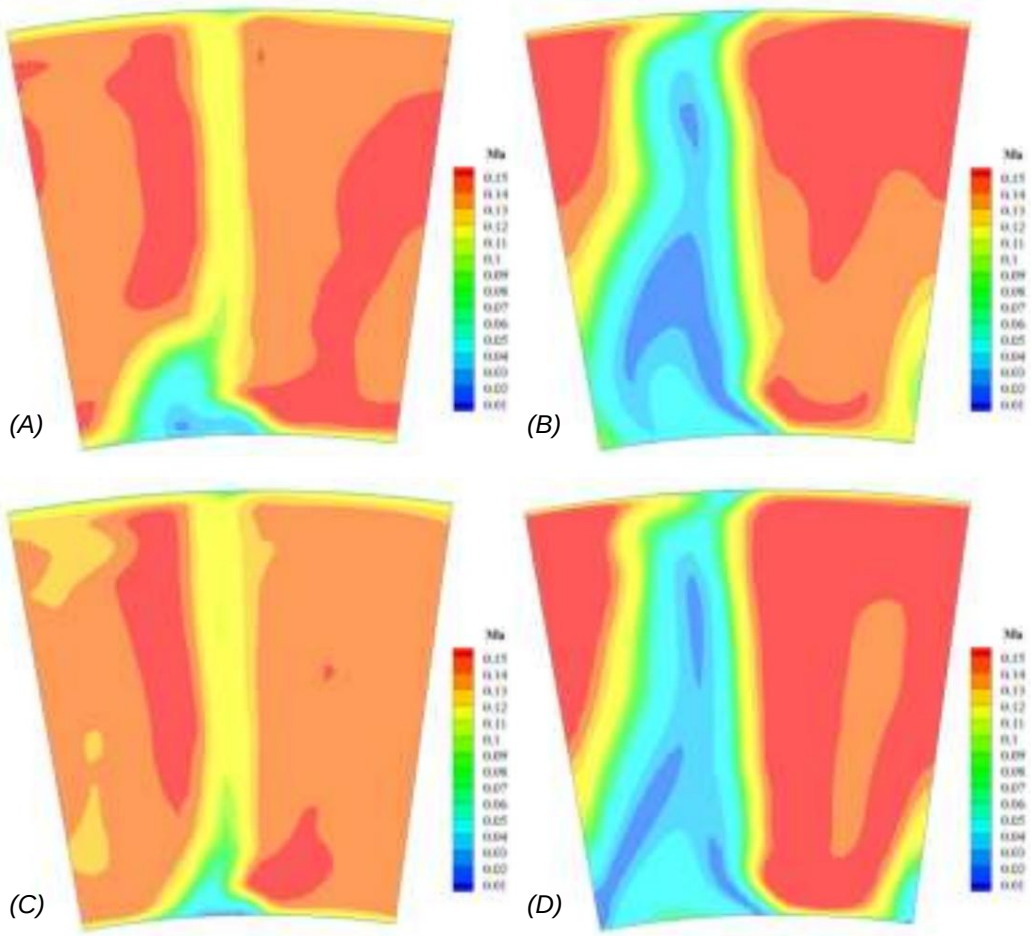



**Abbildung 18. Verteilungen von Ma im stromabwärtigen Abschnitt 40 %ca bis zur Hinterkante des Stators: (a)** g = **d0 und** ÿ = **0,318; (b)** g = **d0 und** ÿ = **0,241; (c)** g = **0,1d0 und** ÿ = **0,318; (c)** g = **0,1d0 und** ÿ = **0,241**

**Um die Ursache für die Unterdrückung der Strömungsablösung weiter zu analysieren, wurden die spannweiten Verteilungen der Strömungsgeschwindigkeit und des statischen Drucks an den Auslässen des Rotors und des Stators untersucht. Abbildung 19 zeigt die spannweiten Verteilungen der drei dimensionslosen Geschwindigkeitskomponenten am Rotorauslass an den beiden Spalten. Die Referenz für die** in Abbildung **19 gezeigten Geschwindigkeitskomponenten ist** ut . **Es ist ersichtlich, dass die drei Komponenten bei Verkleinerung des Spalts an allen Spannweitenstellen nahezu gleich blieben, was darauf hindeutet, dass die Einlassströmungswinkel des Stators an den beiden Spalten ebenfalls nahe beieinander lagen. Daher war die Unterdrückung der Strömungsablösung im Stator nicht auf die Änderung des Einlassströmungswinkels zurückzuführen .** In Abbildung **14a ist zu beobachten, dass der Gesamtdruckanstieg im Nabenbereich des Rotors nach Verkleinerung des Spalts zunahm. Da die Geschwindigkeitsverteilungen am Rotorauslass an den beiden Spalten nahezu gleich waren, konnte gefolgert werden, dass der größte Teil des Anstiegs des Gesamt**

**Abbildung 20 zeigt die spannweiten Verteilungen des statischen Drucks am Rotor- und Statorauslass für die beiden Spalte. Es kann bestätigt werden, dass der statische Druck am Rotorauslass an den meisten Spannweitenstellen zunimmt, wenn sich der Spalt verkleinert. Der Unterschied zwischen den statischen Drücken am Einlass und am Auslass des Stators in Abbildung 20 zeigte, dass der Durchfluss im Nabenbereich des Stators einen ungünstigen Druckgradienten erfuhr, der mit der Trennung in Zusammenhang stand. r1 und r2 in Abbildung 20 werden verwendet, um die Spannweitenhöhe des Bereichs mit ungünstigem Druckgradienten bei** g = **d0 bzw.** 0,1d0 zu bezeichnen . **Aufgrund der Zunahme des statischen Drucks im Stufenspalt nach der Spaltverkleinerung schrumpfte der Bereich mit ungünstigem Druckgradienten, d. h. r2 < r1. Diese Verbesserung komprimierte den Trennungsbereich und reduzierte so den Gesamtdruckverlust im Statornabenbereich weiter, was zu einer erheblichen Leistungssteigerung des Stators führte. Um dies weiter**

Machine Translated by Google



**die Strömungsschwankung am Statorauslass. Abbildung 21 zeigt die spannweiten Verteilungen der drei Geschwindigkeitskomponenten am Statorauslass, die durch** ut normalisiert sind . **In der Nähe der Nabe sind deutliche Unterschiede bei der Strömungsgeschwindigkeit zu beobachten, insbesondere bei den axialen und radialen Komponenten in Abbildung 21a bzw. c, und beide Komponenten waren im Fall des kleineren Spalts höher. Diese Unterschiede in der Strömungsgeschwindigkeit lassen darauf schließen, dass der Massenstrom im Stator-Nabenbereich zunahm und sich die durch die Strömungsablösung verursachte Blockade verbesserte. Zudem lagen die in Abbildung 21b dargestellten Umfangskomponenten an allen Spannweitenpositionen beim ausgelegten Spalt nahe** Null und wiesen nur geringe Unterschiede bei **unterschiedlichen Spalten auf.**

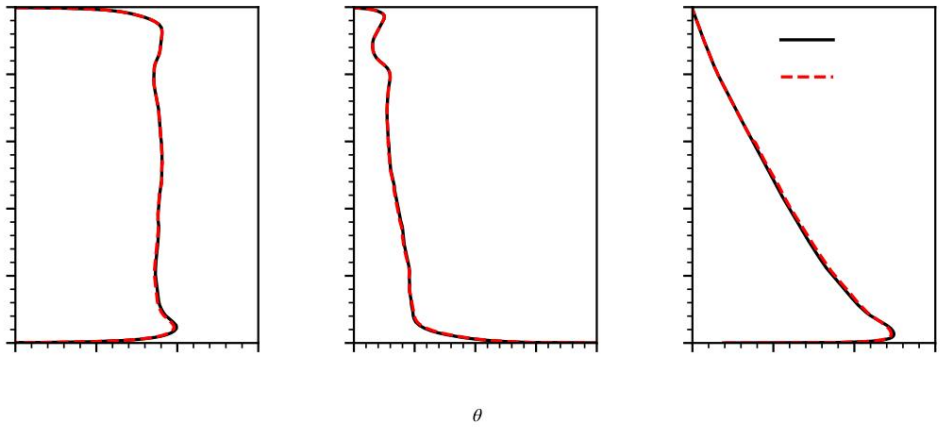



**Abbildung 19. Spannweitenverteilung der drei Geschwindigkeitskomponenten am Rotorauslass bei verschiedenen Stufenspalten: (a) axial; (b) zirkulär; (c) radial.**

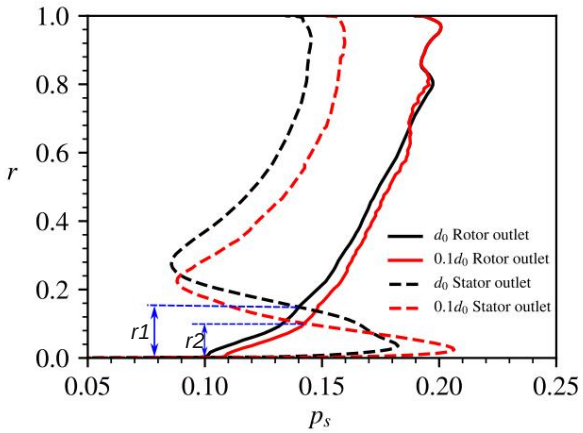



**Abbildung 20. Spannweitenverteilung des statischen Drucks am Rotor und den Statorauslässen bei verschiedenen Stufenlücken.**

**Aus den Abbildungen 19–21 ist ersichtlich, dass der Stator über den größten Teil der Spanne den Fluss beschleunigte und den Druck verringerte, was ein unerwartetes Verhalten für einen Kompressorstator war. Normalerweise sollte der Stator eines Kompressors sowohl die Flussrichtung ändern als auch den statischen Druck erhöhen. Der vorliegende Stator, der in einem langsam laufenden Kompressor arbeitet, wurde jedoch hauptsächlich für die Änderung der Flussrichtung mit einer sehr geringen Kapazität zur Erhöhung des statischen Drucks entwickelt. Wie aus Abbildung 4 ersichtlich, verengte sich der Flusskanal entlang der axialen Richtung. Daher beschleunigte sich der Fluss, nachdem er aus dem Rotor geflossen war. Da der Stator für einen Betrieb in einem Hochlastzustand (d. h. mit hohem Einlassflusswinkel , insbesondere in der Nähe der Nabe, siehe Abbildung 19) entwickelt wurde, trat eine Flussablösung in der Nabe des Stators aus, was zu einer weiteren Verringerung des Flussquerschnitts im Stator führte. All diese Faktoren führten dazu, dass der Fluss im Stator beschleunigte und der Druck somit sank. Unter diesen Bedingungen**

Machine Translated by Google



**Druckgradient könnte helfen, die Strömungsablösung zu unterdrücken. Insbesondere nachdem der Spalt verkleinert und die Strömungsablösung teilweise unterdrückt wurde, verbesserte sich auch die Blockade im Nabenbereich, was zu einem geringeren Rückgang des statischen Drucks im Statorkanal führte ( siehe den Bereich von** r > **0,3 in Abbildung 20) und zu einer Erhöhung der axialen Strömungsgeschwindigkeit im Nabenbereich (siehe Abbildung 21a). Beachten Sie, dass die Reduzierung des Spalts durch Verschieben des Stators stromaufwärts erreicht wurde, wodurch die Kanalverengung an der Statornabe wichtiger wurde. Dieser Faktor könnte auch bei der Strömungsunterdrücku diesen Effekt weiter zu demonstrieren.**

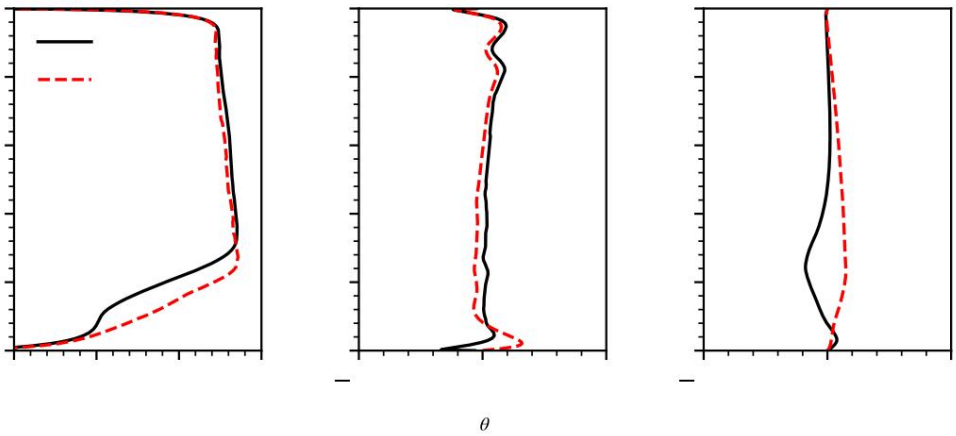



**Abbildung 21. Spannweitenverteilung der drei Geschwindigkeitskomponenten am Statorauslass bei verschiedenen Stufenspalten: (a) axial; (b) zirkulär; (c) radial.**

**Die Analyse in diesem Abschnitt zeigt, dass sowohl der Rotor als auch der Stator zur Leistungssteigerung beitragen, nachdem der Spalt verkleinert wurde. Bei kleinerem Spalt gibt der Rotor mehr Arbeit an die Strömung ab und erhöht den statischen Druck am Stufenspalt, was den ungünstigen Druckgradienten verbessern und die Strömungsablösung an der Statornabe unterdrücken kann. Die Strömungsvariation im Stator reduziert den Gesamtdruckverlust an der Nabe weiter und führt zu einem großen Vorteil für die Stufenleistung. Für den in der vorliegenden Studie betrachteten Fall resultierte die Leistungssteigerung des Stators aus zwei Mechanismen: der Nachlaufwiederherstellung, die eine klassische Art zur Erklärung der Leistungssteigerung ist, und der Unterdrückung der Statorströmungsablösung , die einen wichtigen Punkt der vorliegenden Arbeit darstellt. Der erste Mechanismus wurde in oberen Spannweitenbereichen beobachtet, wo die Statorströmung anhaftete, und das Verhältnis der Leistungssteigerung war geringer als im unteren Spannweitenbereich, wo der zweite Mechanismus dominierte. Bei einer Konfiguration ohne Ablösung gab es bei verkleinertem Spalt den großen Vorteil der Unterdrückung der abgelösten Strömung nicht, und die Leistungssteigerung des Stators sollte der im oberen Spannweit**
**Bei modernen Hochlastkompressoren kommt es jedoch häufig zu Strömungsablösungen im Stator [51], so dass die vorliegende Schlussfolgerung weiterhin Anwendung findet.**

### 3.4. Instationäre Eigenschaften

Die in Abbildung **13 gezeigten Zeitprofile zeigen heftigere Schwankungen, wenn der Spalt verkleinert wird. Eine Zunahme der Schwankungen kann die aeroelastischen und aeroakustischen Eigenschaften des Kompressors verschlechtern. In Experimenten ist es jedoch schwierig, die Druckschwankung an einer rotierenden Schaufel zu messen und ihre Verteilung auf der gesamten Oberfläche zu bestimmen . Daher war die Auswirkung des Spalts auf den instationären Druck auf den Schaufeloberflächen für die vorliegende Studie von Interesse.**

**Die Abbildungen 22 und 23 zeigen die Verteilungen der Druckschwankungsamplituden am Rotor bzw. am Stator an den beiden Spalten mit** $\dot{y}$ = **0,318. Die Amplituden**

Machine Translated by Google



**wurden durch die Hälfte der Spitzenwerte für die instationären Drücke auf die Blattsegmente quantifiziert . Insbesondere der hintere Teil des Rotorblatts litt stärker unter den Schwankungen, wenn der Spalt verkleinert wurde, und der höchste Wert wurde in der Nähe der Hinterkante beobachtet. Diese Schwankung umfasste den instationären Druck, der am Stator erzeugt und sich stromaufwärts ausbreitete. Eine Reduzierung des Spalts verstärkte nicht nur die Schwankung am Stator, sondern verkürzte auch die Dämpfungsstrecke und erhöhte so die Amplitude des instationären Drucks am Rotorblatt erheblich. Przytarski und Wheeler [17] berichteten, dass die Turbulenzwerte in der freien Strömung nach Reduzierung des Spalts deutlich anstiegen, was auch mit der stärkeren, stromaufwärts verlaufenden Schwankung zusammenhängen könnte.**

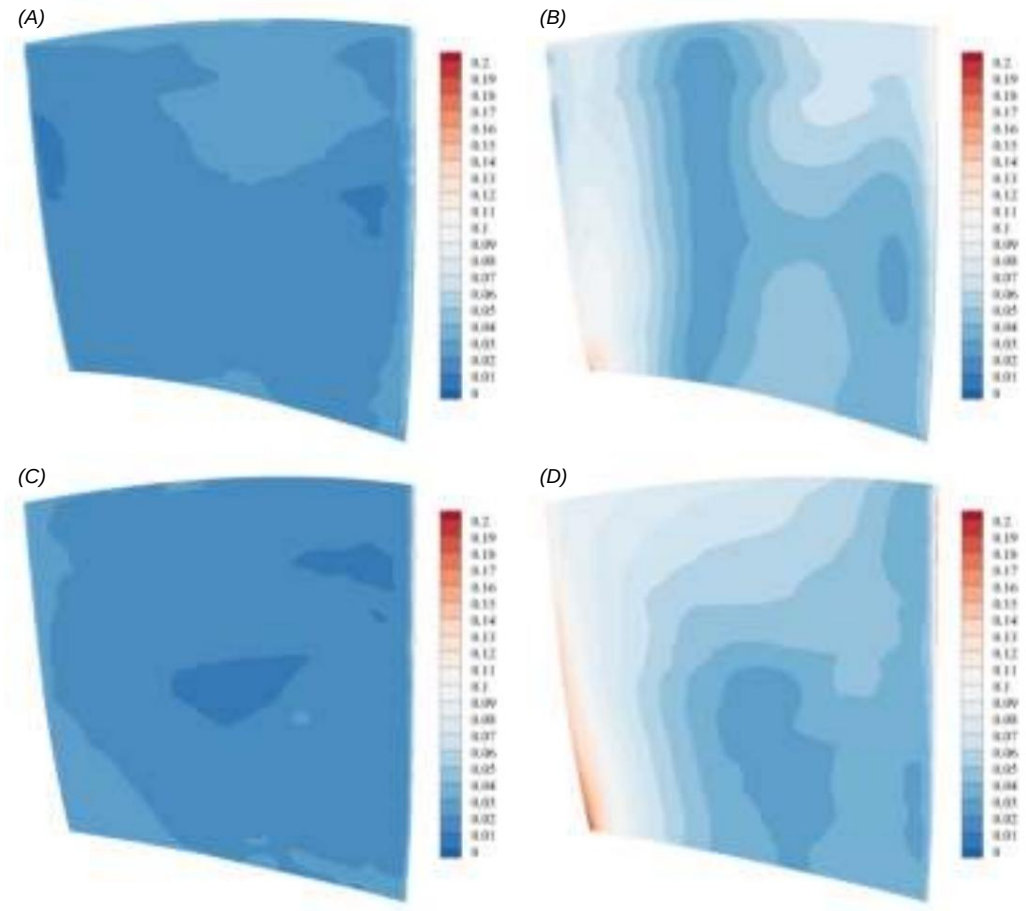



**Abbildung 22. Verteilungen der Druckschwankungsamplitude am Rotorblatt. (a)** g = **d0, Druckfläche , (b)** g = **d0, Saugfläche, (c)** g = 0,1d0, **Druckfläche, (d)** g = 0,1d0, **Saugfläche.**

**Andererseits hängt die aeroakustische Leistung des Kompressors von den Strömungseigenschaften des Stators ab. Bei dem vorgesehenen Spalt zeigte nur der Vorderkantenbereich des Stators ziemlich heftige Druckschwankungen, während die Schwankung in den meisten übrigen Bereichen nicht offensichtlich war, wie in Abbildung 23a,b dargestellt . Nachdem der Spalt verkleinert wurde, wurde festgestellt, dass die Schwankungsamplituden Insbesondere war die höchste Amplitude an der Vorderkante der Druckseite des Stators mehr als doppelt so hoch wie der entsprechende Wert am geplanten Spalt, wie aus Abbildung 23a,c ersichtlich. Der Bereich mit der höchsten Schwankungsamplitude an der Saugseite des Stators, also die roten Bereiche an der Vorderkante in Abbildung 23b,d, dehnte sich nach der Spaltverkleinerung ebenfalls zur Rückseite des Rotorblatts aus. Beim Vorbeiziehen des Rotors zerschnitt die Vorderkante des Stators den Rotornachlauf in zwei Teile, was zu heftigen Schwankungen in diesem Bereich führte, die auch die Hauptquelle des Interaktionsgeräuschs darstellten.**

Machine Translated by Google



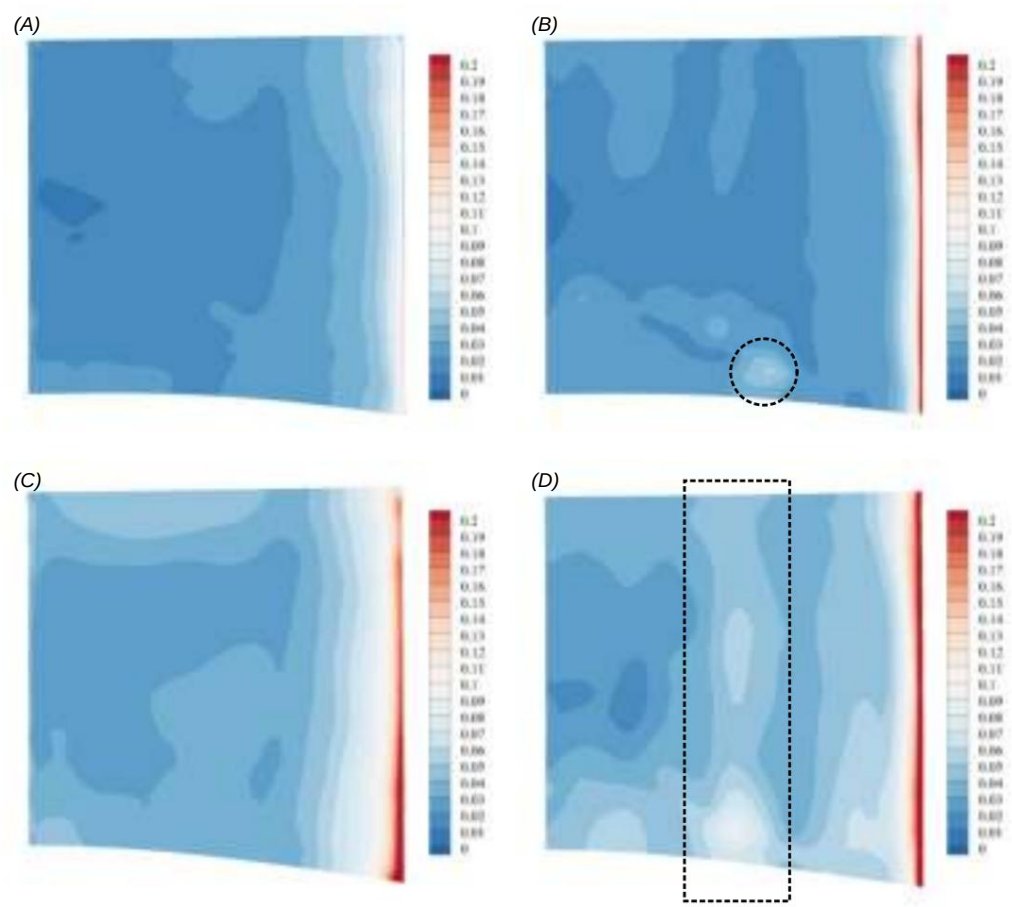



**Abbildung 23. Verteilungen der Druckschwankungsamplitude auf der Statorschaufel. (a)** g = **d0, Druckfläche , (b)** g = **d0, Saugfläche, (c)** g = 0,1d0, **Druckfläche, (d)** g = 0,1d0, **Saugfläche,**

**Außerdem gab es bei dem vorgesehenen Spalt auch in der Nähe der Mittelsehne der Saugfläche des Stators höhere Druckschwankungen, wie durch den gestrichelten schwarzen Kreis in Abbildung 23b markiert. Als der Spalt kleiner wurde, vergrößerte sich dieser Bereich entlang der Spanne, wie durch den gestrichelten schwarzen Kasten in Abbildung 23d markiert. Dieser Bereich mit stärkeren Schwankungen stand in engem Zusammenhang mit der Wechselwirkung zwischen Rotornachlauf und Statorströmung.**

**Wie aus den Konturen der Mach-Zahl in Abbildung 16 ersichtlich ist,** gab es in der Nähe der Vorderkante **der Saugfläche des Stators einen Bereich mit Strömungsbeschleunigung ,** dessen Ende durch eine gestrichelte schwarze L

**Nachdem der Rotornachlauf durch den Stator zerhackt wurde, bildete sich ein neuer Nachlauf und entwickelte sich entlang der Saugfläche des Stators. Aufgrund der Wechselwirkung zwischen Rotornachlauf und Statorströmung bildeten sich dann in der Nähe des Endes des Beschleunigungsbereichs stärkere Druckschwankungen , wie in Abbildung 23b,d zu sehen ist . Es gab** stromabwärts von dem in Abbildung **16d markierten** Bereich **auf der Saugfläche des Stators einen weiteren kleinen Beschleunigungsbereich, und in dessen Nähe konnten ebenfalls deutliche Druckschwankungen beobachtet werden, wie in Abbildung 23d gezeigt. Daher war neben der Zerhackung des Rotornachlaufs die Wechselwirkung zwischen Rotornachlauf und Statorströmung eine weitere Hauptquelle für Druckschwankungen am Stator, und beide Quellen konnten durch die Verringerung des Spalts stark verstärkt werden.**

#### 4. Schlussfolgerungen

**In diesem Artikel wird die Anwendung einer Immersed Boundary-Methode zur Untersuchung der Auswirkungen von Lücken auf die Wechselwirkung zwischen Schaufelblättern und Schaufelreihen bei einem langsam laufenden einstufigen Kompressor vorgestellt. Die hybride Netzstrategie zusammen mit dem Wandmodell und der adaptiven Netzverfeinerung erleichtert den Einsatz der IB-Methode für interne Strömungen mit hoher Reynoldszahl und macht auch die Rechenkosten erschwinglich. Mit der IB-Methode können die beiden Schaufelreihen in derselben Koordinate modelliert werden, und das Netz kann problemlos erstell**

Machine Translated by Google



extrem kleiner Stufenspalt. Das wichtigste Ergebnis der vorliegenden Studie ist, dass eine Reduzierung des Spalts sowohl die Rotorbelastung erhöhen als auch die Strömungsablösung in der Nähe der Statornabe unterdrücken kann , was zu einer deutlichen Leistungssteigerung des Kompressors führt

Zunächst wurden Simulationen mit dem geplanten Spalt von 35 % ca. durchgeführt. Die Gesamtleistung zeigte eine gute Übereinstimmung mit den experimentellen Daten. Die numerische Konvergenz wurde ebenfalls sorgfältig geprüft. Anschließend wurde der Spalt auf 10 % des geplanten Werts, also 3,5 % ca., reduziert. Vergleiche zeigten, dass die Reduzierung des Spalts den Druckanstieg sowohl am Rotor- als auch am Statorauslass erhöhte und auch den Gesamtdruckverlust des Stators verringerte. Dies deutet darauf hin, dass beid Weitere Analysen zeigten, dass der Rotor in einem höheren Belastungszustand arbeitete, was bei Verringerung des Spalts zu einem Anstieg des Gesamtdruckanstiegs am Rotorauslass fü

Zu einer solchen Variation des Gesamtdruckanstiegs war vor allem die Erhöhung des statischen Drucks am Rotorauslass fähig, wodurch der ungünstige Druckgradient im Nabenbereich des Statordurchgangs verringert werden konnte. Dadurch wurde auch die Strömungsablösung in diesem Bereich unterdrückt, was maßgeblich zur Leistungssteigerung des Stators beitrug.

Die vorliegende Arbeit beweist auch das Potenzial der IB-Methode bei der Simulation der Schaufel- Reihen-Interaktion bei einem extrem kleinen Spalt. Zukünftige Arbeiten werden der Validierung dieser neuen Strömungsmechanismen durch experimentelle Studien große Aufmerksamkeit widmen .

**Beiträge der Autoren: Konzeptualisierung, ZW; Mittelbeschaffung, XS; Untersuchung, ZW und LD; Methodik, LD; Überwachung, XS; Validierung, ZW; Schreiben – Originalentwurf, ZW; Schreiben – Überprüfung und Bearbeitung, LD und XS. Alle Autoren haben die veröffentlichte Version des Manuskripts gelesen und stimmen ihr zu.**

**Finanzierung: Diese Forschung wurde von der National Natural Science Foundation of China (Zuschussnummern 51790514 und 52022009), dem National Science and Technology Major Project (Zuschussnummer 2017-II-003-0015) und der Key Laboratory Foundation (2021-JCJQ-LB-062-0102) finanziert.**

**Erklärung des Institutional Review Board: Nicht zutreffend.**

**Einverständniserklärung: Nicht zutreffend.**

**Datenverfügbarkeitserklärung: Nicht zutreffend.**

**Interessenkonflikte: Die Autoren erklären, dass keine Interessenkonflikte vorliegen.**

## Verweise

1. **Smith, LH Gehäusegrenzschichten in mehrstufigen Axialkompressoren. In** Flow Research on Blading; **Dzung, LS, Hrsg.; Elsevier Publishing Company: Amsterdam, Niederlande, 1970.**
2. **Mikolajczal, AA** Die praktische Bedeutung instationärer Strömung in AGARD CP-177, Instationäre Phänomene in Turbomaschinen; **Technische Bericht; Eidgenössische Technische Hochschule: Zürich, Schweiz, 1977.**
3. **Smith, L. Nachlaufdispersion in Turbomaschinen.** J. Basic Eng. **1966,** 88, **688–690. [CrossRef]**
4. **Adamczyk, JJ Nachlaufmischung in Axialkompressoren. In Proceedings des International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition, Birmingham, Großbritannien, 10.–13. Juni 1996. [CrossRef]**
5. **Deregel, P.; Tan, C. Einfluss von Rotornachläufen auf die Leistung von Axialkompressoren im stationären Zustand. In Proceedings of the ASME 1996 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition, Birmingham, Großbritannien, 10.–13. Juni 1996; Band 1.**
6. **Gorrell, SE; Copenhaver, WW; Chriss, RM Upstream-Nachlaufeinflüsse auf die gemessene Leistung einer transsonischen Kompressorstufe .** J. Propuls. Power **2001,** 17, **43–48. [CrossRef]**
7. **Gorrell, SE; Okiishi, TH; Copenhaver, WW Stator-Rotor-Wechselwirkungen in einem transsonischen Kompressor – Teil 1: Einfluss des Schaufelreihenabstands auf die Leistung.** J. Turbomach. **2003,** 125, **328–335. [CrossRef]**
8. **Nolan, SP; Botros, BB; Tan, CS; Adamczyk, JJ; Greitzer, EM; Gorrell, SE Auswirkungen der Phasenverschiebung im Upstream-Nachlauf auf transsonische Leistung von Axialkompressoren.** J. Turbomach. **2011,** 133, **021010. [CrossRef]**
9. **Clark, KP; Gorrell, SE Analyse und Vorhersage der stoßinduzierten Wirbelzirkulation in transsonischen Kompressoren.** J. Turbomach. **2015,** 137, **121007. [CrossRef]**
10. **Du, L.; Sun, X.; Yang, V. Erzeugung von Wirbelauftrieb durch Reduzierung des Rotor-Stator-Abstands in Turbomaschinen .** 32, **472–485. [CrossRef]**
11. **Du, L.; Sun, X.; Yang, V. Wirbelauftriebsmechanismus in Axialturbomaschinen mit periodisch geneigten Statoren.** J. Propuls. Power **2016,** 32, **486–499. [CrossRef]**
12. **Xu, H.; Jin, D.; Wang, M.; Du, L.; Sun, D.; Gui, X.; Sun, X. Hoher Schaufelhub durch geringen Rotor-Stator-Axialabstand in einer winzigen Pumpe.** Aerosp. Sci. Technol. **2018,** 79, **328–335. [CrossRef]**

Machine Translated by Google




13. **Rai, MM Navier-Stokes-Simulationen der Rotor-Stator-Wechselwirkung unter Verwendung von gepatchten und überlagerten Gittern.** J. Propuls. Power **1987, 3, 387–396.** [Querverweis]
14. **Jorgenson, PC; Chima, RV Explizite Runge-Kutta-Methode für instationäre Rotor/Stator-Wechselwirkung.** AIAA J. **1989,** 27, **743–749.** [Querverweis]
15. **Giles, MB Stator/Rotor-Wechselwirkung in einer transsonischen Turbine.** J. Propuls. Power **1990, 6, 621–627.** [CrossRef]
16. **Hsu, ST; Wo, AM Reduzierung instationärer Schaufelbelastung durch vorteilhafte Nutzung von Wirbel- und Potentialstörungen in einer Axial Kompressor mit Rotortaktung.** J. Turbomach. **1998,** 120, **705–713.** [CrossRef]
17. **Przytarski, PJ; Wheeler, AP Die Auswirkung von Lücken auf die Kompressorleistung.** J. Turbomach. **2020,** 142, **121006.** [CrossRef]
18. **Peskin, CS Die Immersed-Boundary-Methode.** Acta Numer. **2002,** 11, **479–517.** [CrossRef]
19. **Mittal, R.; Iaccarino, G. Immersed bound methods.** Annu. Rev. Fluid Mech. **2005,** 37, **239–261.** [CrossRef]
20. **Griffith, BE; Patankar, NA Immersive Methoden zur Fluid-Struktur-Interaktion.** Annu. Rev. Fluid Mech. **2020,** 52, **421–448.** [Querverweis]
21. **Zhong, G.; Sun, X. Neue Simulationsstrategie für ein oszillierendes Gitter in Turbomaschinen unter Verwendung der Immersed-Boundary-Methode.** J. Propuls. Power **2009,** 25, **312–321 .**
22. **Chen, C.; Wang, Z.; Du, L.; Sun, D.; Sun, X. Simulation instationärer Strömungen in einem Kompressor unter Verwendung der Immersed Boundary-Methode mit turbulentes Wandmodell.** Aerosp. Sci. Technol. **2021,** 115, **106834.** [CrossRef]
23. **Cheng, L.; Du, L.; Wang, X.; Sun, X. Reibungslose nichtlineare Modellierung der vibrationsinduzierten akustischen Resonanz einer linearen Kaskade.** AIAA J. **2021,** 59, **1849–1860.** [CrossRef]
24. **Roma, AM; Peskin, CS; Berger, MJ Eine adaptive Version der Immersed Boundary Method.** J. Comput. Phys. **1999,** 153, **509–534.** [CrossRef]
25. **Vanella, M.; Rabenold, P.; Balaras, E. Eine direkt forcierte Embedded-Boundary-Methode mit adaptiver Netzverfeinerung für Fluid- Struktur-Interaktionsprobleme.** J. Comput. Phys. **2010,** 229, **6427–6449.** [CrossRef]
26. **Angelidis, D.; Chawdhary, S.; Sotiropoulos, F. Unstrukturierte kartesische Verfeinerung mit der Methode der immersiven Grenzflächen für dreidimensionale instationäre inkompressible Strömungen.** J. Comput. Phys. **2016,** 325, **272–300.** [CrossRef]
27. **Al-Marouf, M.; Samtaney, R. Eine vielseitige Methode für eingebettete, adaptive Randnetze für kompressible Strömungen in komplexer Geometrie.** 2017 , 337, **339–378.** [CrossRef]
28. **Wang, Z.; Du, L.; Sun, X. Adaptive Netzverfeinerung zur Simulation der Fluid-Struktur-Interaktion unter Verwendung einer Sharp Interface Immersed Boundary-Methode.** Int. J. Numer. Methods Fluids **2020,** 92, **1890–1913.** [CrossRef]
29. **Capizzano, F. Turbulentes Wandmodell für Immersionsgrenzmethoden.** AIAA J. **2011,** 49, **2367–2381. . 1.J050466.** [CrossRef]
30. **Capizzano, F. Kopplung eines Wanddiffusionsmodells mit einer Immersionsgrenztechnik.** AIAA J. **2016,** 54, **728–734.** [CrossRef]
31. **Tamaki, Y.; Harada, M.; Imamura, T. Wandnahe Modifikation des Spalart-Allmaras-Turbulenzmodells für immersierte Randzonen Methode.** AIAA J. **2017,** 55, **3027–3039.** [CrossRef]
32. **Berger, MJ; Aftosmis, MJ Ein ODE-basiertes Wandmodell für turbulente Strömungssimulationen.** AIAA J. **2018,** 56, **700–714.** [CrossRef]
33. **Cai, SG; Degrigny, J.; Boussuge, JF; Sagaut, P. Kopplung von Turbulenzwandmodellen und immersiven Grenzen auf kartesischen Gitter.** J. Comput. Phys. **2021,** 429, **109995.** [CrossRef]
34. **Constant, B.; Péron, S.; Beaugendre, H.; Benoit, C. Eine verbesserte Immersed-Boundary-Methode für turbulente Strömungssimulationen auf kartesischen Gittern.** J. Comput. Phys. **2021,** 435, **110240.** [CrossRef]
35. **Dong, X.; Sun, D.; Li, F.; Jin, D.; Gui, X.; Sun, X. Auswirkungen rotierender Einlassverzerrungen auf die Kompressorstabilität mit Stall-Vorläufer-unterdrückte Gehäusebehandlung.** J. Fluids Eng. Trans. ASME **2015,** 137, **111101.** [CrossRef]
36. **Li, F.; Li, J.; Dong, X.; Zhou, Y.; Sun, D.; Sun, X. Stall-Warnverfahren basierend auf aeroakustischem Prinzip.** J. Propuls. Power **2016,** 32, **1353–1364.** [CrossRef]
37. **Dong, X.; Sun, D.; Li, F.; Jin, D.; Gui, X.; Sun, X. Auswirkungen einer Behandlung mit Stall Precursor-Suppressed Casing auf eine langsame Kompressor mit Wirbelverzerrung.** J. Fluids Eng. Trans. ASME **2018,** 140, **091101.** [CrossRef]
38. **Dong, X.; Li, F.; Xu, R.; Sun, D.; Sun, X. Weitere Untersuchungen zum akustischen Stall-Warnansatz in Kompressoren.** J. Turbomach. **2019,** 141, **061001.** [CrossRef]
39. **Xu, D.; He, C.; Sun, D.; Sun, X. Vorhersage des Strömungsabrissbeginns bei Axialkompressoren mit radialen Einlassverzerrungen.** Aerosp. Sci. Technol. **2021,** 109, **106433.** [CrossRef]
40. **Spalart, PR; Allmaras, SR Ein Ein-Gleichungs-Turbulenzmodell für aerodynamische Strömungen. In Proceedings of the 30th Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, Reno, NV, USA, 6.–9. Januar 1992.** [CrossRef]
41. **Roe, PL Näherungsweise Riemann-Löser, Parametervektoren und Differenzschemata.** J. Comput. Phys. **1981,** 43, **357–372.** [Querverweis]
42. **Li, X.; Gu, C. Ein All-Speed Roe-artiges Schema und seine asymptotische Analyse des Verhaltens bei niedriger Machzahl.** J. Comput. Phys. **2008,** 227, **5144–5159.** [CrossRef]
43. **Van Leer, B. Auf dem Weg zum ultimativen konservativen Differenzverfahren. V. Eine Fortsetzung zweiter Ordnung zu Godunovs Verfahren.** J. Comput. Phys. **1979,** 32, **101–136.** [CrossRef]
44. **Berger, MJ; Oliger, J. Adaptive Netzverfeinerung für hyperbolische partielle Differentialgleichungen.** J. Comput. Phys. **1984,** 53, **484–512.** [Querverweis]
45. **Berger, MJ; Colella, P. Lokale adaptive Netzverfeinerung für Stoßhydrodynamik.** J. Comput. Phys. **1989,** 82, **64–84.** [CrossRef]

Machine Translated by Google



**46. Aftosmis, MJ; Melton, JE; Berger, MJ Anpassung und Oberflächenmodellierung für kartesische Netzmethoden. In Proceedings of the 12. Konferenz für Computational Fluid Dynamics, San Diego, CA, USA, 19.–22. Juni 1995.** [CrossRef]

**47. Gilmanov, A.; Sotiropoulos, F.; Balaras, E. Ein allgemeiner Rekonstruktionsalgorithmus zur Simulation von Strömungen mit komplexen 3D-immersiven Grenzen auf kartesischen Gittern.** J. Comput. Phys. **2003,** 191, **660–669.** [CrossRef]

**48. Gilmanov, A.; Sotiropoulos, F. Eine hybride kartesische/immersierte Randmethode zur Simulation von Strömungen mit 3D, geometrisch komplexe, bewegte Körper.** J. Comput. Phys. **2005,** 207, **457–492.** [CrossRef]

**49. Spalding, DB Eine einzige Formel für das „Gesetz der Wand“.** J. Appl. Mech. Trans. ASME **1961,** 28, **455–457.** [CrossRef]

**50. Chung, M.; Wo, AM Navier-Stokes und Potentialberechnungen des axialen Abstandseffekts auf Wirbel- und Potentialstörungen und Böenreaktion in einem Axialkompressor.** J. Turbomach. **1997,** 119, **472–481.** [CrossRef]

**51. Dickens, T.; Day, I. Die Konstruktion hochbelasteter Axialkompressoren.** J. Turbomach. **2011,** 133, **031007.** [CrossRef]

**Haftungsausschluss/Anmerkung des Herausgebers: Die in allen Veröffentlichungen enthaltenen Aussagen, Meinungen und Daten sind ausschließlich die der einzelnen Autoren und Mitwirkenden und nicht die von MDPI und/oder den Herausgebern. MDPI und/oder die Herausgeber lehnen jegliche Verantwortung für Personen- oder Sachschäden ab, die aus den im Inhalt erwähnten Ideen, Methoden, Anweisungen oder Produkten resultiere**

Machine Translated by Google

Internationale Zeitschrift für
*Turbomaschinen*
*Antrieb und Leistung*

MDPI

**Artikel**

# Exergiebasierte Effizienzbewertung von Ventilatoren vs. Isentropische Effizienz

**Johannes Brötz, Christian Schänzle und Peter F. Pelz ***

**Fachbereich Maschinenbau, Technische Universität Darmstadt, Otto-Berndt-Straße 2, 64287 Darmstadt, Deutschland ***
**Korrespondenz: peter.pelz@fst.tu-darmstadt.de**

**Zusammenfassung: Die Definition des Wirkungsgrads ermöglicht es uns, zwei Maschinen miteinander zu vergleichen. Im Allgemeinen wird der Wirkungsgrad als Verhältnis der nutzbaren Leistung zur benötigten Leistung definiert. Dies wirft die Frage auf: Was ist die nutzbare Leistung? Die meisten Ingenieure diskutieren den Wirkungsgrad auf der Grundlage der Energiebilanz, also des ersten Hauptsatzes der Thermodynamik. In diesem Beitrag leiten wir den exegetischen Wirkungsgrad unter Berücksichtigung des zweiten Hauptsatzes der Thermodynamik ab. Die Exergieanalyse berücksichtigt Arbeit und Wärme und kann die Realität sehr genau modellieren. Auf dieser Grundlage wird ein Vergleich zwischen dem isentropischen und dem exergetischen Wirkungsgrad vorgenommen. Als Beispiel wird ein Hochdruck-Radialventilator verwendet und die Unterschiede werden diskutiert. Dazu werden Messungen eines nicht-adiabatischen Ventilators ausgewertet und die Rolle des Wärmestroms in der Umgebung diskutiert. Die Untersuchungen zeigen, dass im Teillastbereich mit hohem Druckaufbau ein relevanter Unterschied zwischen dem isentropischen und dem exergetischen Wirkungsgrad sichtbar wird. Die in der Strömung enthaltene thermische Energie verhält sich proportional zur Exergie, also dem Arbeitsvermögen des Gases gegenüber seiner Umgebung. Für eine Norm wie die ISO 5801 „Ventilatoren – Leistungsprüfung mit standardisierten Luftwegen“ muss der Wirkungsgrad nicht nur physikalisch korrekt, sondern auch einfach und praktikabel sein . Vor diesem Hintergrund wird im Ausblick dieses Beitrags diskutiert, wann u**

**Schlüsselwörter: Exergie; Wirkungsgrad; Ventilator; Zweites Gesetz**

check for updates

**Zitat: Brötz, J.; Schänzle, C.; Pelz, PF Exergy-Based Efficiency Assessment of Fans vs. Isentropic Efficiency. Int. J. Turbomach. Propuls. Power 2023, 8, 4. https://doi.org/10.3390/ijtpp8010004**

**Wissenschaftlicher Redakteur: Thomas Carolus**

**Erhalten: 5. September 2022**
**Überarbeitet: 21. Dezember 2022**
**Akzeptiert: 2. Februar 2023**
**Veröffentlicht: 6. Februar 2023**

**Copyright: © 2023 bei den Autoren. Lizenznehmer MDPI, Basel, Schweiz.**

**Dieser Artikel ist ein Open Access-Artikel, der unter den Bedingungen und Bedingungen der Creative Commons Namensnennungs-Lizenz (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/ ).**

## 1. Einleitung

**Ventilatoren und Kompressoren sind Arbeitsmaschinen, die sich durch ihren breiten Einsatzbereich und ihre Anwendung in allen Industriezweigen auszeichnen. Ihre grundlegende Funktion ist die Bereitstellung eines Volumenstroms eines Fluids bei einer bestimmten Druckdifferenz, was sie für alle Arten von industriellen Prozessen von der einfachen Druckluftversorgung bis hin zu hochkomplexen chemischen Reaktionen unverzichtbar macht. Unterschiedlichste anwendungsbezogene Anforderungen und Gase führen zu unterschiedlichen Maschinenkonstruktionen. Dabei geben die physikalischen Arbeitsprinzipien den Ventilatoren und Kompressoren eine sinnvolle Struktur. Für heutige technische Anwendungen sind die beiden relevantesten Prinzipien das hydrodynamische und das hydrostatische Prinzip. Die zugehörigen Maschinenkategorien sind Turbomaschinen und Verdrängermaschinen. In diesem Beitrag konzentrieren wi**

**Neben der Bedeutung von Ventilatoren und Kompressoren für die Umsetzung industrieller Prozesse verursacht ihr Einsatz Kosten. Diese Kosten hängen hauptsächlich vom Energieverbrauch unter Berücksichtigung ihrer Lebenszykluskosten ab. Deshalb weisen Investitionen in die Verbesserung der Energieeffizienz von Arbeitsmaschinen wie Ventilatoren oder Kompressoren in der Regel eine hohe Kosteneffizienz bei geringem finanziellen Risiko auf. Der Energieverbrauch und die damit verbundenen Kosten wirken sich jedoch nicht nur auf die Benutzer aus, sondern sind auch für die Gesellschaft relevant. Detaillierte Studien im Rahmen der Ökodesign-Richtlinie der Europäischen Kommission haben Ventilatoren und Kompressoren als relevante elektrische Energieverbraucher** betrachtet [1]. In diesem Zusammenhang zeigt eine aktuelle Studie des deutschen Ministeriums für Wirtschaft und Energie, dass Pumpen und Kompressoren 16 % **des elektrischen Energieverbrau**

Machine Translated by Google



Da die Welt noch immer stark von fossilen Brennstoffen abhängig ist, tragen Ventilatoren und Kompressoren erheblich zum CO2- Ausstoß und damit zum Klimawandel und den damit verbundenen künftigen Kosten für die Gesellschaft bei.

Aus Sicht der Industrie und Gesellschaft ist daher eine energetische Betrachtung von Ventilatoren und Kompressoren von hoher Relevanz. Der Wirkungsgrad stellt das dimensionslose Maß für die Verlustleistung einer Maschine dar. Dabei ist zwischen Maschine, Modul und System zu unterscheiden. Die Aufgabe einer Turbomaschine bzw. einer Verdrängermaschine besteht darin, mechanische Leistung in fluidische Leistung umzuwandeln. Die Systemgrenzen sind die Welle der Maschine, sowie der Zulauf und Ablauf der Maschine. Ein Modul hingegen besteht aus mehr als einer Maschine oder Komponente und wird auch „erweitertes Produkt“ genannt. Im Kontext von Fluidarbeitsmaschinen umfasst ein Modul meist einen Frequenzumrichter, einen Elektromotor und die Pumpe bzw. Ihre energetische Bewertung basiert auf einem Lastszenario, das die Teillast und die Wirkungsgradkennlinie umfasst. Dabei zeigt sich, dass der Betrieb im Teillastbereich häufiger zum Einsatz kommt als der Betrieb im Bestwirkungsgradpunkt. Schließlich bestehen technische Systeme in der Regel aus mehreren Maschinen und Komponenten, die technische Prozesse realisieren. Im Falle von Fluidtechniksystemen gibt es absolute Maße, die auf physikalischen Axiomen basieren. Einerseits gibt das Betzsche Gesetz einen Energiegewinnungsfaktor für Windkraftanlagen an, der durch das Verhältnis der mechanischen Leistung zur verfügbaren Leistung definiert ist, mit einer Obergrenze von 16/27 [3]. Andererseits gibt Pe Die bekannteste absolute Messgröße ist der Carnot-Wirkungsgrad, der den maximalen Wirkungsgrad einer idealen Wärmekraftmaschine bzw. eines Carnot-Kreisprozesses definiert [5]. In diesem Fall wird die Exergie zur relevanten Größe, die das Arbeitsvermögen eines Fluids relativ zu sein Exergie wurde erstmals 1956 von Fritsche, Hehnemann und Rant vorgestellt [6]. Während Exergieanalysen moderne Mittel zur Bewertung thermischer Leistung oder Arbeitssysteme sind [7], sind exergiebasierte Effizienzstudien für einzelne Fluidarbeitsmaschinen selten [8]. Masi et al. [9] geben eine Einführung in die Leistung und Effizienz von Industrieventilatoren. Nakhjiri et al. [10] haben am Beispiel eines Radialkompressors gezeigt, dass die Verwendung einer auf der Energiebilanz basierenden Effizienz nicht ausreicht, um physikalisch korrekte Ergebnisse zu erhalten. Dies wurde durch einen Rückgang der Effizienz mit zunehmender Drehzahl des Radialkompressors veranschaulicht, wenn sie den Wärmestrom nicht berücksichtigten. Die Exergieanalyse soll nicht-physikalische Trends und damit Inkonsistenzen in der Physik erkennen [11]. Sorguven et al. [12] haben die Exergetikverluste in einer Kreiselpumpe mithilfe einer Large-Eddy-Simulation untersucht. Sie nehmen an, dass sich weder die Dichte noch die Temperatur ändern. Bei einem inkompressiblen Fluid, das einen isothermen Prozess durchläuft, bleiben sowohl die spezifische innere Energie als auch die spezifische Entropie konstant, was die Analyse erheblich vereinfacht. Die exergetische Analyse ist insbesondere dann sinnvoll, wenn ganze Systeme betrachtet werden. Mazloum et al. [13] zeigen eine Exergieanalyse und exergoökonomische Optimierung eines adiabaten komprimierten Energiespeichersystems mit konstantem Druck . Die Exergie im Kompressor wird ebenfalls vorgestellt. Mit der Annahme einer adiabaten Maschine wird hier der Wärmeverlust verna

Vor diesem Hintergrund ziehen wir zwei Schlussfolgerungen. Erstens ist die Effizienz von Fluidarbeitsmaschinen von grundlegender Bedeutung für ihre eigene Bewertung und für die Bewertung sowohl der Module als auch der Arbeitssysteme. Gleichzeitig sind trotz unzähliger wissenschaftlicher Studien zur Effizienz von Fluidarbeitsmaschinen die Definition der Effizienz, die Messmethoden und die Anwendung in Normen und Richtlinien immer noch Themen, z. B. die Überarbeitung der ISO 5801:2018 für Ventilatoren. Zweitens ist eine exergiebasierte Bewertung für Ventilatoren und Kompressoren erforderlich und würde zur allgemeinsten Definition der Effizienz führen. Daher beginnt dieser Beitrag mit der Herleitung der exegetischen Effizienz basierend auf dem ersten und zweiten Hauptsatz der Thermodynamik. Nach dieser allgemeinen Form betrachten wir die Anwendung auf einen Hochdruck-Radialventilator. Darüber hinaus werden die isentropen Effizienzdefinitionen mit der exegetischen Effizienz verglichen. Anschließend diskutieren wir Referenzanwendungen und vergleichen verschiedene Effizienzdefinitionen basierend auf den Messdaten. Der Beitrag schließt mit dem Fazit und unserem Aus

Machine Translated by Google



## 2. Die Effizienz im Lichte des Ersten und Zweiten Hauptsatzes der Thermodynamik

Die meisten Ingenieure diskutieren über Effizienz nur auf der Grundlage der Energiebilanz, d.h. der erster Hauptsatz der Thermodynamik. In diesem Abschnitt leiten wir die exegetische Effizienz ab, indem wir auch unter Berücksichtigung des zweiten Hauptsatzes der Thermodynamik. Für diese allgemeinste Definition der Effizienz werden wir sehen, dass beide Axiome tatsächlich erforderlich sind.

Der erste Hauptsatz der Thermodynamik für eine Maschine im stationären Zustand lautet

$$\dot{m}(h_{t2} - h_{t1}) = P_S + \dot{Q} \quad (1)$$

Dieses Gesetz ist eine Energieerhaltung und unterscheidet zwischen Wärmefluss $\dot{Q}$ und Arbeit $P_S$ und diese in Beziehung zur inneren Energie zu setzen, die aus dem Massenstrom $\dot{m}$ und der Differenz in der Enthalpie $h_{t2} - h_{t1}$.

Der zweite Hauptsatz der Thermodynamik (Entropiesatz) besagt

$$\dot{m}(s_2 - s_1) = \dot{S}_{irr} + \frac{\dot{Q}}{T}, \quad (2)$$

mit der Differenz der massenspezifischen Entropie, $s_2 - s_1$, auf der linken Seite. Auf der rechten Seite die Quellterm $\dot{S}_{irr}$ ist die Arbeit, die innerhalb des Systems verrichtet wird; diese Arbeit findet nicht außerhalb statt, sondern es erhöht die innere Energie durch Reibung, Drosselung oder Stoßvorgänge. Die zweite Amtszeit $\dot{Q}/T$ berücksichtigt eine Zunahme oder Abnahme der Entropie als Folge des Wärmeflusses über die Systemgrenze hinweg.

$$\dot{m}(h_{t2} - h_{t1}) - T_0 \dot{m}(s_2 - s_1) = P_s - T_0 \dot{S}_{irr} \quad (3)$$

Exergie ist der Arbeitsanteil der Energie und das Ergebnis der Subtraktion von Energie und Anergie:

$$\text{Exergie} := \text{Exergie} - \text{Anergie}$$

$$ex_2 - ex_1 := h_{t2} - h_{t1} - T_0(s_2 - s_1) \quad (4)$$

Die Interpretation der rechten Seite der Gleichung (3) zeigt, dass die Exergie der Anteil ist der Wellenleistung, die auf die Flüssigkeit übertragen wird und nicht verloren geht.

Die Funktion eines Ventilators oder Kompressors besteht darin, die Exergie des geförderten Gases zu erhöhen. Die Exergie misst die Arbeitskapazität des Gases im Verhältnis zu seiner Umgebung. Die Die massenspezifische Exergie eines Fluidpartikels vor dem Eintritt in die Turbomaschine (siehe Abbildung 1) beträgt definiert als

$$\text{Beispiel1} := h_{t1} - h_0 - T_0(s_1 - s_0). \quad (5)$$

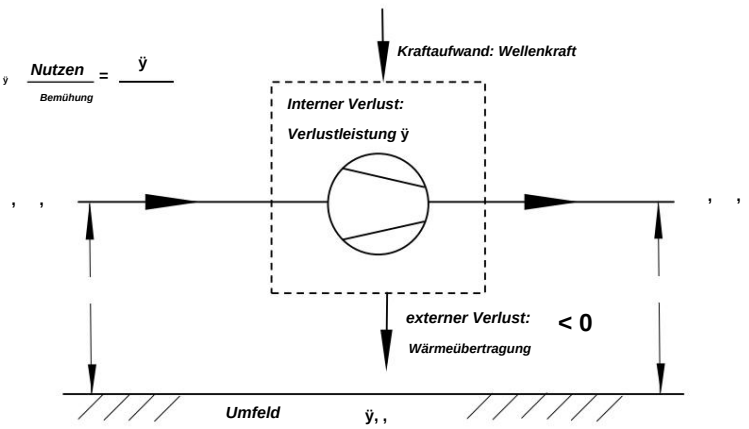



**Bild 1. Systemgrenzen einer Turbomaschine mit Ein- und Austrittsbedingungen sowie Austausch mit der Umfeld.**

Machine Translated by Google



Wenn sie durch den Ventilator strömen, wird die Exergie der gleichen Flüssigkeitspartikel erhöht auf

$$ex2 := ht2 \ddot{y} h0 \ddot{y} T0(s2 \ddot{y} s0). \quad (6)$$

Der Nutzen der Maschine ergibt sich also aus der Änderung des Exergieflusses

$$\text{Nutzen} = \dot{m}(ex2 \ddot{y} ex1) = \dot{m}\,\ddot{y}ex. \quad (7)$$

Der Nutzen ist das Produkt aus einem „Fluss“ $\dot{m}$ und einer Potentialdifferenz ÿex. Der Aufwand, um diesen Nutzen zu erreichen, ist die Wellenleistung PS. Es ist die mechanische Arbeit, die pro Zeiteinheit an der Flüssigkeit geleistet wird .

Die natürlichste Definition der Effizienz einer Maschine, eines Ventilators oder eines Kompressors, lautet daher

$$\ddot{y}ex := \frac{\dot{m}\,\ddot{y}ex}{PS}. \quad (8)$$

Zur Berücksichtigung des Wärmestroms $\dot{Q}$, wir gehen zurück zum 1. und 2. Gesetz der Thermodynamik (Gleichungen (1) und (2)). Wir halten uns an die übliche Norm, wonach $\dot{Q}$ positiv ist , solange der Wärmestrom in die Maschine übertragen wird. Bei Turbomaschinen fließt der Wärmestrom jedoch in den meisten Fällen von der Maschine in die Umgebung, d. h. $\dot{Q} < 0$.
Daher ist die Temperatur T im zweiten Hauptsatz der Thermodynamik die Temperatur der Quelle der Wärmeleitung. Für $\dot{Q} < 0$ ist die reine Temperatur die Durchschnittstemperatur der Maschine , die größer ist als die Umgebungstemperatur $T = Tm > T0$.

Ersetzt man die Gesamtenthalpie im 1. Hauptsatz der Thermodynamik durch die Exergie und setzt $T = Tm$, so lassen sich die beiden Axiome wie folgt schreiben:

$$\dot{m}(ex2 \ddot{y} ex1) = PS + \dot{m}(s2 \ddot{y} s1), \dot{Q} \ddot{y} T0 \quad (9)$$

$$\dot{Q}\,\dot{m}(s2 \ddot{y} s1) = \ddot{y}\dot{S}irr + \frac{\dot{Q}}{Tm}. \quad (10)$$

Wir sind nun in der Situation, dass die Entropiedifferenz $\ddot{y}s = s2 \ddot{y} s1$ aus den beiden Axiomen eliminiert werden kann :

$$T0\,\dot{m}(ex2 \ddot{y} ex1) = PS + \dot{Q}\left(1 \ddot{y} \frac{T0}{Tm}\right) \ddot{y} T0 \ddot{y} \dot{S}irr. \quad (11)$$

Diese Gleichung, die auf axiomatischen Grundlagen beruht, ist äußerst aufschlussreich, wenn wir über den Wirkungsgrad diskutieren. Der erste und zweite Hauptsatz der Thermodynamik liefern nun die klare Interpretation des exergetischen Wirkungsgrads:

$$\ddot{y}ex := \frac{\dot{m}\ddot{y}ex}{PS} = 1 + \frac{\dot{Q}}{PS}\left(T0\left(1 \ddot{y} \frac{T0}{Tm}\right)\right) \ddot{y} \frac{T0 \ddot{y} \dot{S}irr}{PS}. \quad (12)$$

Die oben genannten internen und externen Verluste gestalten sich nun wie folgt:

$$\text{innerer Verlust} = \text{Dissipation} = \ddot{y}i := \frac{T0 \ddot{y} \dot{S}irr}{PS}, \quad (13)$$

$$\text{äußerer Verlust} = \text{Wärmeübergang} = \ddot{y}o := \ddot{y}\frac{\dot{Q}}{PS}\left(T0\left(1 \ddot{y} \frac{T0}{Tm}\right)\right). \quad (14)$$

Bemerkenswert ist, dass nicht der gesamte Wärmestrom zu Verlusten führt, sondern nur ein Teil davon

$$T0\,\ddot{y}C := 1 \ddot{y} \frac{T0}{Tm}. \quad (15)$$

Machine Translated by Google



Dieses dimensionslose Verhältnis ist als Carnotscher Wirkungsgrad bekannt. Darüber hinaus ist bekannt, dass die Flüssigkeitsreibung zu einer Dissipationsrate ÿ Sirr führt und dadurch den Wirkungsgrad verringert. Es ist nicht bekannt, dass die Wärmeleitung Q den Wirkungsgrad verringert, sondern nur der „Carnot“-Anteil ÿC dieses Wärmestroms. Mit den Abkürzungen q := Q/ m und w := PS/ m und den Definitionen (13) und (14) kann die wichtige Gleichung (12) in eine äquivalente Form geschrieben werden

$$\text{ÿex} := \frac{\text{ÿex}}{m} = 1 \text{ ÿ } \text{ÿo} \text{ ÿ } \text{ÿi} . \quad (16)$$

Zur Berechnung sind Modelle für Wärmeübertragung und -ableitung erforderlich. Mit der Wärmeübertragungsgleichung $\dot{Q}_g = \text{ÿA}(Tm \text{ ÿ } T0)$ für den äußeren Verlust kann der Verlust dargestellt werden wie folgt

$$\text{ÿo} = \text{ÿ} \frac{\text{ÿATm}}{PS} T0\ 1 \text{ ÿ} \frac{}{Tm}^{2}, \quad (17)$$

wobei der Wärmeübergangskoeffizient ÿ und die Oberfläche der Maschine A ist. Die dissipativen Verluste sind maschinenabhängig. Darauf wird in dieser Arbeit nicht näher eingegangen, daher wird auf andere Arbeiten in der Literatur verwiesen: Pelz et al. [14] geben eine detaillierte Beschreibung der Verluste für Ventilatoren, Schobeiri [15] für Kompressoren. In Variante (i) kann zwar eine getrennte Betrachtung der Wärmetransportverluste und der dissipativen Verluste erfolgen, diese Methode ist jedoch aufgrund des damit verbundenen Aufwands f

Für ein kalorisches und thermisches ideales Gas mit spezifischen a-Wärmewerten cp, cv, ÿ := cp/cv und R = cp ÿ cv, Die Entropie wird über die Messung der Temperatur T und des Druckes p gemessen [16].

$$\ln \frac{T}{T0} \text{ ÿ } R \ln \frac{ps}{p0} \text{ ÿ } s0 = cp . \quad (18)$$

Die absolute Enthalpie ist gegeben durch

$$ht \text{ ÿ } h0 = cp(Tt \text{ ÿ } T0). \quad (19)$$

Daher ist ÿex/cpT0 gegeben durch

$$\frac{\text{ÿex}}{cpT0} = \frac{Tt2 \text{ ÿ } Tt1}{T0} \text{ ÿ } \ln \frac{T2}{T1} + \frac{\text{ÿ} \text{ ÿ } 1}{\text{ÿ}} \ln \frac{\text{Teil 2}}{\text{Seite 1}} . \quad (20)$$

Mit der spezifischen Arbeit w := PS/ m ist die exergetische Effizienz gegeben durch

$$= \frac{cp(Tt2 \text{ ÿ } Tt1) \text{ ÿex}}{m} \frac{cpT0}{m} \text{ ÿ } \text{ÿln} \frac{T2}{T1} \text{ ÿ } \ln \frac{p2}{p1}^{\frac{\text{ÿÿ1}}{\text{ÿ ÿ}}} \text{ÿ.} \quad (21)$$

Für ein ideales Gas haben wir daher

$$\text{ÿex} = 1 + \frac{\text{ÿht q}}{\text{ÿc ÿ ÿi = w}} \frac{\text{ÿht q}}{m} \frac{cpT0}{m} \text{ ÿ } \text{ÿln} \frac{T2}{T1} \text{ ÿ } \ln \frac{\text{Teil 2}}{\text{Seite 1}}^{\frac{\text{ÿÿ1}}{\text{ÿ ÿ}}} \text{ÿ.} \quad (22)$$

Gleichung (22) zeigt zwei Möglichkeiten zur Berechnung des exergetischen Wirkungsgrades: (i) Berechnung unter Angabe der Verluste; (ii) Bestimmung über die Berechnung der erzeugten Entropie.

Variante (ii) ist für die Berechnung der exergetischen Effizienz besser geeignet, da diese wird ausschließlich durch die Zu- und Ablaufgrößen sowie die Umgebungsbedingungen bestimmt.

Machine Translated by Google



**Im Vergleich zum isentropen Wirkungsgrad basiert (Gleichung (23)) auf isentroper Kompression ,**

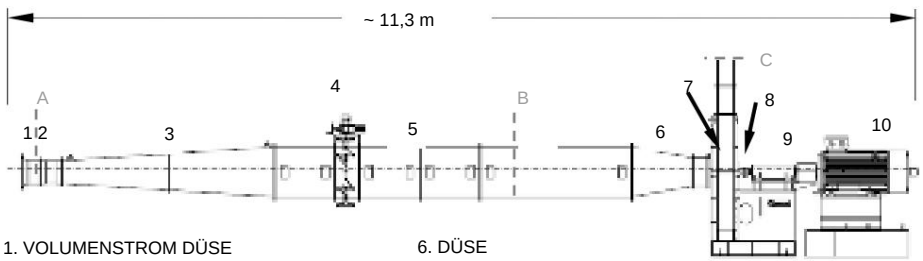
$$\text{ÿs} = \frac{\overline{\text{p1 ÿ ÿÿ1 ÿ1}}\left[\left(\frac{\text{p2}}{\text{p1}}\right)^{\frac{\text{ÿÿ1 ÿ}}{}} 1 \text{ÿ } 1 + 2 - \frac{\dot{M}}{\text{ÿ2A2}}\right]^{2} - \overline{1\,2}\left(\frac{\dot{M}}{\text{ÿ1A1}}\right)^{2}}{\text{m}}. \quad (23)$$

**Es ist klar, dass die exergetische Effizienz nicht nur die reine Fluidkraft berücksichtigt, sondern auch die Beziehung zur Umgebung. Die Anwendung auf einen Ventilator verdeutlicht die Unterschiede.**

**3. Anwendung auf einen Hochdruck-Radialventilator Für die**

**Anwendung des exergetischen Wirkungsgrades wird ein Hochdruck-Radialventilator gewählt, da die Unterschiede aufgrund der höheren Temperaturunterschiede als signifikanter eingeschätzt werden . Der Ventilator, mit einem Laufraddurchmesser von Dr = 1,33 m wird mit der Drehzahl n = 2300 U/min = 2300 U/ min betrieben . Der unter diesen Bedingungen erreichbare Druckaufbau beträgt maximal ÿ = 19.000 Pa von ÿpt = 19.000 Pa und liegt damit noch im Rahmen der Norm ISO5801:2018.**

**Der Aufbau des Radialventilatorprüfstands ist in Abbildung 2 für den mittelgroßen Prüfstand dargestellt. Die Strömung verläuft von links nach rechts und passiert zuerst die Volumenstromdüse (1, A). Zur Verbesserung der Messgenauigkeit wurde die Volumenstromdüse mit einem Totaldruckkamm (2) kalibriert. Nach der Drossel (4) ist der Strömungsgleichrichter (5) angeordnet, um Turbulenzen und Inhomogenitäten zu verringern. Die Ventilatoreintrittsbedingungen (Totaltemperatur und statischer Druck) werden in der Messkammer an Position (B) gemessen. Der Prüfventilator (7) ist über einen Drehmomentmesser (8) mit dem Motor (10) verbunden. Der Drehmomentmesser befindet sich zwis Am Punkt (C) kann daher angenommen werden, dass der statische Druck gleich dem Umgebungsdruck ist. Es wird lediglich die Temperatur am Austritt gemessen. Die Umgebungsbedingungen werden in der Versuchshalle mit einem separaten Gerät erfasst.**




1. VOLUMENSTROM DÜSE
2. KALIBRIEREINHEIT
3. DIFFUSOR
4. GAS
5. Strömungsgleichrichter
6. DÜSE
7. ZENTRIFUGALER TESTVENTILATOR
8. DREHMOMENTMESSER
9. LAGER
10. ELEKTROMOTOR

A, B, C MESSUNG FLUGZEUGE

**Abbildung 2. Rohrprüfstand nach ISO 5801:2018 mit Hochdruck-Radialventilator.**

Zur Quantifizierung der Maschinentemperatur **Tm wurden Wärmebilder des Spiralgehäuses angefertigt . Ein Beispiel ist in Abbildung 3 dargestellt, die den Betriebspunkt der maximalen Teillast zeigt. Die Ermittlung des Wärmestroms erfordert die Ermittlung des Wärmeübergangskoeffizienten ÿ** der **Maschine an die Umgebung. Die Ermittlung wurde durch den freiblasenden Lüfter erschwert .** Bei maximaler Überlast **werden Massenströme von m = 10 kg/s** gefördert, was **Austrittsgeschwindigkeiten von c2 = 144 m/s entspricht. Der Austrittsstrom führt zu einer Zirkulation der Luft im Bereich des s = 144 m/s .** Der Wärmeübergangskoeffizient ist abhängig von der Umströmung **der Maschine und war daher in unseren Versuchen nicht konstant. Durch Rückrechnung des Wärmeübergangskoeffizienten, basierend auf der Berechnung des Wärmestroms nach Gleichung (1), konnten die Koeffizienten mit Literaturwerten verglichen und so auf Plausibilität geprüft werden.**

$$\dot{Q} = \dot{m}\,(ht2 \text{ ÿ } ht1) \text{ ÿ } PS. \quad (24)$$

$$= (\text{ÿ ÿ ÿ}) \text{ ÿ} \cdot$$

$$= = \frac{(\text{ÿ ÿ ÿ}) \text{ ÿ } (\text{ ÿ })}{(\text{ ÿ })}.$$

Machine Translated by Google



$$\ddot{y} = \frac{\dot{Q}}{A(Tm \ddot{y} T0)} = \frac{. m(ht2 \ddot{y} ht1) \ddot{y} PS}{A(Tm \ddot{y} T0)}. \quad (25)$$

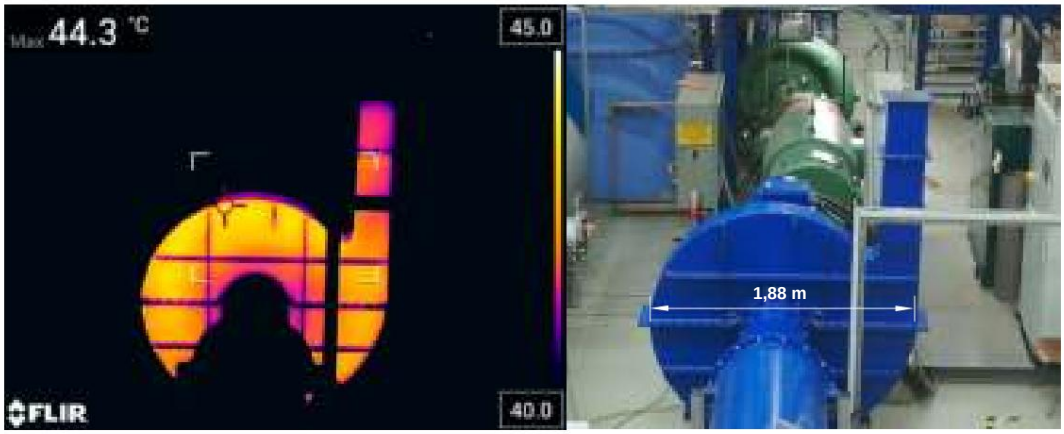


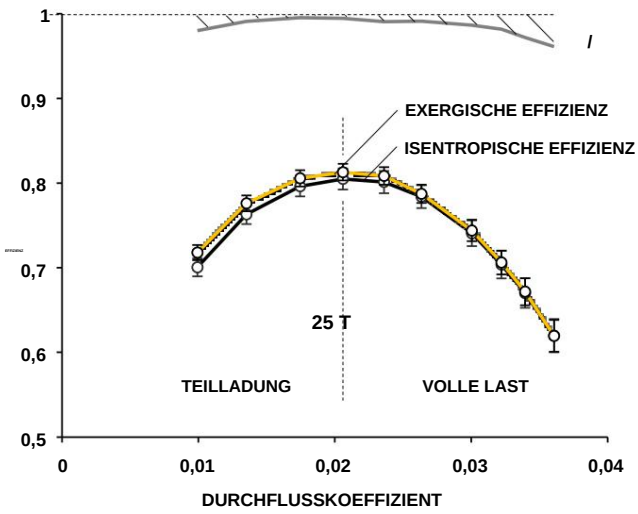

**Abbildung 3. Wärmebilder des Spiralgehäuses. FST Lab., TU Darmstadt.**

**Die Auswertung ergab Wärmeübergangskoeffizienten von $\ddot{y}$ = 4,26 W/m2K für stehende Luft bei Teillast und 85,52 W/m2K bei Volllast, was laut Literatur einer mäßig bis stark bewegten Luft senkrecht zu einer Metallwand entspricht.**

**Das Beispiel zeigt, dass die Berechnung des exergetischen Wirkungsgrades auf Basis der entstehenden Verluste (Gleichung (12)) nicht praktikabel ist. Weder die dissipierte Arbeit noch der Wärmestrom lassen sich einfach bestimmen. Die Berechnung der erzeugten Entropie auf Basis der Ein- und Austrittsbedingungen ist jedoch möglich und wird im nächsten Abschnitt angewendet**

## 4. Vergleich zwischen exergetischer und isentropischer Effizienz

**Abbildung 4 zeigt den Vergleich des exergetischen Wirkungsgrades mit dem isentropen Wirkungsgrad. Für den isentropen Wirkungsgrad wurde die Leistung der isentropen Verdichtung ins Verhältnis zur Laufradleistung gesetzt, während für den exergetischen Wirkungsgrad die Berechnung nach Gleichung (22) verwendet wurde. Die Balken stellen die Unsicherheit der jeweiligen Messpunkte dar. Für die Berechnung jedes Messpunktes wurde ein Datensatz von 200 Wiederholungen gemessen und das Quadrat der Unsicherheit aus der Summe der Quadrate der statistischen und systematischen Messunsicherheit mit einem Vertrauensbereich von 95 % abgeleitet. Für die Teillast ist eine Unsicherheit von etwa einem Prozentpunkt zu erkennen, die sich auf etwa zwei Prozentpunkte der Volllast erhöht.**




ÿ = 2 K

**Abbildung 4. Exergetischer Wirkungsgrad im Vergleich zum isentropischen Wirkungsgrad. Der berechnete Leistungsverlust durch Wärmeabgabe an die Umgebung ist schraffiert dargestellt.**

Machine Translated by Google



Die Unterschiede im Überlastbetrieb zwischen den beiden Wirkungsgraden sind vernachlässigbar. Im Teillastbetrieb wird der Wirkungsgradunterschied größer, wobei der maximale Wirkungsgradunterschied 1,8 Prozentpunkte beträgt. Diese gute Korrelation ist trotz der unterschiedlichen Berechnungsvorschriften bemerkenswert.

Woher kommen die Unterschiede im Wirkungsgrad? Bei isentroper Kompression wird eine reversible Zustandsänderung angenommen, die den Integrationsweg der Zustandsänderung bestimmt . Da die Entropie eine Zustandsvariable ist, hängt der Entropieunterschied nicht von der Wahl des Integrationsweges ab [17]. Entsprechend ist auch der exergetische Wirkungsgrad unabhängig von der Wahl eines Integrationsweges.

Der exergetische Wirkungsgrad beinhaltet neben der Kompressionsleistung auch die reversible Wärmeleistung bezogen auf die Umgebung. Im dargestellten Beispiel beträgt die Differenz zwischen Austrittstemperatur und Umgebungstemperatur T2 ÿ T0 = 2 K im Volllastbetrieb und 25 K im Teillastbetrieb. Die nutzbare Wärmeenergie bezogen auf die Umgebung ist also im Volllastbetrieb gering, während sie im Teillastbetrieb den Wirkungsgradunterschied ausmacht. Diese Wärmeenergie entsteht durch Dissipation und ist nur exergetisch, nicht aber energetisch nutzbar .

Darüber hinaus ist in Bild 4 der mit Gleichung (24) berechnete und anhand der Wärmebilder verifizierte Anteil der Wärmeabfuhr an die Umgebung dargestellt . Die Abfuhr hat ein Minimum im Bereich des Bestpunkts und ein Maximum im Volllastbetrieb mit einem Anteil von etwa 4%-Punkten. Im Teillastbetrieb ist der treibende Mechanismus der Wärmeübertragung die Wärmeleitung, während im Volllastbetrieb eine erhöhte Wärmekonvektion hinzukommt. Beim Austritt der Strömung aus dem Ventilator in die Versuchshalle zirkuliert die Luft in der Halle und damit auch um den Ventilator herum.

## 5. Schlussfolgerungen

Zur Berechnung des exergetischen Wirkungsgrades werden der erste und zweite Hauptsatz der Thermodynamik kombiniert. Sein größter Nutzen liegt also in seiner universellen Anwendbarkeit. Der exergetische Wirkungsgrad berücksichtigt nicht nur die fluidische Leistung aus Druckaufbau und Abgabe eines Volumenstroms, sondern auch die enthaltene nutzbare thermische Ene

Die Untersuchungen zeigen, dass im Teillastbereich mit hohem Druckaufbau ein relevanter Unterschied zwischen isentropischem und exergetischem Wirkungsgrad zu Tage tritt. In der vorliegenden Anwendung mit einem Hochdruck-Radialventilator konnte für den Teillastbetrieb ein Wirkungsgradunterschied von 1,8 %-Punkten zwischen exergetischem und isentropischem Wirkungsgrad festgestellt werden .

Betrachtet man den Sonderfall der isothermen Zustandsänderung, wird der exergetische Wirkungsgrad fast zum isentropen Wirkungsgrad, und es bleibt nur noch die Differenz des Logarithmus des Druckverhältnisses. Nimmt man zudem einen gegen Null konvergierenden Druckaufbau an, bleibt nur noch der kinematische Anteil der Energie übrig. Dieser Sonderfall liegt näherungsweise bei einem Axialventilator ohne Gehäuse vor. Die Näherung des genannten Grenzfalls ist auch im Anwendungsbeispiel zu sehen, wenn man den Volllastbetrieb betrachtet.

Eine Berechnung des exergetischen Wirkungsgrades auf Basis der erzeugten Verluste hat sich als nicht praktikabel erwiesen, eine Berechnung der erzeugten Entropie auf Basis der Ein- und Austrittsbedingungen ist jedoch möglich und einfach umzusetzen. Es hat sich gezeigt, dass der exergetische Wirkungsgrad mit den in der ISO 5801:2018 beschriebenen Prüfständen ermittelt werden kann .

Der Messaufwand steigt insbesondere dann, wenn die Austrittstemperatur gemessen wird . Hier sind Sensoren mit geringer systematischer Unsicherheit erforderlich, um die Gesamtunsicherheit nicht zu verschlechtern. Die Bestimmung der Temperatur des Vorlaufs spielt auch für die exergetische Effizienz eine relevante Rolle, die genauer untersucht werden sollte.

Die im Strom enthaltene Wärmeenergie kann bis zu einem gewissen Grad genutzt werden. Wird der Ventilator zur Belüftung von Gebäuden oder Tunneln eingesetzt, erwärmt sich die Umgebung mit der Wärmeenergie . Da Ventilatoren auch für Kühlprozesse eingesetzt werden, wie etwa in Klimaanlagen, kann die im Abluftstrom enthaltene Exergie nicht immer genutzt werden, sie kann sogar kontraproduktiv sein. Der auf Ventilatoren angewandte exergetische Wirkungsgrad muss da

Machine Translated by Google



**im System berücksichtigt. Ein solcher Systemwirkungsgrad wird heute immer relevanter, wie in der Einleitung erläutert. Für die Bewertung des Bauteils hingegen empfiehlt sich der isentrope Wirkungsgrad, da dieser aufgrund seiner einfachen Anwendbarkeit eine hohe Akzeptanz bei seinen Anwendern hat.**

Die Untersuchung hat gezeigt , **dass insbesondere bei Maschinen mit hohem Druckaufbau mit einem relevanten Unterschied zwischen dem isentropischen und** dem exergetischen Wirkungsgrad zu rechnen i **Zukünftige sinnvolle Anwendungen werden daher Hochdruckventilatoren, Gebläse und Kompressoren sein, aber auch Systeme, bei denen ein großer Temperaturunterschied zwischen der Maschine und der Umgebung besteht, z. B. ein Hochdruckventilator in der Antarktis. Ein weiterer Schritt der Untersuchung wird der Vergleich von diabatischen und adiabatischen Maschinen sein.**

**Beiträge der Autoren: Konzeptualisierung, JB, CS und PFP; Validierung, JB; Schreiben – Vorbereitung des Originalentwurfs, JB, CS und PFP. Alle Autoren haben die veröffentlichte Version des Manuskripts gelesen und stimmen ihr zu.**

**Finanzierung: Diese Forschung erhielt keine externe Finanzierung.**

**Erklärung des Institutional Review Board: Nicht zutreffend.**

**Einverständniserklärung: Nicht zutreffend.**

**Datenverfügbarkeitserklärung: Nicht zutreffend.**

**Interessenkonflikte: Die Autoren erklären, dass keine Interessenkonflikte vorliegen.**

## Verweise

1. de Almeida, AT; Ferreira, FJTE; Fong, J.; Fonseca, P. EUP Lot11 Motoren: Endgültig; Universität Coimbra: Coimbra, Portugal, 2008.
2. Arbeitsgemeinschaft Energiebilanzen eV Anwendungsbilanzen zur Energiebilanz Deutschland. 2023. Online verfügbar: https: //ag-energiebilanzen.de/wp-content/uploads/2023/01/AGEB_21p2_V3_20221222.pdf (abgerufen am 5. September 2022).
3. Betz, A. Wind-Energie und Ihre Ausbreitung Durch Windmühlen: Mit Zahlr. Tab; Aerodynamik. Vers.-Anst: Göttingen, Deutschland, 1926.
4. Pelz, PF; Metzler, M.; Schmitz, C.; Müller, TM Obergrenze für Gezeitenkraft mit seitlichem Bypass. J. Fluid Mech. 2020, 889, A32. [Querverweis]
5. Carnot, S. Reflexionen über die Kraft des Feuers: Und über die Maschinen, die *diese* Kraft entwickeln; Bachelier: Paris, Italien, 1824.
6. Fritzsche, AF; Hahnemann, HW; Rant, Z. Rundschau. Forsch. Ich bin Ing. 1956, 22, 33–37. [CrossRef]
7. Tsatsaronis, G. Definitionen und Nomenklatur in der Exergieanalyse und Exergoökonomie. Energy 2007, 32, 249–253. [CrossRef]
8. Sciubba, E.; Wall, G. Eine kurze kommentierte Geschichte der Exergie von den Anfängen bis 2004. Int. J. Thermodyn. 2007, 10, 1–26.
9. Massimo, M.; Federico, F.; Andrea, L. Proceedings der ASME Turbo Expo: Technische Konferenz und Ausstellung für Turbomaschinen, Band 8: Mikroturbinen, Turbolader und kleine Turbomaschinen; Dampfturbinen: Zur Wahl geeigneter Parameter für die Bewertung der Leistung und Effizienz von Industrieventilatoren; American Society of Mechanical Engineers: New York, NY, USA, 2017.
10. Nakhjiri, M.; Pelz, PF; Matyschok, B.; Horn, A.; Däubler, L. Scheinbarer und tatsächlicher Wirkungsgrad von Turboladern unter Einfluss von Wärmestrom. In Proceedings of the 14th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery, Honolulu, HI, USA, 27. Februar–2. März 2012, Verlag Nicht Ermittelbar, Honolulu, HI, USA; 2012.
11. Dinçer, I.; Rosen, M. Exergy: Energy, Environment and Sustainable Development; Elsevier Science: Amsterdam, Niederlande; Boston, MA, USA; Heidelberg, Deutschland; London, Großbritannien; New York, NY, USA; Oxford, Großbritannien; Paris, Italien, 2013.
12. Sorguven, E.; Incir, S.; Highgate, J. Verlustentstehungsmechanismen in einer Kreiselpumpe mithilfe der Large-Eddy-Simulation verstehen. Int. J. Heat Fluid Flow 2022, 96, 108994. [CrossRef]
13. Mazloum, Y.; Sayah, H.; Nemer, M. Exergieanalyse und exergoökonomische Optimierung einer adiabatischen Druckluftanlage mit konstantem Druck Luftenergiespeichersystem. J. Energy Storage 2017, 14, 192–202. [CrossRef]
14. Pelz, PF; Saul, S.; Brötz, J. Effizienzskalierung – Einfluss von Reynolds und Machzahl auf die Lüfterleistung. J. Turbomach. 2021, 144, 061001. [CrossRef]
15. Schobeiri, MT Turbomachinery Flow Physics and Dynamic Performance, 2. Auflage; Springer: Berlin, Deutschland, 2016.
16. Gibbs, JW On the Equilibrium of Heterogeneous Substances; Universitätsbibliothek Heidelberg: Heidelberg, Deutschland, 1879.
17. Baehr, HD; Kabelac, S. Thermodynamik: Grundlagen und Technische Anwendungen, 16. Aufl.; Springer: Berlin/Heidelberg, Deutschland, 2016.

**Haftungsausschluss/Anmerkung des Herausgebers: Die in allen Veröffentlichungen enthaltenen Aussagen, Meinungen und Daten sind ausschließlich die der einzelnen Autoren und Mitwirkenden und nicht die von MDPI und/oder den Herausgebern. MDPI und/oder die Herausgeber lehnen jegliche Verantwortung für Personen- oder Sachschäden ab, die aus den im Inhalt erwähnten Ideen, Methoden, Anweisungen oder Produkten resultieren.**

Machine Translated by Google

Internationale Zeitschrift für
*Turbomaschinen*
*Antrieb und Leistung*

MDPI

Artikel

# Datengesteuertes Framework zur Anomalieerkennung für komplexe Degradationsüberwachung von Flugzeugtriebwerken

**Zichen Yan [1], Jianzhong Sun 1,*, Yang Yi [1], Caiqiong Yang [2] und Jingbo Sun [3]**

[1] Hochschule für Zivilluftfahrt, Universität für Luft- und Raumfahrt Nanjing, Nanjing 211106, China
[2] AECC Sichuan Gas Turbine Establishment, Chengdu 610000,
[3] China Aero Engine Academy of China, Aero Engine Corporation of China, Peking 101300, China * Korrespondenz: sunjianzhong@nuaa.edu.cn; Tel.: +86-025-84895772

**Zusammenfassung: Die Datenanalyse ist ein wichtiger Teil des Gesundheitsmanagements von Flugzeugtriebwerken. Um eine genaue Zustandsüberwachung durchführen zu können, müssen effektivere Analysetools entwickelt werden. Daher wurde eine integrierte Algorithmenbibliothek speziell für die Erkennung von Triebwerkanomalien entwickelt, die PyPEFD (Python Package for Engine Fault Detection). Es werden verschiedene Algorithmen für die Basismodellierung, Anomalieerkennung und Trendanalyse vorgestellt und verglichen. In diesem Dokument werden die Simulationsdaten verwendet, um die Funktion der Anomalieerkennungsalgorithmen zu überprüfen, die Erkennung mehrerer Fehler erfolgreich abzuschließen und den Gena**

**Schlüsselwörter: Data Mining; Flugzeugtriebwerk; Algorithmenbibliothek; Anomalieerkennung; Baseline-Konstruktion**

## 1. Einleitung

Bei der vorausschauenden Wartung geht es in erster Linie um das Zuverlässigkeitsproblem des Triebwerks. Sie stellt sicher, dass das Triebwerk unter festgelegten Bedingungen normal funktionieren Dies ist eine wichtige Voraussetzung für die Sicherheit von Flugzeugen, denn Ausfälle sicherheitskritischer Systeme wie Flugzeugtriebwerke können erhebliche wirtschaftliche Störungen und sogar schwere Unfälle mit potenziellem Verlust von Menschenleben verursachen. Daher ist die Vorhersage von Triebwerksausfällen von großer Bedeutung für die Aufrechterhaltung der Funktionalität sicherheitskritischer Systeme, was höhere Anforderungen an die Überwachung des Leistungs Der Trend in der Luft- und Raumfahrtwartungsbranche geht in Richtung neuer Technologien, wie beispielsweise prädiktiver Wartungssysteme auf Basis von Zustandsüberwachung, um Leistungseinbußen früher zu erkennen und Wartungsaktivitäten proaktiv zu planen, um ungeplante Wartungsereignisse zu reduzieren. Daher ist die Vorhersage von Triebwerksausfällen von großer Bedeutung für die Aufrechterhaltung der Funktionalität sicherheitskritischer Systeme, was höhere Anforderungen an die Überwachung des Leistungszustands des Triebwerks mit sich bringt [4].

Fortschrittliche Sensortechnologie hat zur Entwicklung von Zustandsüberwachungstechnologien geführt. Für industrielle Anwendungen sollte die Grenzfrage der multimodalen Datenanalyse die Kombination anwendbarer Data-Mining-Methoden sein [5]. Inzwischen wurden in der Literatur datengesteuerte Techniken zur Zustandsüb Diese Algorithmen lassen sich in Klassifizierung, Clustering, Regression, Dimensionsreduktion usw. unterteilen. William R. et al. schlugen ein Framework zur Fehlererkennung vor, das ein Gaußsches Mischmodell und ein Hidden-Markov-Modell kombiniert, um die Zustandsbestimmung des in Flugzeugtriebwerken verwendeten VSVA-Systems (Variable Stator Vane Actuator) durchzuführen [6]; Consumi et al. entwickelten eine Bayessche Inferenzmethode zur Durchführung einer Gaspfadanalyse von Turbostrahltriebwerken [7]. Das von Li L vorgeschlagene Clustering-Modell Cluster AD-Flight verwendet den DBSCAN- Algorithmus (Density-Based Spatial Clustering of Applications with Noise) für mehrdimensionale Clustering- Analysen, um abnormale Flüge von mehrere Regressionsbasierte Methoden werden ebenfalls häufig verwendet. Diese Methoden verwenden Regressionsmodelle, um mehrdimensionale Daten anzupassen, und erkennen dann Anomalien basierend auf den Vorhersagen der Regressionsmodelle und den Unterschieden in den Datenbeobachtungen. Dewallef P et al.

check for updates

**Zitat: Yan, Z.; Sun, J.; Yi, Y.; Yang, C.; Sun, J. Datengesteuertes Anomalieerkennungsframework für die komplexe Degradationsüberwachung von Flugzeugtriebwerken.** Int. J. Turbomach. Propuls. Power **2023, 8, 3. https://doi.org/10.3390/ijtpp8010003**

**Erhalten: 2. August 2022**
**Überarbeitet: 27. Januar 2023**
**Akzeptiert: 30. Januar 2023**
**Veröffentlicht: 1. Februar 2023**

**Copyright: © 2023 bei den Autoren. Lizenznehmer MDPI, Basel, Schweiz.**

**Dieser Artikel ist ein Open Access-Artikel, der unter den Bedingungen und Bedingungen der Creative Commons Namensnennungs-Lizenz (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).**

Machine Translated by Google



**Filtermodell zur Bewältigung der Probleme der Leistungsüberwachung und Fehlerdiagnose auf der Grundlage verschiedener Messungen im Gasweg, einschließlich Brennstoffdurchfluss, Spulendrehzahl und Temperatur von Kompressorschaufel und Gehäuse [9]; Seo DH et al. haben ein neuronales Netzwerk-Framework vorgeschlagen, das mit einer Support Vector Machine kombiniert wird, um den Betriebszustand des Motors zu überwachen. Dieses Framework wurde auf die On-Design- und Off-Design-Leistungsdaten eines Wellenleistungsmotors angewendet, die vom Gasturbinen-Simulationsprogramm (**

**Ein weiteres Thema im Zusammenhang mit der Anomalieerkennung ist die nachbarschaftsbasierte Methode. Dabei wird eine Distanz gewählt oder eine Ähnlichkeitsmessmethode verwendet, um eine Nachbarschaft zu definieren, und die Distanz oder relative Dichte zwischen einem Stichprobenpunkt und seiner Nachbarschaft wird als Anomaliewert berechnet. In diesem Bereich haben Puranik et al. sowohl die k-nächste Nachbarschaft (KNN) als auch den lokalen Ausreißerfaktor (LOF) angewendet, um eine quantitative Analyse der Flugdatenausreißererkennung durchzuführen [ 11]. Eine andere KNN-Methode zur Datenanomalieerkennung wird von Manukyan A et al. angewendet, um momentane abnormale Punk**

**Der Entwicklungsprozess eines Algorithmus zur Anomalieerkennung für Motordaten wirft jedoch mehrere Probleme auf. Erstens sind nur sehr wenige öffentliche Datensätze verfügbar. Die Algorithmusentwicklung erfordert Datensätze, insbesondere Fehlerdaten zur Überprüfung, während die tatsächlichen Motordaten aufgrund von Vertraulichkeitsproblemen schwer zu erhalten sind und die Anzahl d**

**Zudem handelt es sich bei Motordaten in der Regel um technische Geheimnisse, die nicht ohne weiteres freigegeben werden können [13].**

**Zweitens sind zwar viele Algorithmen vorhanden, aber nur ein Teil davon ist für die Motorüberwachung geeignet , d. h. es fehlt eine integrierte Bibliothek von Erkennungsalgorithmen. Der gesamte Motorüberwachungsprozess umfasst die Erstellung einer Basislinie, die Erkennung von Anomalien und die Vorhersage von Trends, und dies erfordert die Zusammenarbeit mehrerer Algorithmen.**

**Schließlich gibt es zu viele Anwendungen klassischer Algorithmen des maschinellen Lernens und es fehlen einige Versuche, neue Algorithmen im Bereich der künstlichen Intelligenz für die Motorzustandsüberwachung** anzuwenden **[14].**

**Dieses Dokument ist in fünf Abschnitte unterteilt. Abschnitt 2 stellt die Daten zur Überwachung des Motorzustands vor und führt deren Besonderheiten auf. Abschnitt 3 listet die maschinellen Lerntechniken in der entwickelten Algorithmen-Toolbox zur Erkennung von Motoranomalien auf. Abschnitt 4 enthält eine detaillierte Beschreibung des Simulationsdatensatzes von Motorgaspfadfehlern und den Vergleich der Erkennungsergebnisse mithilf**

Abschließend **wird die Arbeit in Abschnitt 5** abgeschlossen.

## **2. Überwachung des Zustands von Triebwerken in Verkehrsflugzeugen** 2.1.

### Analyse des Gaspfads des Triebwerks

**Die Leistung von Flugzeugtriebwerken hängt von der sorgfältig abgestimmten Interaktion zwischen den einzelnen Gaspfadkomponenten ab. Der Hochdruckkompressor (HPC) und die Hochdruckturbine (HPT) werden oft als Kerntriebwerk bezeichnet, das für die Erzeugung von Leistung zuständig ist, die die LPT in mechanische Leistung zum Antrieb des Lüfters umwandelt. Typische Sensoren in Flugzeugtriebwerkssystemen sind Temperatursensoren, Geschwindigkeitssensoren und Drucksensoren, die sich in verschiedenen Stationen des Triebwerks befinden. Diese Rohsensordaten enthalten Steuerungs- und Rückkopplungsmechanismen ; daher können durch einfache Analyse keine effektive Andere Zustandsparameter wie Machzahl, Flughöhe und Lufttemperatur werden zur weiteren Analyse einbezogen. Abbildungÿ1 zeigt die Online-Parameter der eingebauten Sensoren eines typischen modernen Turbofan-Triebwerks, die die wichtigsten Gaspfadkomponenten des Triebwerks und wichtige Nebensysteme (Nebensysteme wie Schmieröl- und Kraftstoffsteuerung ) usw.** abdecken **[15].**

**Die Gaspfadanalyse (GPA) ist eine Methode, die Abweichungen gemessener Motorleistungsparameter, die sich aus der Abnutzung des Motors ergeben, mit dem Zustand seiner Gaspfadkomponenten in Beziehung setzt [16]. Sie ist sinnvoll für die bestehenden Diagnosemethoden für Gasturbinen, die häufig für die zustandsabhängige Wartung verwendet werden. Um diese Methoden in die Praxis umzusetzen , stand die Verbesserung der Diagnosegenauigkeit im Mittelpunkt der Entwicklung besserer GPA-Techniken [17–19].**

Machine Translated by Google



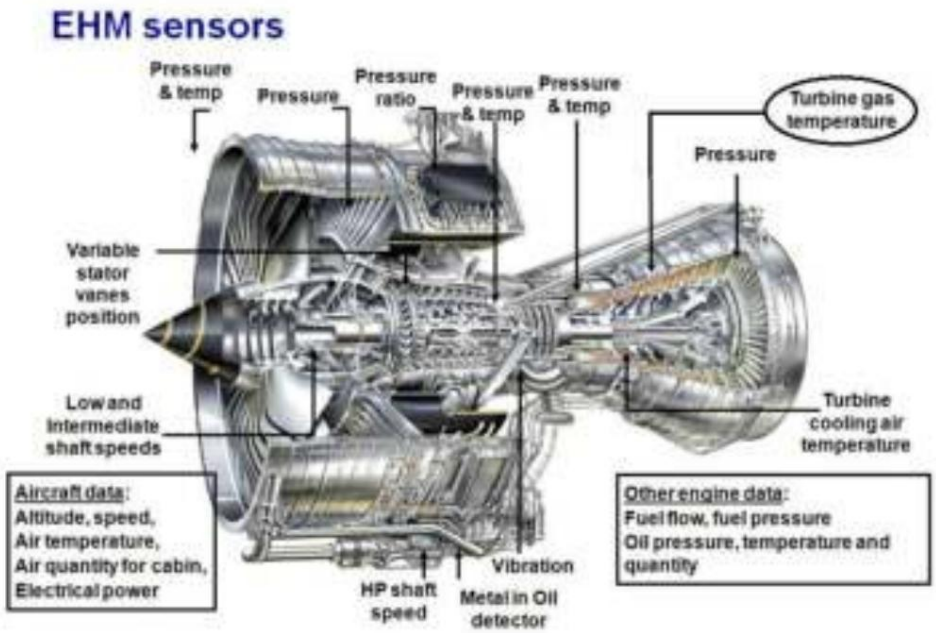



**Abbildung 1. Typische im Motor eingebaute Sensorparameter.**

**Bestehende Ansätze können in zwei Kategorien eingeteilt werden: physikbasierte Methoden und datengesteuerte Methoden. Die physikbasierten Methoden zielen darauf ab, die Physik der Ausfallmechanismen durch mathematische Modellierung der untersuchten Komponenten und Systeme** zu beschreiben . **Solche Methoden sind anwendbar, wenn genügend Informationen über die internen Parameter des Systems vorhanden sind und die Ausfallmechanismen auf dieser Grundlage pa Houman Hanachi et al. entwickelten einen robusten physikbasierten Leistungsindikator für Flugtriebwerke [20]. In ihrer Arbeit wurde ein umfassendes physikbasiertes thermodynamisches Modell für den Gasweg eines Einwellenmotors entwickelt, um den Zyklus genau vorherzusagen Parameter basierend auf begrenzten tatsächlichen Betriebsdaten. Physikalische Degradationsprozesse sind nur bei kritischen oder relativ einfachen Komponenten gut verstanden, und physikbasierte Ansätze werden im Allgemeinen durch ihre begrenzte Fähigkeit behindert, die Parameter von Modellen mit hoher Komplexität oder Modellunvollständigkeit richtig abzustimmen, was den Einsatz in praktischen Anwendungen** einschränkt **[21]. Der alternative Ansatz zur Zustandsüberwachung ist die Verwendung datengesteuerter Modelle [22]. Diese Ansätze verwenden große Datenmengen, vorzugsweise aus verschiedenen Quellen, und wenden Datenanalysetechniken wie maschinelles Lernen und künstliche neuronale Netzwerke an, um Muster und Beziehungen in den Datensätzen zu entdecken. Dies bedeutet, dass im Prinzip kein Wissen über die Systemeigenschaften oder das Fehlerverhalten erforderlich ist, was den Ansatz belie**

### 2.2. Daten zur Motorzustandsüberwachung

**Ein Flug ist in unterschiedliche Flugphasen unterteilt, die jeweils eine andere Auswirkung auf den Motor haben, was die Datenüberwachung erschwert. Derzeit werden Quick Access Recorder (QAR) von vielen Fluggesellschaften eingesetzt, da sie vollständige Flugdaten liefern, die kontinuierlich mit einer Frequenz von 1 Hz und mehr abgetastet werden, und die Erforschung neuer Methoden zur Überwachung des Motorzustands ermöglichen. Alle anderen Funktionen, wie Überschreitungstests und Berichterstellung , basieren auf der Flugphase und werden von ihr gesteuert. Das Flugphasendiagramm ist in Abbildung 2 dargestellt. Die Flugphase wird anhand einer Zustandsübergangsmaschine bestimmt, d. h., sobald eine bestimmte Flugphase erreicht ist, kann sie nur unter bestimmten Bedingungen in eine andere Flugphase übergehen . Daher kann die Flugphase als Leistungskennzeichen verwendet werden, um zu beschreiben, wie der Motor derzeit arbeitet. Die Flugphasen, die hauptsächlich in Abbildung 2** besprochen werden, sind in Tabelle **1 darg**

Machine Translated by Google



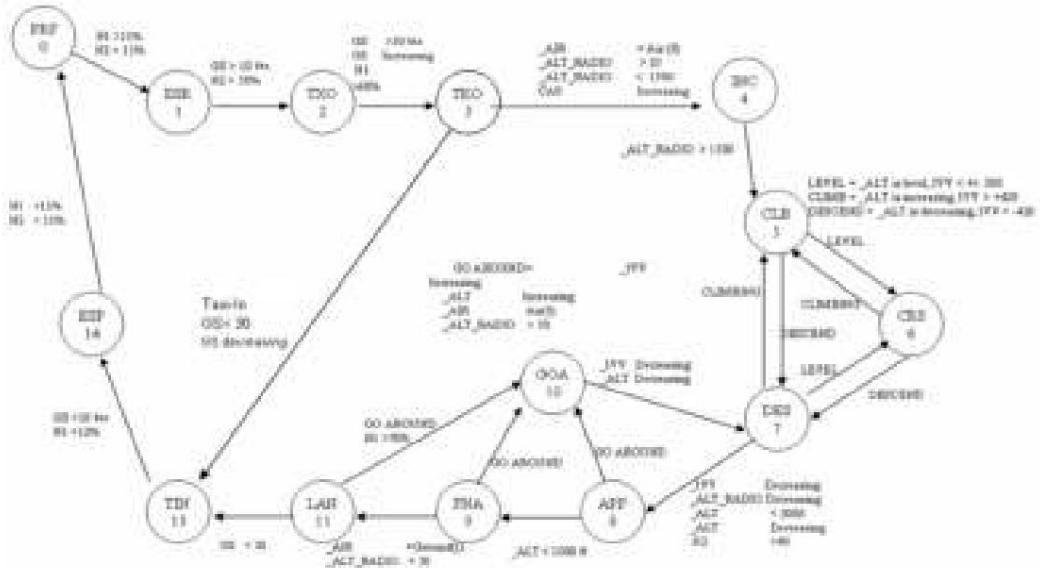


**Abbildung 2. Flugphasendiagramm.**

**Tabelle 1. Flugphase.**

| Nummer | Code | Flugphase |
|---|---|---|
| 0 | PRF | Vor dem Flug |
| 1 | ESR | Motorstart |
| 2 | TXO | Taxi raus |
| 3 | Technischer K.O. | Abheben |
| 4 | INC | Anfänglicher Anstieg |
| 5 | CLB | Aufstieg |
| 6 | CRS | Kreuzfahrt |
| 7 | DES | Abstieg |
| 8 | APP | Ansatz |
| 9 | FNA | Endanflug |
| 10 | GOA | Umhergehen |
| 11 | LAN | Landung |
| 12 | ETIKETT | Berühren und loslegen |
| 13 | ZINN | Taxi In |
| 14 | ESP | Motorstopp |

**Für die Erfassung von Reisedaten müssen Datenpunkte unter stabilen Betriebsbedingungen aufgezeichnet werden , die vor der Datenaufzeichnung mindestens 5 Minuten lang bei Reiseeinstellungen stabilisiert w Aufzeichnung, Lüfterdrehzahl (N1) Variation muss minimiert werden, und stabile Flugzeug/Motor Bedingungen müssen eingehalten werden. Für die Erfassung der Startdaten sollten Überwachungsdaten bei oder nahe den Bedingungen aufgezeichnet werden, bei denen typischerweise die maximale Abgastemperatur für den Motor auftritt, ist, während des Starts mit voller oder reduzierter Schubkraft, bei jeder Umgebungstemperatur. Diese Daten Punkte können die für die Analyse erforderliche Datenmenge effektiv reduzieren, bieten aber sehr wenig Informationen, um die Schwankungen im Leistungszustand des Motors im Laufe der die gesamte Flugstrecke.**

**Bei der eigentlichen Analyse werden selten die gesamten Flugdaten analysiert, sondern bestimmte Betriebsdaten extrahiert. Punkte während des Starts und der Reise zur Zustandsüberwachung. Die Form der Zustandsüberwachungsdaten können zu Schwierigkeiten bei der Unterscheidung zwischen Fehlern und zufällige Streuung. Abhängig von der fehlerhaften Komponente und der Schwere des Fehlers kann es Zur Erkennung sind mehrere Datenpunkte erforderlich [24]. Dies kann zu Fehlalarmen und verpassten Alarmen führen. Daher sollte eine kontinuierliche Überwachung des gesamten Flugabschnitts durchgeführt werden, um Verbessern Sie die Fehlererkennungsrate.**

Machine Translated by Google



## 3. Entwicklung der Engine Data Mining Toolbox

**Bestehende Ansätze für Engine Data Mining können in drei Kategorien eingeteilt werden: Basis-Linienkonstruktion, Anomalieerkennung und Trendvorhersage.**

**Das Basismodell wird häufig bei der Überwachung des Motorzustands verwendet. Das Basismodell, d. h. der Gesundheitsindikator, wird vorgeschlagen, um den unbeobachteten Degradationszustand des Motors zu charakte Zur Berechnung des Gesundheitsindikators können nichtparametrische Modellierungstechniken wie Multivariate State Estimation Technique** (MSET) und Random Forest (RF) eingesetzt werden. Basierend **auf dem entwickelten Basismodell wird der Deltawert zwischen dem tatsächlichen Wert und dem Basiswert in Echtzeit überwacht, um den Zustand der Gaspfadkomponenten zu überwachen und eine Warnung auszulösen, sobald ein Fehler auftritt.**

**Bei der Erkennung von Motoranomalien geht es üblicherweise darum, den Fehler zu erkennen und zu lokalisieren, indem der mechanische Zustand des Hauptmotors (mechanische Schäden, Motorvibration, Schmierung, Getriebe und Kraftstoffsteuersysteme) analysiert und die Leistungsparameter umfassend analysiert werden [25]. Die Erkennungsmethode erfordert die Fähigkeit, den Fehler genau zu isolieren, erfordert aber auch eine quantitative Bewertung der Schwere des Fehlers, um Daten für die Vorhersage der verbleibenden Lebensdauer und die Entscheidung In dieses Modul sind mehrere verschiedene Algorithmen zur Anomalieerkennung integriert, die Funktionen wie Ausreißererkennung, Trendanomalieerkennung und Clustering abdecken.**

**Die Parametertrendvorhersage umfasst die Vorhersage der Gaswegleistung und der verbleibenden Lebensdauer wichtiger Komponenten. Bei der Trendvorhersage wird die allmähliche Leistungsverschlechterung verfolgt, um den Degradationszustand jedes Moduls vor dem Fehler zu ermitteln.** Anschließend werden die Informationen bei der Isolierung und Bewertung des Fehlers berücksichtigt, um **die Ergebnisse der Gesundheitsbewertung zu verbessern .**

**Dieser Artikel sammelt die zur Erkennung von Motoranomalien verwendeten Algorithmen und integriert sie in eine Algorithmenbibliothek, die überwachte und unüberwachte Algorithmen umfasst. Tabelle 2 stellt die verschiedenen Arten von Algorithmen vor, die in der Algorithmenbibliothek enthalten sind. Aufgrund der komplizierten Formen von Motorausfällen muss die Vielfalt der Algorithmen gewährleistet sein, um die Erkennungseffizienz zu verbessern.**

**Tabelle 2. Algorithmusdetails.**

| Typ | Algorithmus |
|---|---|
| Modul „Baseline-Konstruktion“ | RF (Zufallswald) |
| | MSET (Mehrfachzustandsschätzungstechnik) |
| | LSTM (Langzeitgedächtnis) |
| Modul zur Anomalieerkennung | MD (Mahalanobis-Distanz) |
| | Iforest (Isolationswald) |
| | XGBOD (Extreme Gradient Boosting Outlier Erkennung) |
| | MCD (Minimale Kovarianzdeterminante) |
| | WFCS (Feature Weighted Fuzzy Compactness und Trennung) |
| | GMM (Gaußsches Mischmodell) |
| | DTW (Dynamisches Zeit-Warping) |
| | VAE (Variationaler Autoencoder) |
| Modul zur Vorhersage von Parametertrends | ARMA (Autoregressives gleitendes Durchschnittsmodell) |
| | Zustandsraummodell |

**In diesem Dokument werden hauptsächlich die folgenden vier Methoden zur Anomalieerkennung verwendet.**

1. **Isolationswald, IF**

Machine Translated by Google



Isolation Forest ist ein unüberwachter Lernalgorithmus zur Anomalieerkennung, der auf dem Prinzip der Isolierung von Anomalien basiert [25]. Anstatt zu versuchen, ein Modell normaler Instanzen zu erstellen, isoliert er explizit anomale Punkte im Datensatz. Der Hauptvorteil dieses Ansatzes ist die Möglichkeit, Sampling-Techniken in einem Ausmaß auszunutzen, das den profilbasierten Methoden nicht gestattet ist, wodurch ein sehr schneller Algorithmus mit geringem Speicherbedarf entsteht . andere Algorithmen für ein effizientes Fehlererkennungssystem.

### 2. Extreme Gradient Boosting-Ausreißererkennung, XGBOD

XGBOD wird zur verbesserten Erkennung von Ausreißern aus normalen Beobachtungen demonstriert. vationen in verschiedenen praktischen Datensätzen. Es kombiniert die Stärken sowohl überwachter als auch unüberwachter maschineller Lernmethoden, indem es einen hybriden Ansatz schafft, der jede ihrer individuellen Leistungsfähigkeit bei der Erkennung von Ausreißern nutzt. Im Vergleich zu anderen halbüberwachten Ensemblemethoden für Ausreißer bietet XGBOD bessere Vorhersagefähigkeiten, eliminiert die Abhängigkeit vom Aufbau ausgeglichener Teilstichproben und der Mittelung der Ergebnisse und verbessert die Effizienz bei stabilerer Ausführung

### 3. Minimale Kovarianzdeterminante, MCD

Die Methode der minimalen Kovarianzdeterminante (MCD) von Rousseeuw (1984) ist ein äußerst robuster Schätzer der multivariaten Lage und Streuung [27], wobei die Mahalanobis-Distanzen als Ausreißerwerte verwendet werden. Ziel ist es, h Beobachtungen (von n) zu finden, deren Kovarianzmatrix die niedrigste Determinante hat.

### 4. Ein-Klassen-Support-Vektor-Maschine, OCSVM

Support Vector Machine (SVM) ist eine verallgemeinerte lineare Klassifikatormethode zur binären Klassifizierung von Daten, die zum überwachten Lernen gehört. SVM ist definiert als linearer Klassifikator mit dem maximalen Intervall im Merkmalsraum, und seine Lernstrategie besteht darin, das Intervall zu maximieren, was schließlich in die Lösung eines quadratischen Programmierproblems umgewandelt wird . Der Unterschied zwischen One-class Support Vector Machine (OCSVM) und Support Vector Machine besteht darin, dass es nur eine Kategorie von Trainingsdaten gibt. Wenn die Testdaten in das Modell eingegeben werden, erkennt das Modell, ob sie den Trainingsdaten ähnlich sind . Zur Anomalieerkennung sind die Trainingsdaten gesunde Proben, und ob die Testdaten abnormal sind, wird bestimmt, indem

## 4. Fallstudie: Gaspfad-Fehlersimulation

Ein Anwendungstestfall wird an einem zweiwelligen, teilweise gemischten Turbofan mit hohem Nebenstromverhältnis durchgeführt, der die modernen Turbofan-Triebwerke in der Zivilluftfahrt repräsentiert. Das Triebwerksleistungsmodell besteht aus 10 Gesundheitsparametern zur Charakterisierung des Zustands von fünf Komponenten und 7 Leistungsmessungen, die repräsentativ für einen Messsatz heutiger ziviler Turbofans sind. Abbildung 3 zeigt den Prozess des gesamten Forschungsfalls. Die spezifischen Parameter sind in Abbildung 4 und Tabelle 3 dargestell

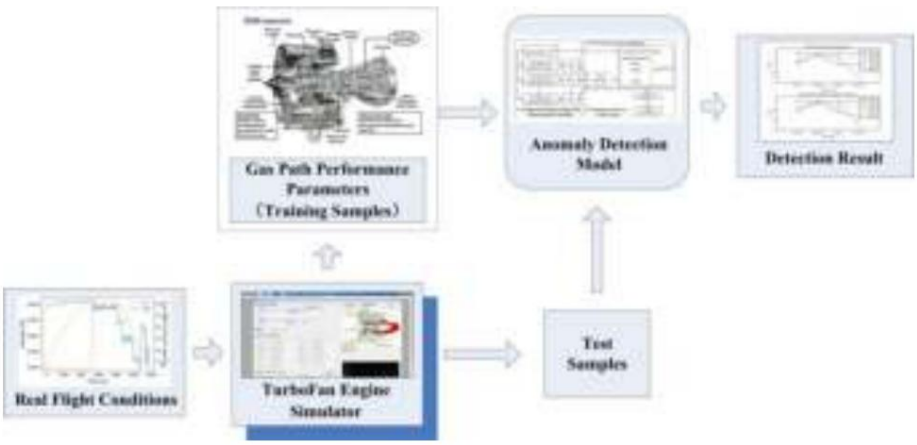



**Abbildung 3. Fallstudienprozess.**

Machine Translated by Google



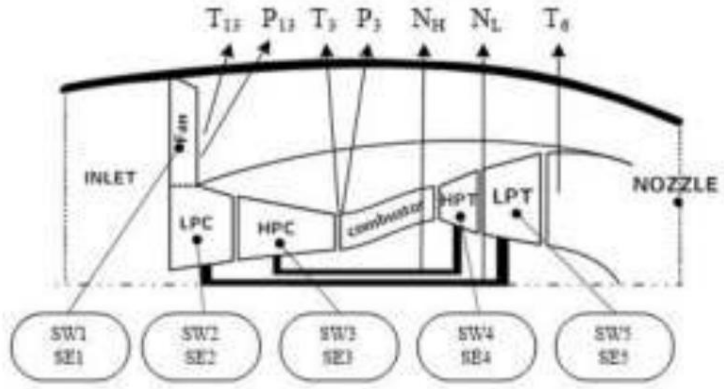



**Abbildung 4. Übersicht über die Parameter der Motorleistungssimulation.**

**Tabelle 3. Parameterdetails.**

| Gesundheitsparameter | Messung der Gaspfadleistung |
|---|---|
| Lüfterströmungskorrekturfaktor SW1 (%) | Auslassdruck des Ventilators P13 (bar) |
| Korrekturfaktor für die Ventilatoreffizienz SE1 (%) | Austrittstemperatur des Ventilators T13 (C) |
| LPC-Flusskorrekturfaktor SW2 (%) | Austrittstemperatur des HPC T3 (C) |
| LPC-Effizienzkorrekturfaktor SE2 (%) | Ausgangsdruck des HPC P3 (bar) |
| HPC-Durchflusskorrekturfaktor SW3 (%) | Niederdruckrotordrehzahl NL (U/min) |
| HPC-Effizienzkorrekturfaktor SE3 (%) | Hochdruckrotordrehzahl NH (U/min) |
| HPT-Durchflusskorrekturfaktor SW4 (%) | Abgastemperatur T6 (C) |
| HPT-Effizienzkorrekturfaktor SE4 (%) | Eingangsdruck HPC P2 (bar) |
| LPT-Flusskorrekturfaktor SW5 (%) | Einlasstemperatur von HPC T2 (C) |
| LPT-Effizienzkorrekturfaktor SE5 (%) | |

### 4.1. Simulationsprozess

**Alle Simulationsdaten werden mit dem TurboFan Engine Simulator gewonnen. Durch Eingabe einer bestimmten Betriebsbedingung kann die Simulationssoftware die Leistungsparameter be unter der Bedingung.**

**Zunächst wird eine Flotte von Motoren simuliert. Die Komponenten des Systems werden durch den Verschleiß durch den Gebrauch abgenutzt. Dies ist meist ein langsames Phänomen, das wird relativ zur früheren Leistung desselben Motors erkannt. Es ist sehr schwierig, einen Effizienzverlust in absoluten Werten, da jede Einheit der Flotte leicht unterschiedliche Anfangs-Verschleiß an der Motorkomponente aufgrund von Fertigungs- und Montagetoleranzen, die führt zu Unterschieden in den Gesundheitsparametern der einzelnen Motorkomponenten in der Flotte, wie zum Beispiel Effizienz und Durchfluss.**

**Zunächst wird eine Flotte von Motoren simuliert. Die Komponenten des Systems**

**Aus den oben genannten Gründen kann jeder Motor in der Startflotte unterschieden werden anhand von der Unterschied in den anfänglichen Gesundheitsparametern. Unter der Annahme, dass die Abweichung zwischen den Gesundheitsparameter einer bestimmten Motoreinheit und der Basiswert entsprechen einem Dreieck Verteilung, die maximalen und minimalen Abweichungswerte der Parameter jedes Komponente sind in Tabelle 4 aufgeführt.**

**Basierend auf der Dreiecksverteilung der Parameter übernimmt dieses Papier die Monte Carlo Idee, Werte zufällig auszuwählen, und generiert 100 Sätze von Einheit Körpergesundheitsparameter Abweichungswerte und verwendet diese zur Unterscheidung jedes einzelnen Motors. Abbildung 5 zeigt die Dreiecksverteilung der Abweichung der Lüftereffizienz.**

**Nach dem Erhalt der Flottendaten besteht der nächste Schritt darin, unterschiedliche Startbedingungen zu simulieren für jeden einzelnen Motor. Jeder Satz unterschiedlicher Startbedingungen stellt eine Simulation dar ein bestimmter Flug. Die Simulationsmethode ist die gleiche wie bei den Flottendaten. Unter der Annahme, dass Die Parameter der Startbedingung entsprechen ebenfalls der Dreiecksverteilung, die Die maximalen und minimalen Abweichungswerte sind in Tabelle 5 aufgeführt.**

Machine Translated by Google



**Tabelle 4. Abweichung der Gesundheitsparameter.**

| Gesundheitsparameter | Minimale Abweichung | Maximale Abweichung |
|---|---|---|
| Lüfterströmungskorrekturfaktor SW1 (%) | ÿ1 | 1 |
| Korrekturfaktor für die Ventilatoreffizienz SE1 (%) | ÿ0,3 | 0,1 |
| LPC-Flusskorrekturfaktor SW2 (%) | ÿ1 | 1 |
| LPC-Effizienzkorrekturfaktor SE2 (%) | ÿ1 | 0,5 |
| HPC-Durchflusskorrekturfaktor SW3 (%) | ÿ1 | 1 |
| HPC-Effizienzkorrekturfaktor SE3 (%) | ÿ0,6 | 0,6 |
| HPT-Durchflusskorrekturfaktor SW4 (%) | ÿ1,5 | 1.5 |
| HPT-Effizienzkorrekturfaktor SE4 (%) | ÿ0,35 | 0,15 |
| LPT-Flusskorrekturfaktor SW5 (%) | ÿ0,5 | 0,5 |
| LPT-Effizienzkorrekturfaktor SE5 (%) | ÿ0,5 | 0,5 |

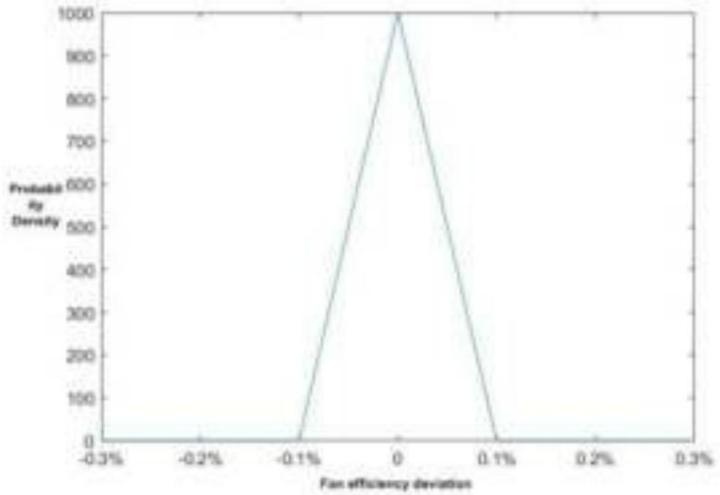



**Abbildung 5. Wahrscheinlichkeitsdichte der Abweichung der Lüftereffizienz.**

**Tabelle 5. Abweichung der Bedingungsparameter.**

| Bedingungsparameter | Minimum Abweichung | Maximal Abweichung |
|---|---|---|
| Höhe (m) | ÿ500 | 500 |
| Mach-Zahl | 0,24 | 0,26 |
| Standard-Atmosphären | ÿ20 | ÿ500 20 |
| Temperaturunterschied (C) | | |
| Kraftstoffdurchfluss (kg/s) | 0,83 | 0,97 ÿ20 |

**Jeder Motor generiert zufällig 1000 Sätze von Zustandsparameterwerten für die Flugsimulation . Nach Abschluss der Simulationsberechnung werden die Leistungsdaten von 100 M** erhalten wird, und für jedes Triebwerk werden 1000 Flüge simuliert. **Die mit Hilfe des Leistungsmodells berechneten Gaspfadparameter** enthalten kein Rauschen, aber in der Praxis ist der S **führt zwangsläufig zu Messrauschen. Daher ist eine gewisse Menge an Gaußschen**
**Um das tatsächliche Messrauschen zu simulieren, wird den Gaspfadparametern Rauschen hinzugefügt.**

### 4.2. Datenvorverarbeitung und Fehlereinfügung

**Das Basismodell des Motors kann die grundlegenden Funktionsbeziehungen des Motors widerspiegeln Leistungsparameter in einem gesunden Zustand. Wenn der Motor in einem gesunden Zustand ist, Der Wert der Leistungsparameterabweichung wird durch Subtraktion des Basiswertes von Der tatsächliche Messwert sollte theoretisch um 0 schwanken. Der abnormale**
**Die Erkennung des Motorleistungsparameters kann durch Analyse der Abweichung realisiert werden Wertefolge.**

Machine Translated by Google



**Die Leistungsmessungsdeltas** (ÿY) **jedes Parameters müssen berechnet werden um die Erkennung des Algorithmus zu erleichtern. Die Formel lautet wie folgt:**

$$ÿY = Y ÿ Y0 \quad (1)$$

**wobei** Y **den Wert des Parameters darstellt und Y0 den Nominalwert bei einem typischen Startbedingung, wenn der Motor sauber und neu ist. (Das heißt, mit dem Random-Forest-Algorithmus zur Parameterregression).**

**Die Abweichung der Gesundheitsparameter wird wie folgt berechnet:**

$$ÿf = (f ÿ f0) \cdot 100\ \% \quad (2)$$

**wobei** f **0 = 1 bedeutet, dass der Motor in einem sauberen und neuen Zustand ist. Die Wechselwirkung zwischen Die Abweichungen der Gesundheitsparameter und die Deltas der Messungen werden durch ein Multi ausgedrückt variables Regressionsmodell, das durch Linearisierung der Motorleistung erhalten wird Modell in einem typischen Startbetriebspunkt.**

**In diesem Artikel werden zwei Arten von Basiswerten Y0 berechnet. Eine besteht in der zufälligen Auswahl 400 Datensätze aus allen Gesundheitszustandsdaten der Flotte, um einen Basiswert zu berechnen. Die andere basiert auf den ersten 400 Gesundheitsdaten jedes Motors, insgesamt 20 Motoren personalisierte Die Basiswerte wurden separat ermittelt.**

**Bauteilfehler werden durch Abweichung der entsprechenden Gesundheitsparameter simuliert von ihren Nennwerten, also den Durchfluss- und Effizienzabweichungen jedes Moduls. demonstrieren den vorgeschlagenen Mechanismus zur Informationsfusion, einen typischen Satz von Fehlerszenarien untersucht, die verschiedene mögliche Fehler in allen einzelnen Komponenten abdeckt (angegeben in Tabelle 6).**

**Tabelle 6. Fehlermodi.**

| Fehlermodi | Änderungen der Gesundheitsparameter |
|---|---|
| Fehlermodus A | Der Lüfterdurchfluss sinkt um 1 %, die Effizienz sinkt um 1,5 % |
| Fehlermodus B | HPC-Durchflussrate sinkt um 1 %, Effizienz sinkt um 0,7 % |
| Fehlermodus C | HPT-Durchflussrate sinkt um 1 %, Effizienz sinkt um 1 % |
| Fehlermodus D | Der LPT-Durchfluss sinkt um 1 %, der Wirkungsgrad sinkt um 0,5 % |
| Fehlermodus E | Die HPC-Effizienz sank um 1,5 % |
| Ausfallmodus F | HPT-Effizienz um 1,5 % gesunken |

**Für jeden Fehlerfall wird eine Serie von** n **= 400 Messdatensätzen aus dem Startbetrieb Punkt wurde für folgende aufgezeichnet, darunter 20 Flottenproben und 20 Einzelmotor Stichproben. Sie wurden zufällig aus den Flottendaten ausgewählt, ohne sie zurückzugeben. Die erste 360 Sätze sind Gesundheitszustandsdaten, und die letzten 40 Sätze sind abnormale Zustände (Injektion entsprechend entsprechend der Ausfallart aus Tabelle 4).**

### 4.3. Ergebnisanalyse und Vergleich

**Bei der Erkennung werden vier binäre Klassifikatoren eingesetzt, IForest, XGBOD, MCD, OCSVM (eine Klasse Support Vector Machine) werden als Erkennungsalgorithmen gewählt. Die Algorithmen geben zwei Indikatoren zur Messung der Klassifizierungsgenauigkeit: AUC und Präzision. AUC ist der Bereich Unter der ROC-Kurve entspricht sein Wert der Wahrscheinlichkeit, dass ein zufällig gewähltes positives Beispiel wird höher bewertet als ein zufällig ausgewähltes negatives Beispiel. Präzision, also die Wahrscheinlichkeit, wie viele echte positive Beispiele in der Stichprobe enthalten sind wird als positiv vorhergesagt.**

**Dieser Artikel vergleicht die Testergebnisse unter folgenden drei Gesichtspunkten:**

**1. Vergleich der Anomalieerkennungseffekte zwischen dem Flotten-Basismodell und einem einzelnen personalisiertes Basismodell:**

**Die Abweichungswerte, die aus den beiden Basismodellen erhalten wurden, werden in den Isolationswald- , MCD-, XGBOD- und OCSVM-Algorithmus eingegeben. Der AUC-Wert und die Genauigkeitsrate des**

Machine Translated by Google



**Die abnormale Erkennung von sechs abnormalen Modi wird durch das Algorithmusmodell berechnet. Da jeder Algorithmus viele Male getestet wurde, ist das Berechnungsergebnis der Durchschnitt mehrerer Tests. Nach der Erkennung ist der Vergleich von AUC und Präzision in der folgende**

Aus den Abbildungen **6** **und** **7** **ist ersichtlich, dass nur drei Fehler (d. h. Fehler C, D und E) eine relativ hohe Erkennungsgenauigkeit aufweisen. Die übrigen Fehlerfälle werden falsch diagnostiziert. Unter den vier Anomalieerkennungsalgorithmen ist XGBOD ein Ensemble-Lernalgorithmus, daher ist die Gesamtwirkung am besten. Die Gesamtwirkung der Anomalieerkennung von MCD und IForest unterscheidet sich nicht sehr. In den Anomaliemodi A und F ist IForest besser als MCD. Im Anomaliemodus B ist MCD besser als IForest. OCSVM hat insges**

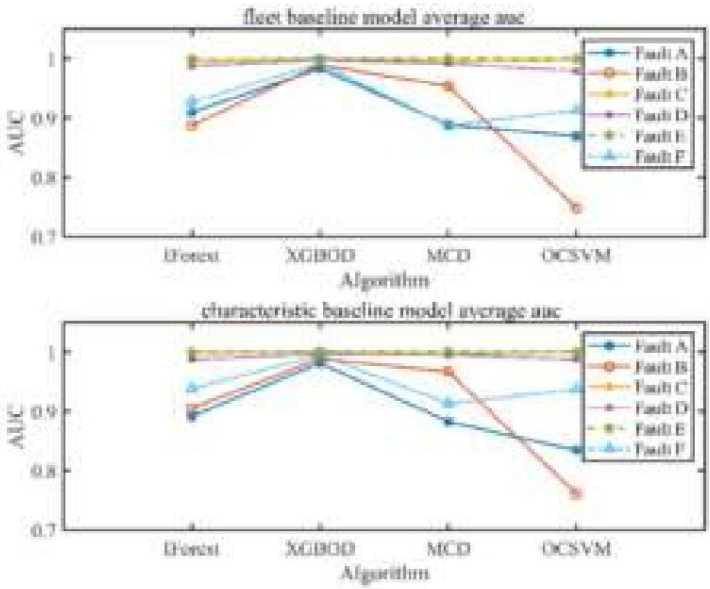



**Abbildung 6. AUC-Wertvergleich.**

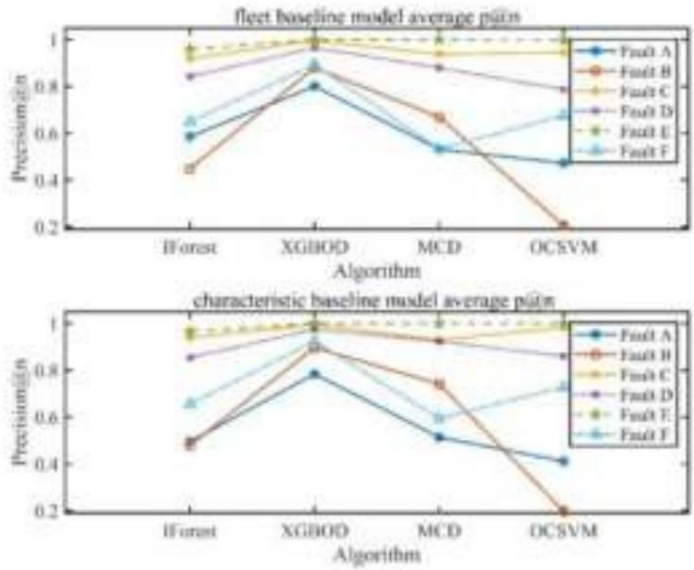



**Abbildung 7. Präzisionsvergleich.**

## 2. Der Einfluss von Motorleistungsparametern auf die Anomalieerkennungswirkung:

**Oben werden alle Abweichungswerte der neun Leistungsparameter auf Anomalien erkannt. In der tatsächlichen Situation umfassen die vom Sensor erfassten Daten nicht den HPC-Einlassdruck und die Einlasstemperatur. Daher werden in diesem Abschnitt die Anomalieerkennungseffekte der neun Parameter und der sieben Parameter verglichen. Die Ergebnisse sind in den Tabellen** **7** **und** **8** **dargestellt.**

Machine Translated by Google



**Tabelle 7. Erkennungsergebnisse (AUC).**

| Versagen Modi | IchWald | | XGBOD | | MCD | | OCSVM | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | Neun PARAM | Sieben PARAM | Neun PARAM | Sieben PARAM | Neun PARAM | Sieben PARAM | Neun PARAM | Sieben PARAM |
| A | 0,89 | 0,81 | 0,98 | 0,92 | 0,88 | 0,89 | 0,83 | 0,83 |
| B | 0,90 | 0,85 | 0,99 | 0,98 | 0,96 | 0,92 | 0,76 | 0,75 |
| C | 0,99 | 0,99 | 1.0 | 1.0 | 0,99 | 0,99 | 0,99 | 0,99 |
| D | 0,98 | 0,99 | 0,99 | 0,99 | 0,99 | 0,99 | 0,98 | 0,98 |
| E | 0,99 | 0,99 | 1.0 | 1.0 | 1.0 | 1.0 | 1.0 | 1.0 |
| F | 0,94 | 0,95 | 0,99 | 0,99 | 0,91 | 0,91 | 0,93 | 0,94 |

**Tabelle 8. Erkennungsergebnisse (Präzision).**

| Versagen Modi | IchWald | | XGBOD | | MCD | | OCSVM | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | Neun PARAM | Sieben PARAM | Neun PARAM | Sieben PARAM | Neun PARAM | Sieben PARAM | Neun PARAM | Sieben PARAM |
| A | 0,49 | 0,36 | 0,78 | 0,71 | 0,51 | 0,53 | 0,41 | 0,41 |
| B | 0,48 | 0,43 | 0,90 | 0,79 | 0,74 | 0,57 | 0,20 | 0,19 |
| C | 0,94 | 0,90 | 0,99 | 0,99 | 0,93 | 0,96 | 0,98 | 0,98 |
| D | 0,85 | 0,83 | 0,98 | 0,97 | 0,92 | 0,94 | 0,86 | 0,86 |
| E | 0,97 | 0,98 | 1,0 | 1,0 | 1,0 | 1,0 | 1,0 | 1.0 |
| F | 0,66 | 0,72 | 0,92 | 0,91 | 0,59 | 0,62 | 0,73 | 0,73 |

Die nicht genau identifizierten Fehlermodi waren Fehlermodus A und B. Für den Fehler Modus B, der HPC-Fehler mit gleichzeitiger Reduzierung der Effizienz und der Durchflusskapazität, der kann die LPC-Komponente beeinträchtigen, was zu einer deutlichen Verringerung der LPC-Effizienz führt. Aufgrund der begrenzten On-Board-Performance-Messdatensatz, die Messungen zwischen LPC und HPC reichen nicht aus, um alle Fehlerinformationen zu charakterisieren, für die sie eine ähnliche Messbeobachtungsmuster aufgrund des Fehlers.

3. Der Einfluss unterschiedlicher Rauschpegel auf den Erkennungseffekt:

Neben der Begrenzung der Messungen durch den integrierten Sensor kann das Messrauschen auch Unsicherheit in die Schätzung der Gesundheitsparameter einbringen. Insbesondere wenn der Fehler Die Größenordnung ist relativ kleiner, die Fehlersignatur kann in der Messung maskiert sein Rauschen, das zu falschen Diagnoseergebnissen führt. Zwei Arten von Rauschen werden zur Verarbeitung der Daten hier. Die Menge des Rauschens ist in Tabelle 9 aufgeführt.

**Tabelle 9. Rauscheinstellung.**

| Leistungsparameter für den Gasweg | Lärm A | Lärm B |
|---|---|---|
| Auslassdruck des Ventilators P13 (bar) | 0,25 % | 0,5 % |
| Austrittstemperatur des Ventilators T13 (C) | 0,4 % | 0,8 % |
| Eingangsdruck HPC P2 (bar) | 0,25 % | 0,5 % |
| Einlasstemperatur von HPC T2 (C) | 0,4 % | 0,8 % |
| Austrittstemperatur des HPC T3 (C) | 0,25 % | 0,5 % |
| Ausgangsdruck des HPC P3 (bar) | 0,4 % | 0,8 % |
| Abgastemperatur T6 (C) | 0,4 % | 0,8 % |
| Niederdruckrotordrehzahl NL (U/min) | 0,05 % | 0,1 % |
| Hochdruckrotordrehzahl NH (U/min) | 0,05 % | 0,1 % |

Die Testanalyse für die obigen Testergebnisse wird hier angegeben. Erstens bei der Erkennung von unterschiedlichen Basismodellen zeigen die Ausfallarten B, C, D, E und F eine bessere Wirkung bei Motor-Basismodell. Bei der Erkennung des Fehlermodus A ist der Erkennungseffekt jedoch des Flottenbasismodells ist genauer, was bedeutet, dass der Fehlermodus A weniger von der Leistungsdifferenz des Motors betroffen. Der Lüfter ist die am meisten ausgesetzte Luft

Machine Translated by Google



**Pfadkomponente des Motors. Im Vergleich zu Änderungen im internen Fluss und der Effizienz von Komponenten, Änderungen der äußeren Umgebung beeinträchtigen eher die Effizienz der der Lüfter.**

**Zweitens erzielen die meisten Algorithmen bessere Erkennungsergebnisse, wenn die Eingangsleistung Parameter sind neun. Der MCD-Algorithmus funktioniert jedoch noch besser, wenn die Eingabe Parameter sind sieben, die mit der internen Berechnung des Mahalanobis zusammenhängen können Distanz. Wenn die Dimensionalität des Datenpunkts zunimmt, wird der berechnete Mahalanobis Auch die Entfernung wird größer. Wenn die Fehlerinformation nur durch wenige Parameter wiedergegeben werden kann, Das Hinzufügen weiterer Parameterdimensionen kann die Fehlerinformationen verdecken, die ausgedrückt durch den Distanzwert und kann zu einer Fehleinschätzung des Algorithmus führen.**

**Drittens sind die Ergebnisse der Rauscherkennung in Tabelle 10 aufgeführt. Der Indikator „Präzision“ ist ist deutlicher von Rauschen betroffen und wird daher als Beobachtungsziel ausgewählt.**

**Tabelle 10. Erkennungsergebnis unterschiedlichen Rauschens.**

| Versagen Modi | IchWald | | XGBOD | | MCD | | OCSVM | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | Lärm A | Lärm B | Lärm A | Lärm B | Lärm A | Lärm B | Lärm A | Lärm B |
| A | 0,49 | 0,42 | 0,78 | 0,72 | 0,51 | 0,56 | 0,41 | 0,31 |
| B | 0,48 | 0,48 | 0,89 | 0,73 | 0,74 | 0,59 | 0,20 | 0,37 |
| C | 0,94 | 0,73 | 0,99 | 0,99 | 0,93 | 0,71 | 0,98 | 0,92 |
| D | 0,85 | 0,75 | 0,98 | 0,97 | 0,92 | 0,83 | 0,86 | 0,85 |
| E | 0,97 | 0,94 | 1,0 | 1,0 | 1,0 | 0,99 | 1,0 | 1,00 |
| F | 0,65 | 0,49 | 0,92 | 0,80 | 0,59 | 0,33 | 0,73 | 0,66 |

**Es ist zu beobachten, dass die Erkennungsfähigkeit aller Algorithmen nachlässt, wenn das Rauschen verdoppelt. Unter ihnen ist die Erkennungsgenauigkeit der Fehlermodi C, D und F deutlich reduziert, die alle Turbinenausfall sind. Dies zeigt die Durchfluss- und Effizienzabweichungen von Turbinenkomponenten haben weniger Einfluss auf den Motor, was durch den Lärm leicht überdeckt werden kann.**

**Basierend auf den obigen Ergebnissen hat der XGBOD-Algorithmus die höchste Erkennungsgenauigkeit. Er nutzt seine Vorteile als integrierter Algorithmus gut aus und funktioniert gut im Fall reduzierter Parameter oder erhöhtem Rauschen. Im Gegensatz dazu ist die Erkennungsgenauigkeit von IForest und OCSVM-Algorithmen sind nicht auf einem guten Niveau. Aufgrund fehlender Trainingsdaten ist der IForest fehlgeschlagen um seinen Vorteil bei der Erkennung großer Datenmengen auszuspielen. Was OCSVM betrifft, so ist es vor allem gut bei Eine einzelne Klassifizierung [28], und es funktioniert nicht gut bei zwei Klassifikationsproblemen.**

**Bezüglich der Fehlerarten weist die Fehlerart E die höchste Erkennungsgenauigkeit auf. zeigt, dass die reduzierte Effizienz des Hochdruckkompressors ernsthafte Auswirkungen auf die Leistung der gesamten Engine. Andererseits ist die Erkennungsrate jedes Algorithmus für den Versagensmodus A relativ niedrig ist. Der Grund hierfür kann sein, dass die gewählten Parameter nicht gut die Merkmale des Fehlers darstellen, oder der Fehler selbst hat einen geringen Einfluss auf die Leistung des Motors.**

## 5. Schlussfolgerungen

**Dieses Dokument enthält eine detaillierte Übersicht über eine experimentelle Data Mining-Algorithmenbibliothek zur Motorzustandsüberwachung, die verschiedene Arten von Algorithmen umfasst (Baseline Konstruktion, Anomalieerkennung, Trendvorhersage). Die Algorithmenbibliothek ist validiert auf Motorsimulationsdaten, die eine hohe Wirksamkeit bei der Erkennung verschiedener Typen zeigen des Scheiterns.**

**Nachfolgend sind die Neuerungen der Algorithmenbibliothek aufgeführt:**

1. **Diese Algorithmenbibliothek ist speziell für die Überwachung des Motorzustands konzipiert.**
2. **Der in diesem Artikel verwendete Simulationsdatensatz kann zur Überprüfung öffentlich zugänglich gemacht werden durch andere Entwickler von Algorithmen zur Anomalieerkennung;**
3. **Vergleichen Sie die Leistungsunterschiede bei den Algorithmen zur Anomalieerkennung unter allen Bedingungen, um Referenzwerte für tatsächliche technische Anwendungen bereitzustellen.**

Machine Translated by Google



**Im Fallstudienteil des Dokuments wird die Leistungsdatensimulation des Gesundheitszustands und der anormalen Bedingungen der Triebwerkflotte durchgeführt. Die Basismodelle der Flotte und eines einzelnen Triebwerks werden jeweils erstellt und die aus verschiedenen Basismodellen erhaltenen Abweichungswertsequenzen werden zur Anomalieerkennung verglichen. In diesem Dokument wurden vier Algorithmen zur Anomalieerkennung getestet: Isolierter Wald, XGBOD, MCD, OCSVM. Die Schlussfolgerungen lauten wie folgt:**

1. **Verschiedene abnormale Modi haben unterschiedliche Auswirkungen auf die Motorleistungsparameter, was zu unterschiedlichen Erkennungsergebnissen führt. Die allgemeinen HPC- und HPT-Anormalerkennungsergebnisse sind die besten.**
2. **Beim Vergleich der vier Algorithmen ist die auf der integrierten Idee basierende XGBOD-Anomalieerkennung am genauesten und kann die meisten Ausreißer erkennen.**
3. **In Bezug auf die von verschiedenen Basismodellen erhaltenen Abweichungswertsequenzen ist das individualisierte Modell bei der Anomalieerkennung etwas besser als das auf den Flottendaten basierende Flottenmodell .**
4. **Die Reduzierung der Statusüberwachungsparameter und das erhöhte Rauschen verringern die Genauigkeit der Erkennung.**

**Der erfolgreiche Einsatz dieser Algorithmen beweist die Zuverlässigkeit und Effizienz der Algorithmenbibliothek. Um die Leistung der Algorithmenbibliothek weiter zu verbessern, müssen noch verschiedene Betriebsbedingungen untersucht werden. Eine mögliche zukünftige Forschungsrichtung ist daher eine Validierung anhand tatsächlicher Fehlerdaten sowie die Installation neuer Algorithmen.**

**Beiträge der Autoren: Konzeptualisierung, JS (Jianzhong Sun); Methodik, YY; Validierung, ZY; Untersuchung, YY, CY und JS (Jingbo Su); Ressourcen, CY und JS (Jingbo Sun); Datenkuratierung, YY; Schreiben – Vorbereitung des Originalentwurfs, ZY; Schreiben – Überprüfung und Bearbeitung, ZY; Visualisierung, ZY** und YY; Mittelbeschaffung, JS. Alle Autoren haben die veröffentlichte Version **des Manuskripts gelesen und stimmen ihr zu .**

**Finanzierung: Diese Arbeit wurde von der National Natural Science Foundation of China (Nr. 91860139) unterstützt.**

**Erklärung des Institutional Review Board: Nicht zutreffend.**

**Einverständniserklärung: Nicht zutreffend.**

**Datenverfügbarkeitserklärung: Die in dieser Studie präsentierten Daten sind auf Anfrage beim entsprechenden Autor erhältlich. Die Daten sind nicht öffentlich verfügbar, da sie aktualisiert werden.**

**Danksagungen:** Diese Arbeit wurde durch das Stable Support Project der Sichuan Gas Turbine **Establishment von AECC unterstützt .**

**Interessenkonflikte: Die Autoren erklären, dass keine Interessenkonflikte vorliegen.**

## Verweise

1. **Zaccaria, V.; Stenfelt, M. Flottenüberwachungs- und Diagnoserahmen basierend auf dem digitalen Zwilling von Flugzeugtriebwerken. In Proceedings der ASME Turbo Expo 2018 Turbomachinery Technical Conference and Exposition, Oslo, Norwegen, 11.–15. Juni 2018.**
2. **Ho, LM Anwendung adaptiver Schwellenwerte bei der robusten Fehlererkennung eines elektromechanischen Einzelrad-Lenkaktuators.** IFAC Proc. Vol. **2012,** 45, **259–264. [CrossRef]**
3. **Palacios, A.; Martniez, A.; Sánchez, L.; Couso, I. Sequentielles Pattern Mining angewendet auf die Zustandsüberwachung von Flugzeugtriebwerken mit unsicheren Gesundheitsdaten.** Eng. Appl. Artif. Intell. **2015,** 44, **10–24. [CrossRef]**
4. **Ying, Y.; Cao, Y.; Li, S.; Li, Y. Nichtlinearer stationärer Modellansatz zur Schätzung des Gesundheitszustands von Gasturbinen mit verbesserter Algorithmus zur Partikelschwarmoptimierung.** Math. Probl. Eng. **2015,** 2015, **940757. [CrossRef]**
5. **Frolik, J.; Abdelrahman, M.; Kandasamy, PA Vertrauensbasierter Ansatz zur Selbstvalidierung, Fusion und Rekonstruktion quasiredundanter Sensordaten.** IEEE Trans. Instrum. Meas. **2001,** 50, **1761–1769. [CrossRef]**
6. **William, RJ; Huw, LE; Li, P.; Kadirkamanathan, V.; Mills, AR Zustandsüberwachung von Gasturbinen mittels Gaußscher Mischung und Hidden-Markov-Modelle.** Int. J. Progn. Health Manag. **2018, 9, 1–15.**
7. **Consumi, M.; d'Agostino, L. Überwachung und Fehlerdiagnose eines Turbojets durch Bayessche Inferenz. In Proceedings des 13. Internationalen Symposiums für luftatmende Motoren, ISABE 97-7146, Chattanooga, TN, USA, 7.–12. September 1997; Seiten 1082–1096.**
8. **Li, L.; Das, S.; Hansman, J.; Palacios, R.; Srivastava, AN Analyse von Flugdaten mittels Clustering-Techniken zur Erkennung anormaler Betriebsabläufe.** J. Aerosp. Inf. Syst. **2015,** 12, **1–12. [CrossRef]**

Machine Translated by Google




9. **Dewallef, P.; Leonard, O. Online-Leistungsüberwachung und Motordiagnose mit robusten Kalman-Filtertechniken. In Proceedings of the ASME Turbo Expo 2003, Atlanta, GA, USA, 16.–19. Juni 2003; Seiten 395–403.**
10. **Seo, DH; Roh, TS; Choi, DW Defektdiagnose von Gasturbinentriebwerken mittels hybridem SVM-ANN mit Modulsystem in Off-Design-Zustand.** J. Mech. Sci. Technol. **2009,** 23, **677–685. [CrossRef]**
11. **Breunig, MM; Kriegel, HP; Ng, RT; Sander, J. LOF: Identifizierung dichtebasierter lokaler Ausreißer.** ACM SIGMOD Rec. **2000,** 29, **93–104. [CrossRef]**
12. **Manukyan, A.; Olivares-Mendez, MA; Voos, H.; Geist, M. Echtzeit-Degradationserkennung von UAV mithilfe von Techniken des maschinellen Lernens. In Proceedings der IEEE International Conference on Unmanned Aircraft Systems, Miami, FL, USA, 13.–16. Juni 2017; S. 1223–1230.**
13. **Santur, Y.; Karaköse, M.; Akin, E. Auf Random Forest basierender Diagnoseansatz zur Schienenfehlerinspektion bei Eisenbahnen. In Proceedings der Nationalen Konferenz für Elektro-, Elektronik- und Biomedizintechnik (ELECO) 2016, Bursa, Türkei, 1.–3. Dezember 2016; S. 745–750.**
14. **Song, X.; Wu, M.; Jermaine, C.; Ranka, S. Bedingte Anomalieerkennung.** IEEE Trans. Knowl. Data Eng. **2007,** 19, **631–645. [Querverweis]**
15. **Zaidan, B.; Arbayani, M. Bayesianische Ansätze für die Prognose komplexer Systeme. Dissertation, University of Sheffield, Sheffield, Großbritannien, 2014.**
16. **Stamatis, A.; Papailiou, KD Diskrete Betriebsbedingungen Gaspfadanalyse. In Proceedings of the AGARD-CP-448 Engine Zustandsüberwachung – Technologie und Erfahrung, Quebec, Kanada, 30. Mai – 3. Juni 1988.**
17. **Jaw, LC Jüngste Fortschritte bei Technologien zur Gesundheitsüberwachung von Flugzeugtriebwerken (EHM) und Empfehlungen für den nächsten Schritt. In Proceedings of the ASME Turbo Expo, GT2005-68625, Reno, NV, USA, 6.–9. Juni 2005; S. 683–695.**
18. **Li, YG Leistungsanalysebasierte Gasturbinendiagnostik: Ein Überblick.** J Power Energy **2002,** 216, **363–377. [CrossRef]**
19. **Marinai, L.; Probert, D.; Singh, R. Perspektiven für die Diagnostik von Aero-Gasturbinen: Eine Übersicht.** Appl. Energy **2004,** 79, **109–126. [CrossRef]**
20. **Hanachi, H.; Liu, J.; Ba Nerjee, A.; Chen, Y.; Koul, A. Ein physikbasierter Leistungsindikator für Gasturbinenmotoren unter variablen Betriebsbedingungen. In Proceedings of the ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition, Düsseldorf, Deutschland, 16.–20. Juni 2014. GT2014-26367.**
21. **Daigle, MJ; Goebel, K. Ein modellbasierter Prognoseansatz für pneumatische Ventile.** Int. J. Progn Health Manag. **2011, 2, 1–16.**
22. **Loboda, I.; Pérez-Ruiz, JL; Yepifanov, S. Eine Benchmarking-Analyse eines datengesteuerten Gasturbinen-Diagnoseansatzes. In Proceedings der ASME Turbo Expo 2018: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, Oslo, Norwegen, 11.–15. Juni 2018.**
23. **Zhong, SS; Song, F.; Lin, L. Eine neuartige Fehlerdiagnosemethode für Gasturbinen basierend auf Transferlernen mit CNN.** Messung **2019,** 137, **435–453.**
24. **Nairac, A.; Townsend, N.; Carr, R.; King, S.; Cowley, P.; Tarassenko, L. Ein System zur Analyse von Schwingungsdaten von Strahltriebwerken.** Integr. Comput. Aided Eng. **1999, 6, 53–56. [CrossRef]**
25. **Liu, FT; Ting, KM; Zhou, ZH Isolationswald. In Proceedings der achten IEEE International Conference on Data Mining, Pisa, Italien, 15.–19. Dezember 2008; S. 413–422.**
26. **Zhao, Y.; Hryniewicki, MK XGBOD: Verbesserung der überwachten Ausreißererkennung durch unüberwachtes Repräsentationslernen. In Proceedings der IEEE International Joint Conference on Neural Networks, Rio de Janeiro, Brasilien, 8.–13. Juli 2018.**
27. **Rousseeuw, PJ; Driessen, KV Ein schneller Algorithmus zur Schätzung der Determinante mit minimaler Kovarianz.** Technometrics **1999,** 41, **212–223. [Querverweis]**
28. **Scholkopf, B.; Platt, JC; Shawe-Taylor, J.; Smola, AJ; Williamson, RC Schätzung der Unterstützung einer hochdimensionalen Verteilung.** Neural Comput. **2001,** 13, **1443–1471. [CrossRef] [PubMed]**


**Haftungsausschluss/Anmerkung des Herausgebers: Die in allen Veröffentlichungen enthaltenen Aussagen, Meinungen und Daten sind ausschließlich die der einzelnen Autoren und Mitwirkenden und nicht die von MDPI und/oder den Herausgebern. MDPI und/oder die Herausgeber lehnen jegliche Verantwortung für Personen- oder Sachschäden ab, die aus den im Inhalt erwähnten Ideen, Methoden, Anweisungen oder Produkten resultiere**

Machine Translated by Google

Internationale Zeitschrift für
*Turbomaschinen*
*Antrieb und Leistung*

MDPI

Artikel

# Numerische Bestimmung der äquivalenten Sandrauigkeit einer Turbopumpe und deren Einfluss auf die Pumpeneigenschaften

**Benjamin Torner *** , **Duc Viet Duong und Frank-Hendrik Wurm**

**Institut für Turbomaschinen, Universität Rostock, Albert-Einstein Str. 2, 18059 Rostock, Deutschland * Korrespondenz: benjamin.torner@uni-rostock.de**

**Zusammenfassung: Die korrekte Berechnung von Strömungen über raue Oberflächen in technischen Systemen, wie etwa in Turbomaschinen, ist ein wesentlicher Aspekt für die ordnungsgemäße Simulation ihrer Leistungsdaten. Sobald die Strömung über raue Oberflächen in diesen Maschinen angemessen berechnet ist, werden Simulationen zuverlässiger und können experimentelles Prototyping ersetzen. Rauheitsmodellierungsansätze werden häufig in einem Solver implementiert, um Rauheitseffekte in Strömungssimulationen zu berücksichtigen. Bei diesen Ansätzen muss die äquivalente Sandrauheit ks als charakteristischer Parameter der rauen Oberfläche definiert werden. Es ist jedoch schwierig, den entsprechenden ks-Wert für eine Oberflächenrauheit zu bestimmen. In diesem Zusammenhang zeigt dieser Beitrag eine neuartige und zeiteffiziente numerische Methode, die diskrete Porositätsmethode (DPM), mit der der ks-Wert einer rauen Oberfläche bestimmt werden kann . Unter Anwendung dieser Methode wurden Kanalströmungssimulationen mit einer unregelmäßig verteilten Gusseisenoberfläche aus einer Turbopumpenspirale durchgeführt. Nach der Identifizierung des vollständig rauen Regimes wurde die äquivalente Sandrauheit bestimmt und eine Übereinstimmung mit ks-Werten aus Literaturdaten festgestellt. Anschließend wurde der ermittelte ks-Wert für Gusseisen in einer Turbopumpensimulation mit rauen Wänden verwendet. Die Leistungsdaten der Pumpe wurden experimentell validiert und es wurde eine gute Übereinstimmung zwischen den experimentellen und simulierten Leistungsdaten festgestellt.**

check for updates

**Zitat: Torner, B.; Duong, DV; Wurm, F.-H. Numerische Bestimmung der äquivalenten Sandrauheit der Oberfläche einer Turbopumpe und ihr Einfluss auf die Pumpeneigenschaften. Turbomach. Propuls. Power 2023, 8, 5. https://doi.org/ 10.3390/ ijtpp8010005**

**Wissenschaftlicher Herausgeber: Gerard Bois**

**Empfangen: 18. Oktober 2022**
**Überarbeitet: 25. Januar 2023**
**Akzeptiert: 30. Januar 2023**
**Veröffentlicht: 7. Februar 2023**

**Copyright: © 2023 bei den Autoren. Lizenznehmer MDPI, Basel, Schweiz.**

**Dieser Artikel ist ein Open Access-Artikel, der unter den Bedingungen und Bedingungen der Creative Commons Namensnennungs-Lizenz (CC BY-NC-ND) (https:// creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).**

**Schlüsselwörter: Rauheitsmodellierung; äquivalente Sandkornrauheit; diskrete Porositätsmethode; Turbopumpe; Rauheit von Gusseisen**

## 1. Einleitung

**Strömungssimulationen werden heute vielfach zur Designoptimierung von Turbomaschinen , wie beispielsweise Turbopumpen, Kompressoren oder Turbinen, eingesetzt. Hersteller streben danach, die Leistungsdaten dieser Maschinen durch Simulationen zu verbessern und anzupassen, da sie ein kostengünstiges und umfassendes Verständnis der Strömungs**

**Die meisten Strömungssimulationen solcher Maschinen gehen davon aus, dass die Oberfläche hydraulisch glatt ist [1]. Dies widerspricht den realen Strömungen in diesen Maschinen, bei denen jede Oberfläche eine gewisse Rauheit aufweist. Diese Rauheitseffekte können die Leistungsdaten der Simulation der Turbomaschine stark beeinflussen. Dies gilt insbesondere für Turbopumpen mit kleiner spezifischer Drehzahl ns (Gleichung (1)), d. h., diese Maschinen sind dafür ausgelegt, bei kleinen Förderströmen Q hohe Druckhöhen Hp = ÿptot/(ÿg) zu liefern (eine Nomenklatur befindet sich am Ende dieses Dokuments). Charakteristisch für diese Pumpen sind lange und schmale Laufradkanäle und noch schmalere Seitenk Beide geometrischen Merkmale können zu dominanten Rauheitseffekten in der Pumpe führen.**

**Juckelandt et al. [2] zeigten eine signifikante Abweichung zwischen den simulierten und experimentell ermittelten Leistungsdaten einer Radial-Turbopumpe mit niedriger spezifischer Drehzahl. Wie in Bild 1 zu sehen ist , wird der innere Wirkungsgrad ÿi (definiert in Gleichung (13)) in der Pumpensimulation monoton um einen Offset von +10 % überschätzt. Die Autoren gaben die unberücksichtigte Wandrauheit als kritischen Aspekt in ihren Simulationen an. Diese Diskrepanz kann dazu führen, dass Konstrukteure experimentelle Methoden gegenüber Simulati**

Machine Translated by Google



Für die **Simulationen in Turbopumpen mit niedrigen spezifischen Drehzahlen ist eine entsprechende Wandbehandlung unter Berücksichtigung der Rauheitsmodellierung von entscheidender Bedeutung .**

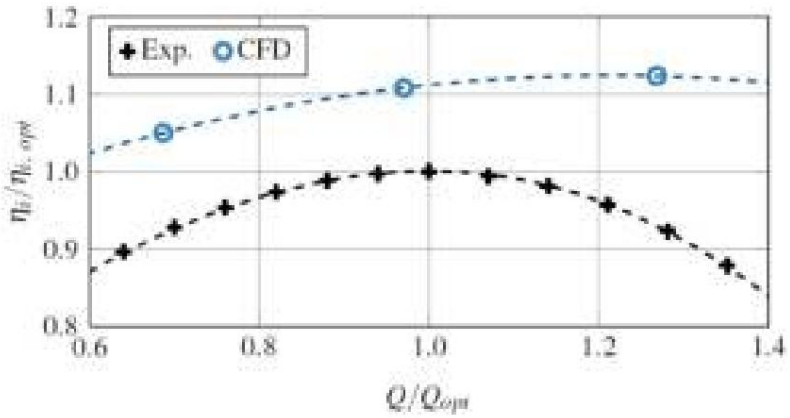



**Abbildung 1. Abweichung im inneren Wirkungsgrad ÿi zwischen Experiment und Simulation (CFD) einer Radial- Turbopumpe mit ns = 13,4 1/min. Die Abbildung stammt aus Juckelandt et al. [2].**

$$ns = n \cdot \frac{\ddot{y}\,\overline{F}}{H_P^{3/4}} \quad (1)$$

**In diesem Zusammenhang stützt sich die moderne Rauheitsmodellierung für Simulationen auf die äquivalente Sandkornrauheit ks als charakteristischen Standard zur Bestimmung der Auswirkung von Rauheitseffekten [3]. Laut Schlichting [4] vereinfacht die Theorie der äquivalenten Sandkornrauheit eine beliebige Oberflächenrauheit zu dicht gepackten Kugeln, wobei beide im vollständig rauen Regime identische physikalische Auswirkungen auf die Strömung haben.**

$$u^+ = 1/\ddot{y}\,\ln(y+) + B - \ddot{y}u^+(k+s) \quad (2)$$

**dimensionslose Geschwindigkeitsprofil u** bei rauen Wänden **eine** $u^+ = f(y+)$ **gibt an, dass das Abschwächung ÿu + gegenüber dem Geschwindigkeitsprofil in hydraulisch glatten Grenzschichten zeigt [5], siehe Bild 2. Gleichung (2) gilt für den logarithmischen Wandbereich, wo die Abschwächung ÿu + als Funktion der dimensionslosen äquivalenten Sandkornrauheit k + beschrieben wird [ 6,7 ] . In Gleichung (2) wurden die Konstanten experimentell zu** $\ddot{y} = 0{,}41$ **und B = 5,0** bestimmt **[3].**

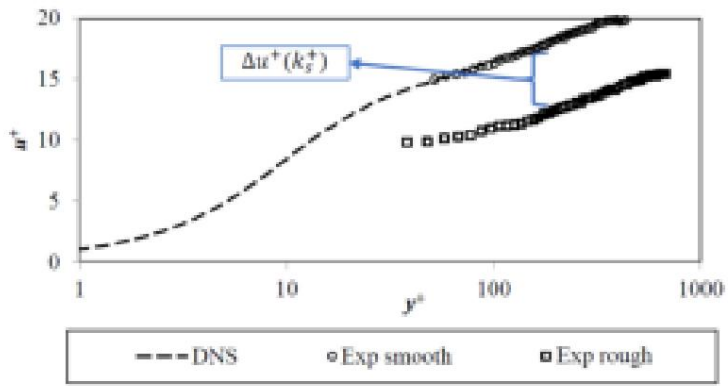



**Abbildung 2. Universelle** $u^+ = f(y+, k+s)$ **in einer Grenzschicht mit Rauheitseffekten. Geschwindigkeitsverteilung u Die Abbildung stammt von Juckelandt et al. [2].**

**Die Rauhigkeitsmodellierung in Simulationen, z. B. in Turbomaschinen, wird durch die Berücksichtigung dieser Herabsetzung ÿu +(k + s ) im simulierten Geschwindigkeitsprofil realisiert. Dieser**

Machine Translated by Google



das modifizierte logarithmische Wandgesetz und ist einer der gängigsten Ansätze zur Modellierung von Rauheitseffekten. Rauheitsmodellierungsansätze, die auf dem modifizierten Wandgesetz basieren, wurden in den Referenzen [8–10] vorgeschlagen. Alternativ können die Rauheitseffekte in einer Strömungssimulation einer Turbomaschine auch durch Ändern der Randbedingungen für Turbulenzvariablen in der Nähe der rauen Wand modelliert werden , wie von Wilcox oder Knopp et al. [11,12] vorgeschlagen .

Allen diesen Ansätzen ist gemeinsam, dass ks der rauen Oberfläche definiert werden muss, damit der Effekt der Rauheit durch den Modellierungsansatz richtig berechnet we Allerdings ist es immer noch schwierig, den geeigneten ks-Wert für Oberflächen mit unregelmäßig verteilten Rauhtiefen zu bestimmen. Solche Oberflächen sind beispielsweise an den unbearbeiteten Gusseisenwänden in der Spirale, im Laufrad oder in den Seitenkammern einer Turbomaschine vorhanden [2].

In der Literatur finden sich verschiedene experimentelle Untersuchungen, die die äquivalente Sandrauigkeit für Gusseisen definieren (Tabelle 1). Die Bereiche variieren erheblich zwischen verschiedenen Autoren, aber auch innerhalb der Daten einer Studie. Hinzu kommt, dass die Gusseisenoberflächen in einer Turbomaschine zonal verteilt und teilweise bearbeitet sind. Daher ist es sinnvoll, ks-Werte für jede Rauigkeitsoberfläche zu bestimmen, anstatt einen Wert für die gesamte Pumpe anzunehmen .

Tabelle 1. Literaturwerte für die äquivalente Sandkornrauheit ks von neuen Gusseisenoberflächen.

| Referenz | ks [µm] |
|---|---|
| Wagner [13] | 200–600 |
| Fried und Idelchick [14] | 250–1000 |
| Oertel et al. [15] | 200–3000 |
| Gülich [16] | 300–1000 |
| Weiß [17] | 260 ± 50 % |
| Schlichting und Gersten [3] | 250 |

Darüber hinaus wurden empirische Korrelationen verwendet, um ks zu bestimmen . Diese Korrelationen werden aus numerischen oder experimentellen Untersuchungen abgeleitet. Einfache Korrelationen setzen einen geometrischen Parameter der rauen Oberfläche, wie die mittlere Rauhtiefe ka oder den quadratischen Mittelwert (RMS) der Rauhtiefe krms, mit ks in Beziehung [18]. Auch wenn diese Korrelationen eine einfache Bestimmung von ks ermöglichen , ist die Genauigkeit unzureichend, da ks nicht allein durch Höhenparameter beschrieben werden kann [7,19]. Daher wurden komplexere Korrelationen zwischen mehreren Rauhtiefeparametern und der äquivalenten Sandkornrauhtiefe vorgeschlagen, z. B. von Sigal und Danberg [20] , und von van Rij et al. für dreidimensionale, unregelmäßige Flack und Schultz haben unterschiedliche Rauheitswerte untersucht [7] und eine Korrelation gefunden, die die ks-Werte mit krms und der Schiefe Sk der rauen Oberfläche in Einklang bringt [7,22]. Andere Autoren bezogen auch andere Rauheitsparameter wie die effektive Neigung ES in ihre Korrel Forooghi et al. [23] haben 38 unterschiedliche Arten von Oberflächenrauheiten untersucht und eine Korrelation in Abhängigkeit von den Höhen kt , Sk und ES formuliert. Chan et al. haben Rauheiten in Form eines sinusförmigen Musters erzeugt und eine starke Abhängigkeit der Rauheitsfunktion $\Delta u^+ = f(k_s^+)$ von ka und ES festgestellt [ 24 ] . Yuan und Piomelli haben realistische Turbinenrauheiten untersucht und die Abhängigkeit von ks und ES von der Oberflächentopologie sowie die Genauigkeit bestehender Korrelationen zur ks-Vorhersage untersucht [25]. Sie stellten fest, dass der Luftwiderstand (und damit ks) nicht nur von der Rauheitshöhe, sondern auch von der 3D-Topologie abhängt, was auch von Busse [26] erwähnt wurde . Darüber hinaus haben Yuan und Piomelli gezeigt, dass Korrelationen mit ES besser mit den durchgeführten Daten übereinstimmen als

Mithilfe dieser empirischen Korrelationen konnte in der Literatur bisher eine recht gute Übereinstimmung der ks-Werte über einen weiten Bereich regelmäßig und unregelmäßig verteilter Rauheiten erreicht werden. Allerdings sind die Korrelationen nur für einen bestimmten Satz von Rauheitstypen (Schleifpapier, gehonte Rohre, Kies, ...) verifiziert und gelten nur für den jeweils untersuchten Rauheitstyp [22]. Weitere Daten von technischen Rauheitsoberflächen wie Gusseisen, Feingusseisen oder Stahl sollten einbezogen werden, da insbesondere diese eine viel breitere Anwendung in Turbomaschinen haben.

Machine Translated by Google



Alternativ können die ks einer rauen Oberfläche durch Strömungssimulationen bestimmt werden. Dies könnte durch direkte numerische Simulationen (DNS) in einfachen Strömungskonfigurationen (z. B. Kanalströmungen) mit der Rauheit an einer Wand realisiert werden. Beispielsweise kann die Rauheit mithilfe der Immersed Boundary Method (IBM) [25,27–29] behandelt werden, bei der ein separates Netz der Rauheit in das Fluidnetz eingetaucht wird. Basierend auf der Rauheitsgrenze werden in der Navier-Stokes-Gleichung an benachbarten Fluidzellen Zwangsterme hinzugefügt [30]. Daher wird die Gittergenerierung vereinfacht, da das Fluidnetz vo

Forooghi et al. verwendeten DNS für realistische Oberflächen auf der Grundlage von Ablagerungen in Brennkammern mittels IBM [31]. Zusätzlich führten Thakkar et al. DNS mittels IBM auf unregelmäßig sandgestrahlten Oberflächen durch [29], wobei sie die Rauheitsfunktion $\Delta U^+ = f(k_s^+)$ von $yu + s$ ihrer Rauheit mit den Daten von Nikuradse abglichen. Chan et al. verwendeten DNS für ihre Rauheitsuntersuchungen [ 24]. Aufgrund der regelmäßigen Rauheit der Oberfläche in ihrer Studie wurde ein körperkonformes Netz verwendet, das die Rauheit direkt auflöst.

Nach der Vorhersage des ks-Werts aus diesen DNS-Berechnungen in den einfachen Strömungskonfigurationen können die ermittelten ks-Werte für die Rauheitsmodellierung in Berechnungen komplexerer Strömungen, wie beispielsweise in Turbomaschinen, angegeben werden.

Wie bereits erwähnt, wurde DNS mit oder ohne IBM in früheren Studien auf Rauheitssimulationen angewendet . Ihre Anwendung könnte jedoch mit einem enormen Rechenaufwand verbunden sein , da die Rauheitshöhen im Mikrometerbereich liegen könnten [7,18,32,33], während die Grenzschichtabmessungen Millimeterbereiche erreichen [27,32–35]. Eine sehr hohe Reynoldszahl könnte erforderlich sein, um in diesen Strömungen den vollständig rauen Bereich zu erreichen. Die Auflösung der Turbulenz bei dieser hohen Reynoldszahl kann DNS in Bezug auf Rechenzeit und Ressourcen schwierig machen [7,28].

In diesem Zusammenhang zeigt die vorliegende Studie einen alternativen numerischen Ansatz auf Basis instationärer Reynolds-gemittelter Navier-Stokes-Simulationen (URANS), wie die äquivalente Sandkornrauheit ks für eine Rauheit definiert werden kann. Die Methode wird als diskrete Porositätsmethode (DPM) bezeichnet. Die DPM diskretisiert die Rauheit in definierten Abschnitten und modelliert die Rauheit als poröses Medium. Der durch die porösen Eigenschaften verursachte Druckabfall wird als Widerstand idealisierter regelmäßiger Formen wie Dreiecken oder Rechtecken vereinfacht. Dieser Druckabfall wird dann zusätzlich als Senke zu den strömungsbestimmenden Gleichungen hinzugefügt, ähnlich beschrieben von Busse und Sandham [36] und später verbessert von Forooghi et al. [37]. Somit kann die Wirkung einer rauen Oberfläche durch URANS bei moderaten Gittergrößen und effizienten Rechenzeiten bestimmt werden. Ziel dieses Modellierungsansatzes ist es, die Größe des Druckabfalls zu bestimmen, der in den porösen Zellen verursacht wird. In diesem Beitrag wird gezeigt, dass diese Methode ausreicht, um einen Durchschnittswert von ks zu ermitteln, der dann für eine entsprechende Rauheitsmodelli

Eine ebene Kanalströmung mit einer Rauhigkeit aus Gusseisen wurde mittels DPM simuliert. Die Rauhigkeit wurde durch einen diskretisierten Scan einer Oberfläche aus der Spirale einer Turbopumpe dargestellt. Die DPM-Simulation wurde verwendet, um den ks-Wert für diese Gusseisenoberfläche zu bestimmen. Anschließend wurde dieser ks -Wert in einer Turbopumpensimulation auf die zugehörigen Rauhigkeitswände angewendet und die Pumpeneigenschaften bestimmt.

## 2. Materialien und Methoden

### 2.1. Erzeugung identischer und reproduzierbarer Rauhwände für die Experimente

Zur Justierung und Validierung der durchgeführten Simulationen wurden die Strömung im Kanal und in der Turbopumpe (beide mit rauen Wänden) experimentell untersucht. Hierzu wurden Oberflächennachbildungen aus Gusseisen künstlich erzeugt und an den glatten Wänden der Versuchsaufbauten angebracht.

In Zusammenarbeit mit der Schweißtechnischen Lehr- und Versuchsanstalt Mecklenburg–Vorpommern GmbH (Rostock, Deutschland) wurde ein Verfahren entwickelt, um die unregelmäßig raue Oberfläche von Gusseisen in ähnlicher Weise nachzubilden. Für diese Studie wurde die Gusseisenoberfläche an der Spirale einer serienmäßigen, sandgegossenen Radial-Turbopumpe ausgewählt. Die Oberflächenrauheit dieses Scans und seine ks können als repräsentativ für die gesamte Spirale angesehen werden, da die Spirale aus einem Stück Material mit einem Bearbeitungsproze

Machine Translated by Google



Nach dem eigentlichen Replikationsvorgang wurde die Oberfläche der Spirale optisch mit einem 3D-Konfokalmikroskop. Beim Scannen wird eine räumliche Auflösung von 1 nm in der Höhe und 1,5 µm in Querrichtung konnte erreicht werden.

Als Folie diente eine handelsübliche, selbstklebende Kunststofffolie mit einer Stärke von 360 µm. als Replikatmaterial, das an den Wänden im Kanal und der Turbopumpe befestigt wurde Experimente. Der Replikationsvorgang wurde durchgeführt, indem Material aus dem Kunststoff entfernt wurde Filme Schritt für Schritt mit einem Pikosekundenlaser in einem 5-Achs-Bearbeitungssystem. Die Genauigkeit von Der Replikationsvorgang betrug 10 µm in der Höhe und 22 µm in Fließrichtung und Spannrichtung. Die Replikationsoberfläche (mittlere Rauhtiefe ka = 20,3 µm; maximal Die Rauhtiefe ( kt = 270 µm) hatte eine Grundfläche von 12,6 mm×9,0 mm. Da die Kanalwände in den Experimenten eine größere Fläche haben als die gescannte Rauheit Bereich wurde die Replik an der Kunststofffolie wiederholt, um die Oberfläche zu füllen. Daher ist die grundlegende Bereiche wurden an den Rändern der jeweiligen Replik gespiegelt, um Diskontinuitäten an der Kunststofffolie. Abbildung 3 zeigt das Höhenprofil der gescannten Gusseisenoberfläche und die Replik im Vergleich und Tabelle 2 zeigt einen Vergleich zwischen dem gescannten und dem replizierte Rauheit.

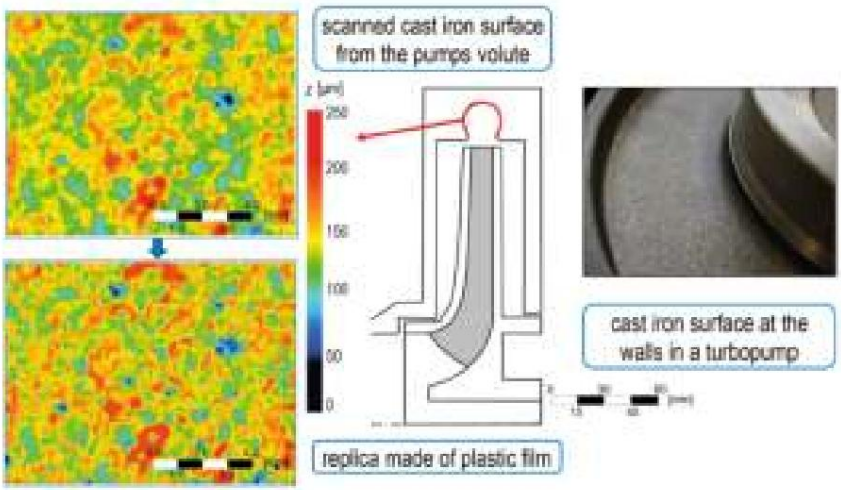



Abbildung 3. Vergleich zwischen gescannter und replizierter Gusseisenoberfläche für die Experimente.

Tabelle 2. Vergleich der topographischen Rauheitseigenschaften zwischen dem Gusseisenscan und die Replik.

| Rauhigkeit h [µm] | | kt [µm] | ka [µm] | krms [µm] | Sk | ES |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Scan | 190 | 280 | 20,0 | 25,5 | ÿ0,12 | 0,24 |
| Replik | 186 | 270 | 20.3 | 26,1 | ÿ0,22 | 0,16 |

Für die meisten geometrischen Eigenschaften zwischen Scan und Replik, wie ka und kt , ist die Die gemittelte Rauhtiefe h bzw. die quadratische Mittelrauhhöhe krms sind ähnlich. Daher hat die Replik die ursprüngliche Rauheit in Bezug auf Höhe erfolgreich nachgeahmt und Höhe. Der Grundtrend der negativen Schiefe Sk ist gleich geblieben und deutet auf eine narbige Oberfläche [22], die mit der Replik stärker geworden ist. Zusätzlich für eine effektive Steigung ES ist eine Diskrepanz aufgetreten, bei der der Wert der Replik gesunken ist. Dies Reduktion bedeutet, dass die Replik eine längere Wellenlänge Rauheit als die Originalscan. Die Unterschiede in Sk und ES liegen in der strom- und spannweiten Diskretisierung der Replik, begrenzt durch die Laserstrahldicke. Dies könnte Einfluss auf die ks-Wert zwischen dem Originalgusseisen und der nachgebildeten Oberfläche. Eine Diskussion darüber wird sind in den Einschränkungen in Abschnitt 4 angegeben .

Machine Translated by Google



### 2.2. Versuchsaufbau der Strömungssimulationen im rauhen Kanal

Zur Durchführung der DPM-Simulationen wurde eine einfache Strömungskonfiguration gewählt, um die ks der rauen Oberflächen zu bestimmen . Diese einfache Strömungskonfiguration ist ein ebener Strömungskanal mit rauen Wänden in einem geschlossenen Prüfstand. Der Prüfstand ist in den Abbildungen 4 und 5

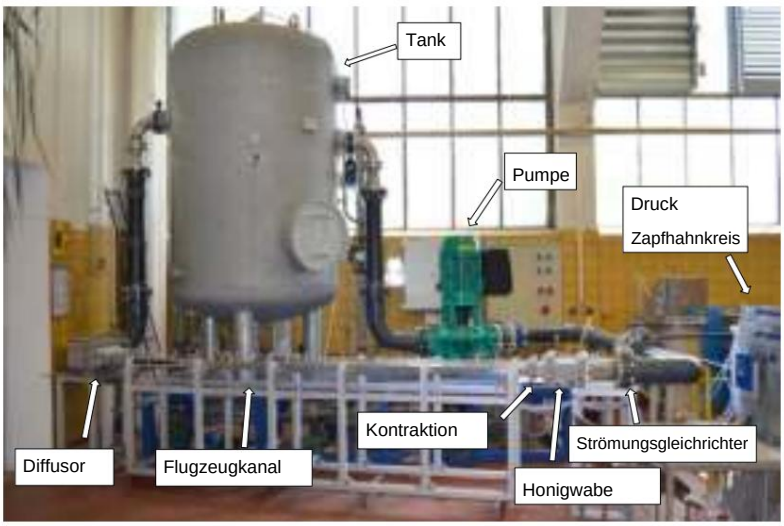



Abbildung 4. Aufbau für die Experimente zur Strömung im rauen Kanal.

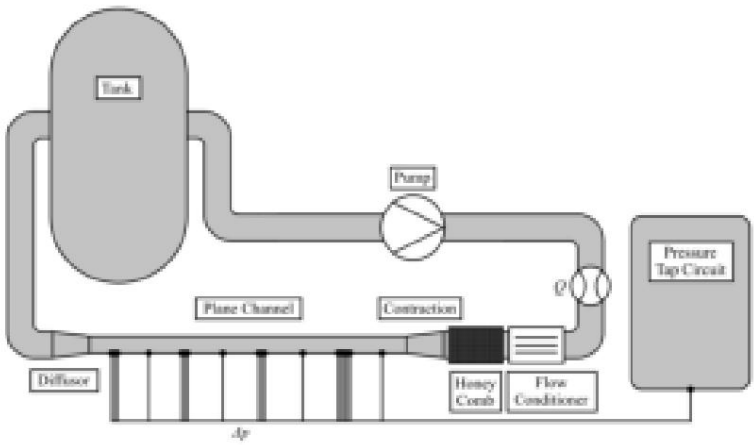



Abbildung 5. Schematische Darstellung des Aufbaus für die Experimente zur Strömung im rauen Kanal.

#### 2.2.1. Testabschnitt

Die Hauptkomponente des Versuchsaufbaus ist ein ebener Kanal. Der Kanal wurde nach den Arbeiten von Schultz und Flack [35] mit einer Kanalhöhe von H = 0,025 m und einer Länge von L = 3 m konstruiert. Die Breite wurde nach Jones [38] mit dem 12-fachen der Kanalhöhe bestimmt, was eine Kanalbreite von w = 0,3 m ergibt. Diese Breite gewährleistet eine annähernd ebene Strömung in der Kanalmitte. Stolperdrähte mit 1,6 mm Durchmesser wurden am Kanaleingang angebracht, um sofort eine turbulente Strömung zu erzeugen. Diese Drähte erzeugen eine 13% ige Verstopfung, was mit der 15%igen Verstopfung bei Schultz und Flack [35] vergleichbar ist .

**Eine wichtige Voraussetzung für zuverlässige Durchflussmessungen ist die präzise Umsetzung der geometrischen Abmessungen des Kanals. Aufgrund dieser Anforderungen wurde der Kanal aus Edelstahlplatten gefertigt, die maschinell geschliffen wurden. Mit diesem Verfahren wurden eine mittlere Rauhtiefe von ka = 1,6 µm sowie Toleranzen für Ebenheit und Parallelität von <0,2 mm bzw. <0,1 mm erreicht.**

Vor dem Eintritt in den Kanal wurden verschiedene Strömungsgleichrichter und Manipulatoren eingebaut, um eine voll ausgebildete Kanalströmung zu gewährleisten. Zunächst wurde ein 3-8-6 Strömungsgleichrichter, der mit Hilfe der DIN EN ISO 5167-2 [39] konstruiert wurde, als Strömungsgleichric

Machine Translated by Google



ein Rohrbogen in der Nähe des Kanals. Anschließend wurde eine Wabe platziert, die ein Rohrbündel von 0,006 m Durchmesser und 0,113 m Länge enthält, um den von der Pumpe erzeugten Wirbel zu reduzieren. Der Rohrdurchmesser und die Rohrlänge wurden unter Verwendung von Ref. [35] bestimmt. Nach der Wabe wurde eine Verengung platziert, die mit einem Polynom dritten Grades [40] entworfen wurde und das Rohrsystem mit dem rechteckigen Kanal verband. Nach dem Kanal transformiert ein Diffusor die Kanalgeometrie zurück in die Rohrgeometrie. Dieser Diffusor enthält einen Splitter, um Strömungsablösungen im Prüfstand zu vermeide

### 2.2.2. Oberflächenrauheit

Das Material des Kanals ist geschliffener Edelstahl. Da die Rauheit dieses Materials gering ist, kann für den hergestellten Kanal ein hydraulisch glattes Fließverhalten erwartet werden . Um eine Kanalströmung mit rauen Wänden zu berücksichtigen, wurden die Kunststofffolien mit der nachgebildeten Gusseisenoberfläche auf die obere Wand des Kanals geklebt. Nur die Oberseite des Kanals wurde mit den Rauheiten bedeckt, damit die auf der Unterseite durchgeführten Druckmessungen nicht durch die Rauheit verfälscht würden. Daher herrscht an der unteren Kanalseite eine hydraulisch glatte Strömung, die bei der Auswertung der Ergebnisse nicht berücksichtigt wurde. Die gesamte Breite der oberen Kanalseite und ÿ 95 % der Länge waren mit der Rauheit bedeckt.

### 2.2.3. Messsystem und -verfahren

Zur Kontrolle der experimentellen Durchflussrate wurde hinter der Pumpe ein Durchflussmesser angebracht. Die Druckgradienten des Kanals wurden bei einer bestimmten Durchflussrate gemessen. Dazu wurden an der hydraulisch glatten Unterseite des Kanals 17 Druckmesslöcher an acht Positionen angebracht , siehe Abbildung 6. Die Druckmesslöcher haben einen Durchmesser von 0,5 mm und wurden in die Edelstahlplatte erodiert, um zu gewährleisten, dass die Kanten der erodierten Löcher gratfrei sind und scharf bleiben. Die Löcher sind in der Mittellinie des Kanals mit einem Abstand von (300–400) mm zueinander positioniert. Darüber hinaus wurden an den Messpositionen I, III, V und VII in Querrichtung zusätzliche Löcher hinzugefügt. Diese zusätzlichen Löcher waren 65 mm von den Mittellinienlöchern entfernt und wurden verwendet, um die Gleichmäßigkeit des Durchflusses zu überprüfen. Der Druckgradient des gesamten Kanals wurde bestimmt, indem nur die Druckmessungen der Mittellinienlöcher einbezogen wurden. Der Druckgradient des gesamten Kanals wurde durch Mittelung der in jedem Segment zwischen Position III und VI gemessenen Druckgradienten ermittelt . Dazu wurde ein Differenzdrucktransmitter verwendet, der den Druckunterschied in diesen Segmenten 2 Minuten lang mit einer Frequenz von 10 Hz maß.

Dieses Vorgehen wurde in einer Vorstudie mit glatten Kanalströmungen bei unterschiedlichen Reynoldszahlen verifiziert. Dabei zeigten sich Abweichungen der gemessenen Druckgradienten von ÿ3% zu den empirisch ermittelten Druckgradienten .

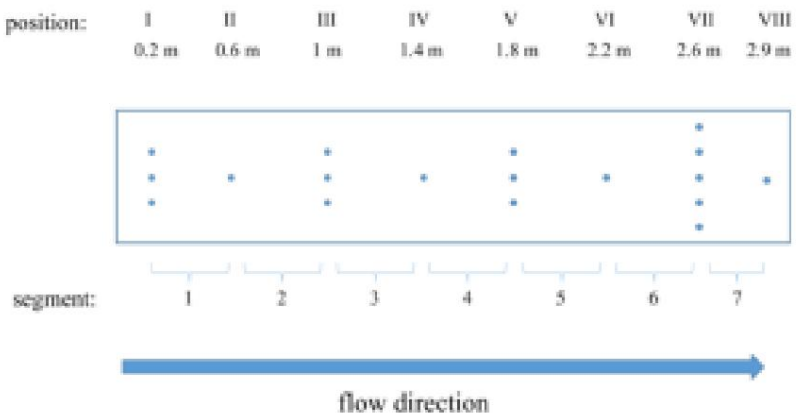



**Abbildung 6. Position der Druckmesslöcher im Kanal (römische Zahlen) und Segmente, in denen der Druckunterschied bestimmt wurde (arabische Zahlen).**

Machine Translated by Google



### 2.3. Numerische Behandlung von rauen Oberflächen: Diskrete Porositätsmethode (DPM)

Grundlage unserer Methode ist die Diskrete-Elemente-Methode (DEM). Sie wurde bereits 1985 von Taylor et al. [41] vorgestellt und von Magagnato et al. [42], Pritz et al. [43] und Stripf et al. [44] zur Berechnung von Strömungen an rauen Turbinenschaufelwänden verwendet . Die DEM kann als Zwischenschritt von einer diskreten Abbildung der Oberflächenstruktur im Rechengebiet hin zu einer vollständigen Modellierung rauer Oberflächen angesehen werden. Die Grundidee dieser Methode ist die Einführung eines zusätzlichen Senkenterms in die maßgebenden Gleichungen zur Darstellung der erhöhten Widerstandskraft aufgrund der Rauheitseffekte. Stripf et al. [44] greifen für die Modellierung auf die Widerstandskoeffizienten einzelner Grundkörper zurück, die auf der Grundlage empirischer Korrelationen und Oberflächenmessungen bestimmt werden. In ähnlicher Weise haben Busse und Sandham [36] einen parametrischen Antriebsansatz (FPA) eingeführt, der von Forooghi et al. [23] verbessert wurde . Es basiert auf der Behandlung poröser Medien mithilfe der Darcy-Forchheimer-Gleichungen.

#### 2.3.1. Begründung der DPM-Methode

Die diskrete Porositätsmethode (DPM) ist ein selbst entwickeltes Simulationsverfahren zur Strömungssimulation über rauen Wänden. Ausgangspunkt ist ein Rechengebiet, in dem mindestens eine Wand mit Rauheitselementen bedeckt ist. Dieses Gebiet wird durch ein Rechengitter diskretisiert. Um die Strömung von den Rauheitselementen zu trennen, werden im Rechengitter drei Zelltypen unterschieden. Erstens Fluidzellen, die im Fluidgebiet liegen und keinen Kontakt mit der Rauheit haben. In diesen Zellen werden die maßgebenden Gleichungen, z. B. die inkompressible Navier-Stokes-Gleichung (Gleichung (3)), gelöst.

Zweitens werden feste Zellen, die vollständig in den Rauheitselementen liegen, aus dem Netz gelöscht. Drittens wird in der Navier–Stokes–Gleichung von porösen Zellen, die teilweise durch Rauheitselemente ausgefüllt sind, auf der rechten Seite ein Senkenterm hinzugefügt, woraus sich Gleichung (4) ergibt . Die beiden letztgenannten Zelltypen werden im Folgenden auch als Rauhigkeitszone bezeichnet. Abbildung 7 verdeutlicht die beschriebene Differenzierung.

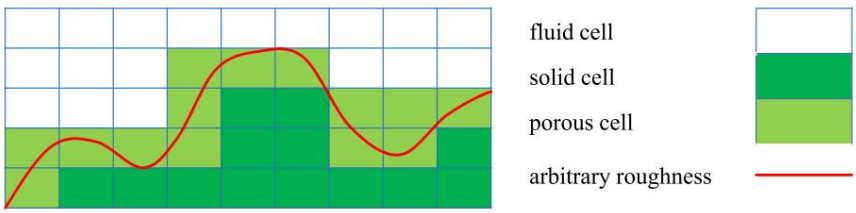



**Abbildung 7. Zelltypdefinition bei der diskreten Porositätsmethode. Sowohl feste als auch poröse Zellen bilden die Rauhigkeitszone.**

Die Autoren empfehlen, für das DPM eine ebene Kanalströmung mit zwei Wandgrenzschichten und periodischen Begrenzungen in Strömungs- und Spannweitenrichtung zu verwenden. Die Rauheit kann an einer Wand platziert werden und sollte separat in der Rauheitszone vernetzt werden (die Höhe dieser Zone sollte kt betragen). In dieser Zone sollte das Gitter so aufgebaut sein, dass eine einzelne Zelle mindestens 1/5 von kt auflöst , entsprechend der Erfahrung der Autoren mit unregelmäßigen Rauheiten.

$$\frac{\partial \rho v}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v v) = -\nabla p + \nabla \cdot \bar{\bar{\tau}} \tag{3}$$

$$\frac{\partial \rho v}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v v) = -\nabla p + \nabla \cdot \bar{\bar{\tau}} + S \tag{4}$$

In den porösen Zellen wird der Druckverlust durch die Rauhigkeitselemente durch eine zusätzliche Senke S berechnet, die einen Widerstand darstellt (der Einfachheit halber wird für die folgenden Gleichungen ein Rauhigkeitselement mit konstanter Breite b in einer Strömung nur mit der Geschwindigkeitskomponente uÿ angenommen ). Die damit verbundene Widerstandskraft FD ist definiert

Machine Translated by Google



die Fließgeschwindigkeit innerhalb der Zelle und Aproj ist die projizierte Fläche der Rauheit innerhalb der porösen Zelle.

$$FD = cDu\ \ddot{y}^2\ 2\quad \ddot{y}\ April \tag{5}$$

Ein Beispiel für die Definition der projizierten Fläche Aproj in Gleichung (5) ist in Abbildung 8 für ein reguläres Rauheitselement dargestellt. Zunächst wird angenommen, dass die Rauheit die Zelle über die gesamte Länge der porösen Zelle ÿx ausfüllt. Um den Einfluss der Rauheit entsprechend ihrer Füllung der Zelle zu skalieren, wird der Volumenanteil *ÿ* der Rauheit durch Gleichung (6) eingeführt.

$$\ddot{y} = \frac{Rauheit}{Vcell} = \frac{Aproj \cdot a}{Acell \cdot \ddot{y}x} = \frac{April}{Acell} \tag{6}$$

In Gleichung (6) werden a und ÿx weggelassen, da sie als gleich angenommen werden. Wenn man Gleichung (6) entsprechend der projizierten Fläche umwandelt und diese in Gleichung (5) einsetzt, erhält man die Widerstandskraft FD zu:

$$FD = cDu\ \ddot{y}^2\ 2\quad \ddot{y}\ddot{y}AZelle. \tag{7}$$

Jeder stumpfe Körper in einer Strömung verursacht einen Druckverlust ÿp. Als einfache Beziehung kann Gleichung (7) auf die Zellfläche normiert werden. Somit kann der Druckverlust, der durch die Widerstandskraft des Rauheitselements in der Zelle verursacht wird, durch Gleichung (8) ausgedrückt werden.

$$cDu\ \ddot{y}\ddot{y}\ 2\quad \ddot{y}^2\ \ddot{y}p = \tag{8}$$

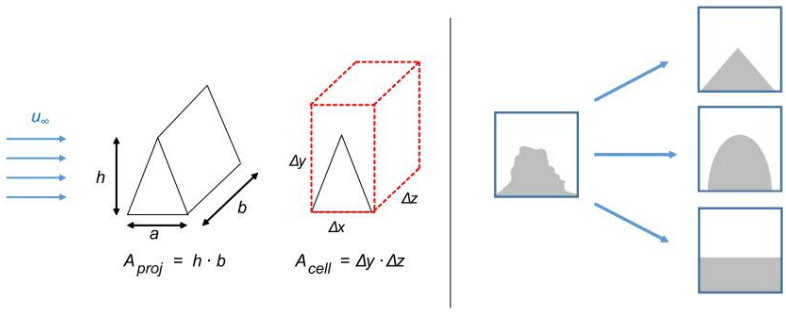



**Abbildung 8. Erläuterungen zum DPM-Verfahren: (links) beispielhafte Berechnung der projizierten Fläche Aproj für ein regelmäßiges Rauheitselement in einer porösen Zelle; (rechts) Annäherung einer unregelmäßigen Oberflächenrauheit in einer Zelle an eine regelmäßige Körperform.**

Um den Druckgradienten in Fließrichtung zu erhalten (entspricht Gleichung (4)), wird Gleichung (8) mit der Länge der Zelle ÿx normiert , so dass Gleichung (9) für die Senke S gilt, die zur inkompressiblen Navier-Stokes-Gleichung der porösen Zellen addiert wird. Dasselbe Verfahren wurde für die anderen Richtungen angewendet, um ein 3D- Rauhigkeitselement zu berücksichtigen.

$$S = \frac{\ddot{y}p}{\ddot{y}x} = \ddot{y}^2\ cDu\ 2\ \frac{\ddot{y}}{\ddot{y}x} \tag{9}$$

An dieser Stelle soll die Analogie erläutert werden, warum sich die Berechnung von Rauheitseffekten in einer Strömung anhand der Strömung durch poröse Medien beschreiben

lässt: Bei jeder Strömung um einen stumpfen Körper wirkt sowohl auf den Körper als auch auf die Strömung ein Wi Durch die Störung der Widerstandskraft in der Strömung entsteht ein Druckabfall infolge des entstehenden Energieverlustes. Unabhängig davon, ob sich der Körper in der freien Strömung oder an der Wand befindet, tritt diese Störung und der daraus resultierende Druckabfall in jedem Fall auf. Nur wenn der Körper so klein oder kleiner als die viskose Unterschicht der Wand ist, können die Störungen aufgrund der dominierenden viskosen Dämpfung des Fluids vernachlässigbar sein .

Der Durchfluss durch poröse Medien wird auch durch den Druckabfall beeinflusst, gemäß Darcys Gesetz, das den viskosen Widerstand beinhaltet. Forchheimer fügte einen Term hinzu, der den Formwiderstand darstellt, was zur Darcy-Forchheimer-Gleichung führt. Die Grundlage des DPM ist die Modellieru

Machine Translated by Google



um die stumpfen Körper (Rauheitselemente) mit diesem Porositätsansatz von Darcy–Forchheimer. Dies wurde bisher auch in anderen Literaturstudien erfolgreich für die Rauheitsmodellierung durchgeführt, so etwa in Forooghi et al. [37].

### 2.3.2. Bestimmung von ÿ und cD

Der in Gleichung (9) verwendete Widerstandsbeiwert cD bezieht sich auf die Strömung um einen regulären 2D Körper. Um die Rauheitsoberfläche mit diesem Parameter zu beschreiben, muss eine Annäherung der realen 3D-Rauheitsform an 2D reguläre Körper vorgenommen werden, siehe Abbildung 8. Für diese Geometrieannäherung werden alle Rauheitshöhen innerhalb einer porösen Zelle ausgewählt, wie exemplarisch auf der linken Seite von Abbildung 9 gezeigt. Die enthaltenen Rauheitshöhen werden dann zweidimensional auf die schwarz markierte Fläche auf der rechten Seite von Abbildung 9 projiziert. Im nächsten Schritt werden die Winkel ÿ der roten Kontur bestimmt, um die reguläre Form aus der realen Rauheitsverteilung in der Zelle anzunähern, siehe Abbildung 10. Eine Reihe von Bedingungen wird dann verwendet, um die reguläre Körperform entsprechend den entsprechenden Winkeln ÿ auszuwählen. Beispielsweise würde ein Rechteck ausgewählt, wenn beide Winkel zwischen 75ÿ und 90ÿ oder zwischen 0 ÿ und 15ÿ liegen . Andernfalls würden rechtwinklige oder gleichschenklige Dreiecke mit diskreten Winkeln von 15° bis 75° gewählt . Das negative oder positive Vorzeichen des Winkels bestimmt, ob für cD jeweils ein links- oder rechtsseitiges rechtwinkliges Dreieck gewählt wird . Dieses Verfahren wurde in Strom- und Spannweitenrichtung angewendet. Abbildung 10 zeigt Beispiele verfügbarer Dreiecke. Die Annäherung der realen Rauhigkeitsverteilung an eine regelmäßige Körperform in einer porösen Zelle erfolgt in einem selbstgeschriebenen MATLAB-Code.

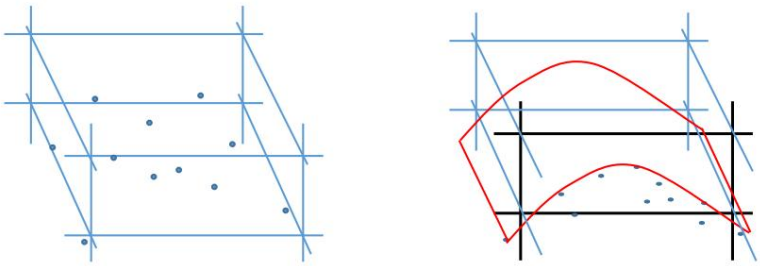


Abbildung 9. Näherungswert der unregelmäßig verteilten Oberflächenrauheit in einer Zelle.

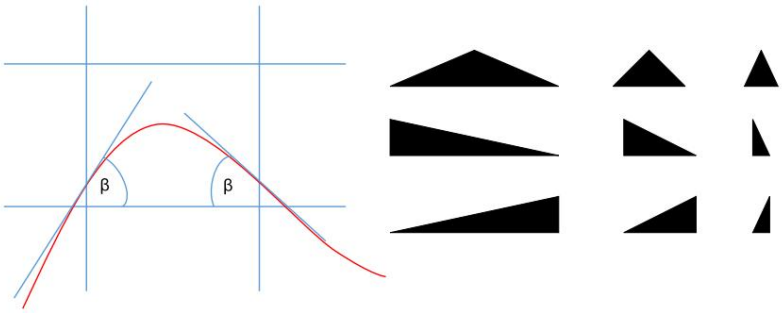



Abbildung 10. Erläuterungen zum DPM-Verfahren: (links) Annäherung an eine regelmäßige Rauheit durch Berücksichtigung der ÿ-Winkel; (rechts) Variationen verschiedener Dreiecke für 3 ausgewählte Winkel (nicht maßstabs

Die Widerstandskoeffizienten cD einer großen Anzahl regelmäßiger Formen und Reynoldszahlen von Re = 1000–200.000 wurden durch zusätzliche Simulationen ermittelt. Die Reynoldszahlen für diese 2D-RANS-Berechnungen wurden durch die Flüssigkeitsviskosität ÿ, die freie Strömungsgeschwindigkeit uÿ am Einlass und die Höhe h des Dreiecks oder Rechtecks regelmäßiger Formen definiert. Die Widerstandskoeffizienten für ein bestimmtes Re wurden bei der entsprechenden Reynoldszahl ReH der Kanalströmungssimulation angewendet.

Die Domänengröße für die 2D-Simulationen wurde mit 40 × 40 mal der Höhe h gewählt , wobei die reguläre Form in der Mitte platziert wurde. Am Einlass und Auslass wurden eine konstante Geschwindigkeit und ein Nulldruck vorgegeben. Darüber hinaus wurden periodische Rand

Machine Translated by Google



An den beiden anderen Rändern wurden cD-Werte angewendet. Die resultierenden cD-Werte wurden in einer Datenbank gespeichert. Diese Datenbank finden Sie im Zusatzmaterial.

### 2.3.3. Implementierung des DPM

Zur Realisierung des DPM wurde es in zwei Schritten implementiert. Zunächst wurde die Zellzuordnung (flüssige, feste und poröse Zellen) definiert und die Berechnungen von ÿ, ÿ und cD in MATLAB R2019a (MathWorks Inc., Natick, MA, USA) durchgeführt . Das Verfahren ist in Abbi In diesem ersten Schritt wurde ein 3D-Gitter (A) für den Berechnungsbereich erstellt (erläutert in Abschnitt 2.4). Anschließend liest der selbstgeschriebene MATLAB-Code dieses Gitter sowie eine 3D-Punktwolke (B), die die raue Oberfläche darstellt. Diese Punktwolke wurde während des Scanvorgangs der Pumpenspirale für die Gusseisenoberfläche erstellt. Mit der gegebenen Rauheitshöhenverteilung aus der Punktwolke wurde die Rauheitszone für die festen (C) und porösen Zellen (D) für das Berechnungsgitter ausgewählt. Anschließend wurden die Volumenanteile *ÿ* für jede poröse Zelle (E) unter Verwendung der Punktwolke und der Gitterinformationen berechnet. Dann definiert die Punkt-zu-Punkt-Neigung an den Zellrändern die Winkel ÿ, mit denen die ungefähre regelmäßige Körperform (Rechteck oder Dreieck) für jede poröse Zelle (F) gewählt wurde. Mit der gewählten ungefähren Körperform wurden die zugehörigen Widerstandskoeffizienten cD unter Verwendung der Werte aus der oben erläuterten Datenbank bestimmt .

In einem zweiten Schritt wurde das DPM in den Strömungslöser OpenFOAM (ESI Group, Paris, FRA) für die Simulationen der Kanalströmung mit rauen Wänden implementiert. Für die porösen Zellen wurde die Senke S in Gleichung (9) in OpenFOAM implementiert, basierend auf dem Darcy- Forchheimer-Modell. Dazu wurden die *ÿ*- und cD-Werte jeder porösen Zelle in einer fvOptions-Datei gespeichert, auf die OpenFOAM während der Simulation zugegriffen hat, um die Senke S zu den Impulsgleichungen in diesen Zellen hinzuzufügen.

Hier lassen sich zwei Hauptunterschiede der vorliegenden Methode im Vergleich zu DEM von Taylor et al. [41] und PFA von Forooghi et al. [23] zusammenfassen: Erstens werden die festen Zellen des Gitters vollständig aus dem kartesischen Netz ausgeschnitten. Deshalb ist die Rauheitstopologie bereits ohne Modellierung grob zu erkennen, analog zu einem körperkonformen Netz. Zweitens wurde der Modellierungsteil in jeder porösen Zelle ausgeführt. Die Bestimmung von cD war detaillierter und komplexer, indem die Neigung des Eingangs- und Ausgangswinkels der Oberflächenrauheit berechnet wurde. Es wird ein diskreter Wert für cD in Abhängigkeit von Re gewählt und *ÿ* wird für jede poröse Zelle berechnet, während Forooghi [23] einen cD für die gesamte Rauheitszone bestimmt hat . Taylor [41] verwendete eine empirische Formel zur Berechnung von cD in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl.

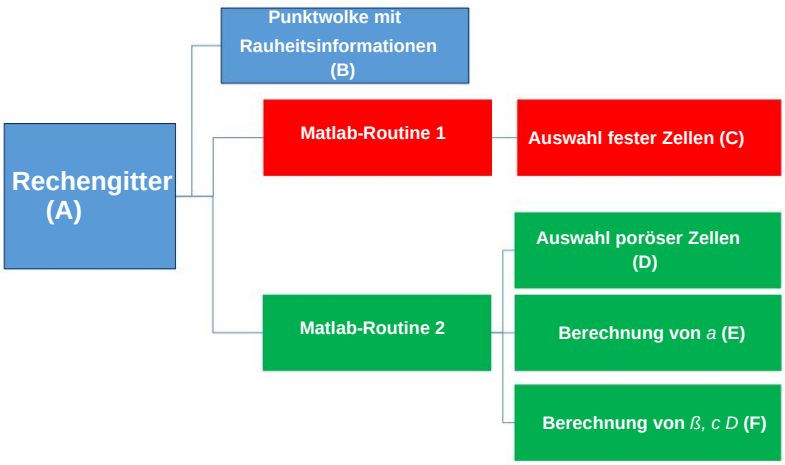



Abbildung 11. Implementierung des DPM (erster Schritt) in MATLAB.

## 2.4. Numerischer Aufbau für die Simulationen der Strömung in rauhen Kanälen 2.4.1. Rechenbereich und

Gittergenerierung Es wurden ebene Kanalströmungen mit der Rauheit von Gusseisen mit den geometrischen Abmessungen (L, b, H) ÿ (4H, 1,5H, H) simuliert, wobei H die Kanalhöhe ist. Der Kanal

Machine Translated by Google



Die Abmessungen orientieren sich an den Strömungssimulationen von Kanälen nach einer Studie von Menter [45]. Drei Für die Rauheit von Gusseisen wurden kartesische, blockstrukturierte Gitter erstellt, um zu analysieren, wie Das DPM arbeitet mit unterschiedlichen Rasterauflösungen, wenn die Rauheitsebene (L, b) unterschiedlich ist gelöst. Die Eigenschaften der vier Gitter und eine Abbildung eines Gitters werden angezeigt in Tabelle 3 und Abbildung 12.

Die Rauhigkeitszone mit den festen und porösen Zellen wurde an der Bodenwand definiert des Kanals. Hier wurde das Gitter bis zu einer Höhe von 290 µm äquidistant diskretisiert in die Wandnormalrichtung, also die Rauhtiefe kt des Gussstücks Eisenoberfläche. In dieser Zone wurde das Gitter so aufgebaut, dass eine einzelne Zelle 1/5 von kt auflöst . Die Rauhigkeitszone des Gitters 'grob' ist in Abbildung 12 hervorgehoben. Die Fluidzone begann oberhalb der Höhe von 290 µm. Von dort aus nahm die Zellhöhe mit einer Wachstumsrate von 1,2 im Vergleich zu den Zellen in der Rauhigkeitszone. Die gleiche Wachstumsrate wurde auch in der wandnahe Bereich an der oberen Kanalwand, wo eine hydraulisch glatte Grenze Schicht existiert.

Da die Rauheit des Gusseisens unregelmäßig verteilt ist, ist die Auflösung der Rauheit Elemente in der Ebene (L, b) können aufgrund der Rauhigkeitsgeometrie nicht exakt definiert werden (wie es theoretisch bei regelmäßigen Rauheiten möglich ist). Aus diesem Grund werden unterschiedliche Gitter Es wurden Verfeinerungen in der Ebene (L, b) angewendet.

Tabelle 3. Eigenschaften der drei Rechengitter zur Simulation der Gusseisenrauheit.

| Rasterparameter | Gusseisen | | |
|---|---|---|---|
| | Raster 'Grob' | Raster 'Mitte' | Raster 'Fein' |
| Rastergröße in M Elemente | 0,3 | 1.2 | 4.8 |
| Gitterverteilung in (L, b, H) | (128, 44, 57) | (248, 88, 57) | (496, 176, 57) |
| max. Seitenverhältnis | 13,9 | 7,0 | 4.1 |
| max. Volumenänderung | 1,2 | 1,2 | 1.2 |
| Rasterwinkel | 90ÿ | 90ÿ | 90ÿ |

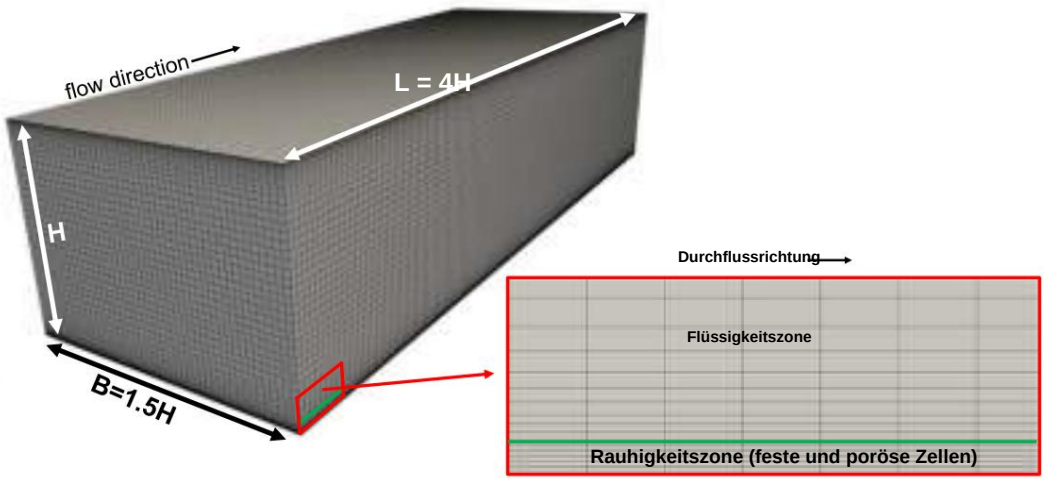



Abbildung 12. Raster 'grob' der Simulation mit der Gusseisenoberfläche in einer Iso-Ansicht und einer gezoomten, Planare Ansicht. Die Flüssigkeits- und Rauheitszonen werden in der Planaransicht hervorgehoben.

### 2.4.2. Berücksichtigung der Rauhigkeitszone (feste und poröse Zellen)

Die Rauhigkeitszone wurde analog zum Versuchsaufbau an einer Kanalwand definiert. in Abschnitt 2.2 erläutert. Im Kanal ist eine voll entwickelte, turbulente Strömung vorhanden und ein Zur Simulation der Strömung wurde die URANS-Methode gewählt. Nach dem Ausschneiden der festen Zellen Für die DPM-Methode wurden poröse Zellen ausgewählt. Abbildung 13 zeigt die Rauhigkeitszone mit

Machine Translated by Google



die festen und porösen Zellen der Gitter für die DPM-Simulation mit der Gusseisenoberfläche.
Des Weiteren ist in dieser Abbildung die Oberflächennachbildung der Gusseisenoberfläche dargestellt.

### 2.4.3. Numerischer Aufbau für die DPM-Simulationen

Zur Lösung der zugrundeliegenden Gleichungen mit der Finite-Volumen-Methode wurde die Software OpenFOAM 5.x mit dem pimpleFOAM-Solver verwendet. Die Simulationen wurden mit URANS und dem k–ÿ–SST-Turbulenzmodell [46] durchgeführt. Für die DPM-Simulationen wurden räumliche Diskretisierungsverfahren zweiter Ordnung verwendet. Die Simulationen wurden auf dem Hochleistungscluster Titan der Universität Rostock mit 144 parallelen Prozessoren (Intel(R) Xeon(R) CPU E5-2640 v3 @ 2,60 GHz) durchgeführt.

Als Randbedingung gilt für alle Wände die Haftbedingung. An den Domänengrenzen wurden in Spannweiten- (Seiten-) und Strömungsrichtung (Ein- und Auslauf) periodische Randbedingungen vorgegeben. Die Strömung wurde durch konstante Massenströme mÿ angetrieben , die durch Volumenkräfte [47] in Strömungsrichtung ausgeglichen wurden, welche den untersuchten Reynoldszahlen zwischen ReH = 75.000 und ReH = 400.000 entsprechen (siehe Tabelle 4). Als Fluid wurde Wasser verwendet (Dichte ÿ = 997 kg/m3 , kinematische Viskosität ÿ = 10ÿ6 m2/s). Weiterhin wurden turbulente Randbedingungen sowohl an den glatten als auch an den rauen Domänenwänden definiert.
Dabei wurde für alle Simulationen der Wert Null für die modellierte, turbulente kinetische Energie k und die Wirbelviskosität ÿt festgelegt . Für die Definition der spezifischen Dissipationsrate ÿ wurde eine Wandfunktion mit niedriger Re-Zahl verwendet .

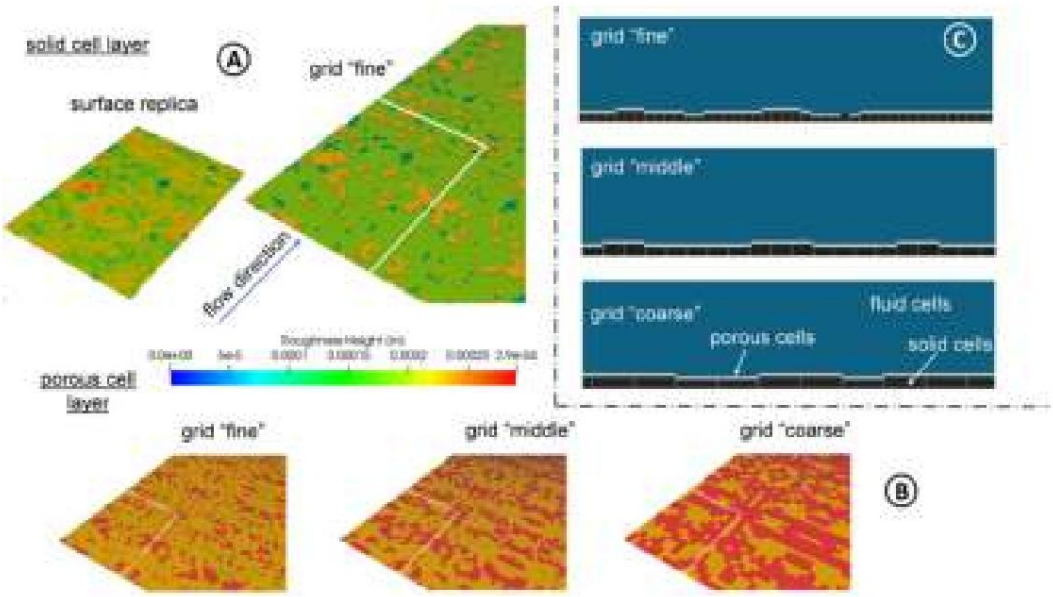



Abbildung 13. Darstellung der Rauheitszone in den DPM-Simulationen mit der Gusseisenoberfläche. (A) Rauheitsoberfläche der Replik (Abschnitt 2.1) und der festen Zellschicht der DPM-Simulation mit dem feinsten Gitter. (B) Vergleich der porösen Zellzone zwischen den drei verwendeten Gittern. (C) Bildausschnitt mit flüssigen, festen und porösen Zellen für die drei Gitter in einer planaren Schnittebene.

Die Simulationen wurden mit einer gleichmäßigen Volumengeschwindigkeit, einem relativen Druck von Null und empirisch bestimmten Werten für die turbulenten Größen im Berechnungsbereich initia Als Zeitschritt wurde ÿt = 10ÿ3 s gewählt. Nach einer Zeitspanne von T ÿ 0,8 s konnte ein konvergiertes Strömungsfeld mit konstantem Druckgradienten und einem ausgebildeten Geschwindigkeitsprofil beobachtet we Dann wurden die Simulationen bis T = 1,1 s fortgesetzt. Am Ende der Simulationen sanken die maximalen Residuen für die Geschwindigkeiten und den Druck auf mindestens 10ÿ3 .

Insgesamt wurden für diese Studie 18 Simulationen durchgeführt, die in Tabelle 4 zusammengefasst sind. Acht Simulationen wurden für die Gusseisenoberfläche auf dem Gitter „Mitte“ bei unterschiedlichen Reynoldszahlen durchgeführt. Zusätzlich wurden 10 Simulationen mit dem Gitter „Grob“ und dem Gitter „Fein“ für Reynoldszahlen ReH ÿ 250.000 durchgeführt, bei denen ein vollständig grobes Regime

Machine Translated by Google



identifiziert wurde, und bei ReH = 100.000, wo experimentelle Daten für die Kanalfluss mit der Gusseisenoberfläche.

Tabelle 4. Übersicht der durchgeführten DPM-Simulationen für die Kanalströmungssimulation mit dem Guss Eisenrauheit.

| ReH | Gusseisen | | |
|---|---|---|---|
| | Raster 'Grob' | Raster 'Mitte' | Raster 'Fein' |
| 75.000 | | | |
| 100.000 | | | |
| 150.000 | | | |
| 200.000 | | | |
| 250.000 | | | |
| 300.000 | | | |
| 350.000 | | | |
| 400.000 | | | |

### 2.5. Verfahren zur Ermittlung des ks-Wertes für raue Oberflächen aus der DPM-Simulationen

Zunächst wurden die Druckgradienten ÿp/ÿx der simulierten Kanalströmungen für jede DPM-Simulation bei einer bestimmten Reynoldszahl bestimmt. Anschließend wird die Die flächengemittelte Wandschubspannung ÿw,r an der Rohwand musste bestimmt werden, um die dimensionslose Geschwindigkeit $u^+$ und Länge y +. Diese Wandschubspannung wurde berechnet auf der Grundlage über eine vereinfachte Impulsbilanz für eine Kanalströmung mit einseitiger Wandrauigkeit (Gleichung (10)) definiert von Burattini et al. [27]. Die Variable ÿw,s bezeichnet die Wandschubkraft Spannung an der glatten Kanalwand in Gleichung (10).

$$\ddot{y}w,r = H \cdot \ddot{y}p/\ddot{y}x \ \ddot{y} \ \ddot{y}w,s \tag{10}$$

Anschließend wird das dimensionslose Geschwindigkeitsprofil $u^+ = f(y^+)$ wurde durch das folgende Verfahren erzeugt: Zunächst wurde die Nullhöhenposition $y^+ = 0$ wurde durch Höhenmittelung bestimmt die Rauhigkeitshöhen und nehmen den Durchschnittswert als Nullhöhe. Dann werden die Geschwindigkeiten von Die DPM-Simulationen wurden entlang der Wandnormalkoordinate flächengemittelt, um eine eindimensionales Geschwindigkeitsprofil u = f(y). Diese Variablen wurden normalisiert, um zu erhalten $u^+$ identifiziert werden : = u/(ÿw,r/ÿ)= y · (ÿw,r/ÿ) 0,5/ÿ. Die charakteristische Herunterschaltung kann wie folgt $0.5$ und $y^+$. Aus diesem Geschwindigkeitsprofil $u^+ = f(y^+)$ durch Vergleich des simulierten Geschwindigkeitsprofils mit einem Geschwindigkeitsprofil im logarithmischen Bereich der rauen Grenzschicht basierend auf Gleichung (2). Dieses Verfahren wurde für alle Simulationen bei den untersuchten Reynolds-Zahlen. Durch Aufzeichnen der Rauheitsfunktion $\ddot{y}u^+ = f(k_s^+)$ wurde analysiert, ob eine Die vollständig raue Asymptote wurde erreicht, was auf einen vollständig rauen Zustand hindeutete [33]. Dann gilt $k_s^+$ wurde nach Gleichung (11) [19] berechnet , mit B = 5,0 und ÿ = 0,41.

$$\ddot{y}u^+ = \frac{1}{\ddot{y}} \ln(k_s^+) + B \ \ddot{y} \ 8{,}5 \tag{11}$$

Schließlich wurde die äquivalente Sandkornrauheit ks für die DPM- Simulationen in diesem vollständig rauen Regime mit Gleichung (12) bestimmt .

$$ks = \frac{k_s^+ \cdot \ddot{y}}{(\ddot{y}w,r/\ddot{y})^{0,5}} \tag{12}$$

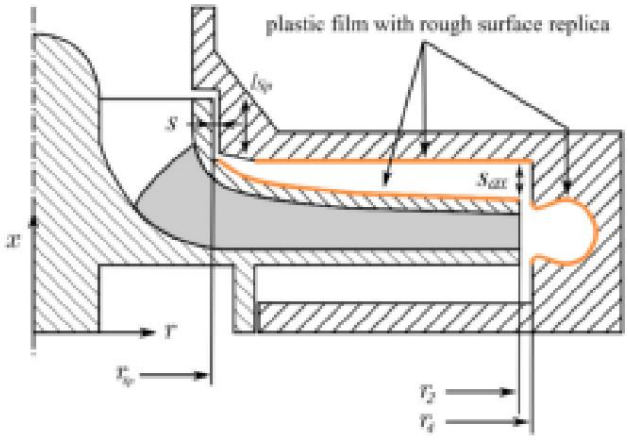
Machine Translated by Google



### 2.6. Experimenteller und numerischer Aufbau für die Turbopumpenuntersuchung

**2.6.1. Numerischer Aufbau** Nachdem die äquivalente Sandkornrauhigkeit ks für Gusseisen aus den DPM-Simulationen bestimmt wurde, wurde der ks-Wert an den rauen Wänden in einer Turbopumpensimulation festgelegt, um die Rauhigkeitseffekte in der Pumpe zu berücksichtigen. Bei der untersuchten Pumpe handelt es sich um eine radiale Testpumpe mit einer spezifischen Drehzahl ns = 13,4 1/min. Ihr Design wurde mit geringfügigen Modifikationen von einer industriellen Pumpe übernommen. Der Meridionalschnitt durch die Pumpe sowie die wichtigsten Geometrieinformationen sind in Abbildung 14 zu finden. Die Turbopumpe wurde zuvor von unserem Institut verwendet, um das Strömungsfeld [48] und die Strömungsverluste [2,49] oder die Akustik [50] in radi

Für diese Studie wurden URANS-Berechnungen für die Turbopumpe mit dem kommerziellen Solver ANSYS CFX 2021 R1 (ANSYS Inc., Canonsburg, PE, USA) durchgeführt . Die strömungsbestimmenden Gleichungen wurden auf einem dreidimensionalen Gitter basierend auf der Finite-Vol Die Lösungsstrategie war implizit mit einer hohen Auflösung und einem Euler-Rückwärtsschema zur räumlichen und zeitlichen Diskretisierung. Es wurde die ausführbare Solver-Datei mit doppelter Genauigkeit ver Blockstrukturierte Gitter mit hexaedrischen Elementen wurden mit ICEM CFD 18 (ANSYS Inc., Canonsburg, PE, USA) erstellt. Alle hydraulischen Komponenten der Pumpe (Laufrad, Spiralgehäuse, Seitenkammern , Dichtspalt und Rohrleitungen) wurden als dreidimensionale Teildomänen betrachtet und separat vernetzt. Der Berechnungsbereich mit den Positionen der Ein- und Ausflussbedingungen sowie einige Details des Berechnungsgitte Für alle Wände wurde ein flächengemittelter $y^+$ Wandabstand von y = 1 mit einer wandnormalen Wachstumsrate von 1,25 erreicht und alle Randschichten wurden mit 26 Gitterzellen mit einer Wachstumsrate von 1,25 aufgelöst. Das endgültige Gitter umfasst insgesamt 25,1 M Gitterelemente mit einem minimalen Gitterwinkel von 23ÿ . Darüber hinaus waren die Aspektverhältnisse in 99,93 % des Volumens ÿ100. Höhere Aspektverhältnisse (>1000) wurden nur in kleinen Bereichen (0,01 % des Volumens, hauptsächlich im Abflussrohr ) toleriert, um massiv mehr Maschenelemente in diesen Bereichen zu v




| | |
|---|---|
| impeller radius | $r_2$ = 164.5 mm |
| inlet radius volute | $r_4$ = 168.5 mm |
| seal gap radius | $r_{sp}$ = 62.14 mm |
| seal gap length | $l_{sp}$ = 18.0 mm |
| gap width | $s$ = 0.7 mm |
| entry height side chamber | $s_{ax}$ = 13.0 mm |

**Abbildung 14. Wichtigste geometrische Parameter der Pumpe und Position der aufgeklebten Kunststofffolien zur Untersuchung des Rauheitseffekts in der Pumpe. Dargestellt in einem Meridionalschnitt durch das Laufrad, die Seitenkammern und die Spirale.**

Es wurden die Fluideigenschaften von Wasser bei 20 ÿC verwendet (Dichte ÿ = 997 kg/m3 ; kinematisch Viskosität ÿ= 10ÿ6 m2/s). Das k-ÿ-SST-Modell [46] wurde zur Schließung verwendet und Stromlinienkrümmungseffekte wurden mit dem Modell von Smirnov und Menter [51] berücksichtigt . Rand

Machine Translated by Google



Bedingungen wurden wie folgt festgelegt: Am **Einlass des Saugrohrs wurde ein relativer statischer Druck von Null zusammen mit einer Turbulenz mit Nullgradient definiert .** Darüber hinaus **wurde am Auslass des Druckrohrs ein konstanter Massenstrom vorgegeben. Alle Wände wurden als adiabatisch angenommen und es galt die Haftbedingung. Die Rauheitseffekte wurden im Strömungslöser unter Verwendung des Ansatzes von Lechner und Menter [8] modelliert. Die Sandkornrauheit von ks = 175 µm für Gusseisen (bestimmt durch die DPM-Simulationen in Abschnitt 3.2) wurde für die rauen Wände in der vorderen Seitenkammer und der Spirale der Pumpe vorgegeben. An diesen Stellen wurden auch in der Versuchspumpe mikrostrukturierte, selbstklebende Replikate mit der Rauheit von Gusseisen auf die Wände aufgebracht. So konnte sichergestellt werden, dass in der Pumpe sowohl experimentell als auch numerisch an denselben Stellen dieselbe Oberflächenrauheit verwendet wurde . Alle anderen Oberflächen in der Pumpe wurden als hydraulisch glatt angenommer**

**Die Leistungsdaten (Förderhöhe, innerer Wirkungsgrad) der Pumpe wurden in vier Betriebspunkten numerisch ermittelt. Zur Festlegung der Betriebspunkte wurden eine Drehzahl von n = 1450 1/min und Förderströme von Q = (46; 65; 85; 93) m3/h gewählt. Zur Kopplung der rotierenden und stationären Komponenten der Pumpe wurde die transiente Rotor-Stator-Methode mit einem Zeitschritt von 1,5° Drehung des Laufrads verwendet. Konvergenz wurde erreicht, wenn die maximalen Residuen kleiner als 5 · 10ÿ3** waren **und alle überwachten Werte einen stabilen Zustand erreicht hatten. Jede Simulation wurde für 10 Laufradumdrehungen durchgeführt und die zeitliche Mittelung für die statistische Analyse der Leistungsdaten wurde über die letzte Laufradumdrehung durchgeführt.**

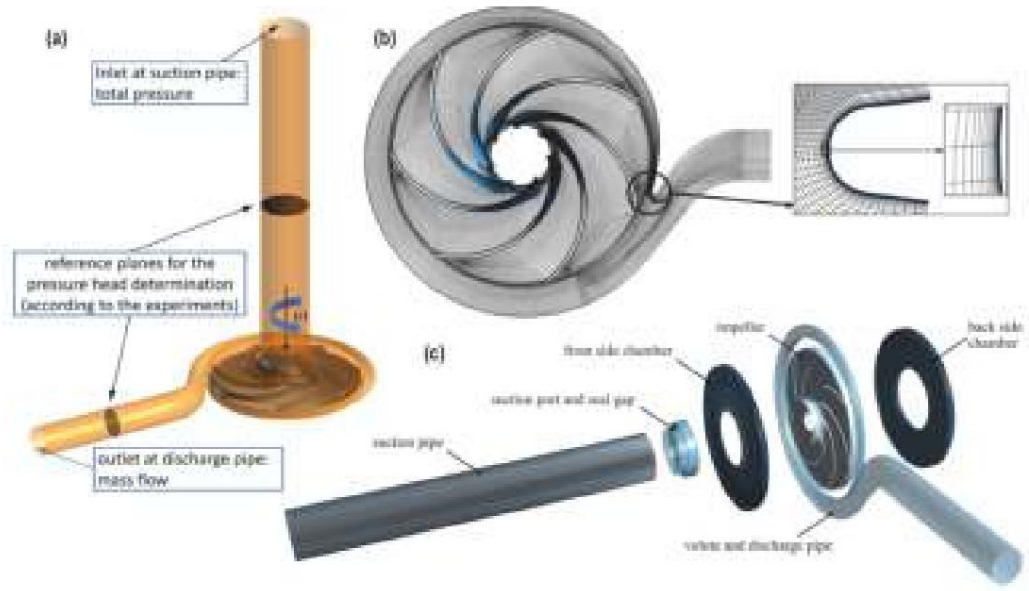



**Abbildung 15. Turbopumpenmodell. (a) 3D-Ansicht des Berechnungsbereichs mit Ein- und Ausflussstellen . (b) Gitter durch das Laufrad und die Spirale sowie eine Detailansicht des Gitters um die Spiralzunge und (c) Turbopumpenbereich in einer Explosionsansicht.**

**2.6.2. Versuchsaufbau** Es

wurden **Versuche mit der Versuchspumpe (Abbildung 16) durchgeführt, um eine Validierungsgrundlage für die Pumpensimulationen mit rauen Wänden zu schaffen. Dazu musste die ursprüngliche Versuchspumpe modifiziert werden, da alle Pumpenteile mit CNC-Fräsen mit hoher Maßgenauigkeit hergestellt wurden und die Innenflächen anschließend poliert wurden, sodass die Grenzschichten ein hydraulisch glattes Verhalten zeigten (ka ÿ 0,4 µm). Um die Rauheitseffekte der Gusseisenoberfläche zu berücksichtigen, wurden die polierten Oberflächen der Versuchspumpe künstlich mit den haftenden Kunststoffreplikaten aufgeraut, die die Gusseisenoberflächenstruktur enthielten . Dabei beschränkte sich der Wandbereich mit Replikaten auf die gesamte Saugseitenkammer und die Spirale, da in früheren Studi**

Machine Translated by Google



In diesen Bereichen treten Verluste durch Rauheitseffekte auf [52]. Die Bereiche, in denen die Gusseisenoberflächennachbildung in der Testpumpe aufgebracht wurde, sind in Abbildung 14 dargestellt.

**Abbildung 16. Details der Testpumpe. Die Abbildung stammt aus Ref. [2].**

Die Versuchspumpe wurde in einen geschlossenen Kreislaufprüfstand eingebaut (Abbildung 17), in dem die (Gesamt-) Druckhöhe Hp durch Messung der Drücke auf der Saug- und Druckseite der Pumpe mit jeweils vier Drucksensoren in zwei Ringleitungen nach DIN EN ISO 9906 (Klasse 1) [53] ermittelt wurde . Der Volumenstrom wurde mit einem magnetisch-induktiven Durchflussmesser gemessen, und das Drehmoment M und die Drehzahl n des Laufrads wurden mit einem berührungslosen Messflansch bestimmt, um den inneren Wirkungsgrad ÿi zu berücksichtigen :

$$\ddot{y}i = \frac{\ddot{y} \cdot g \cdot Hp \cdot Q}{M \cdot 2\ddot{y}n}. \quad (13)$$

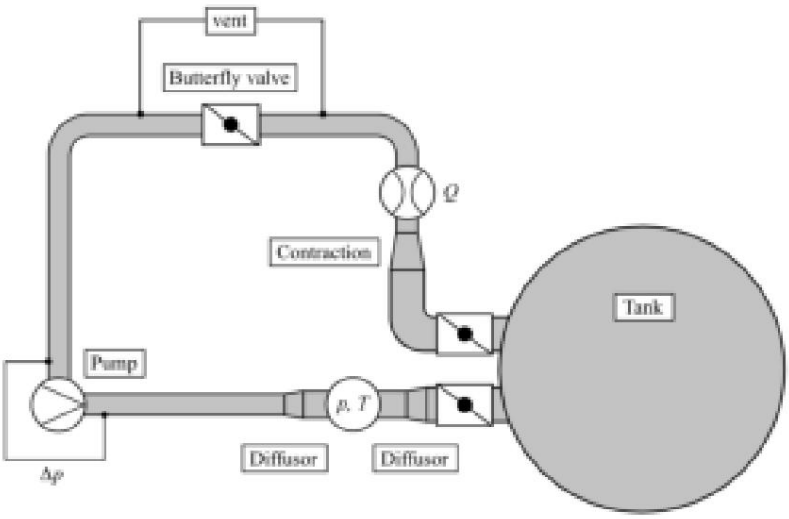



**Abbildung 17. Schematische Darstellung des Prüfstands mit der Prüfpumpe.**

## 3. Ergebnisse und Diskussion

### 3.1. Druckgradienten ÿp/ÿx und Geschwindigkeitsprofile u+ = f(y +) in den Kanalströmungen mit Wandrauheit Die

experimentell und numerisch ermittelten Druckgradienten sind in Abbildung 18 dargestellt. Für die Raster 'mittel' und 'fein' wird bei ReH = 100.000 eine relative Abweichung zwischen dem gemessenen und simulierten Druckgradienten im groben Kanal von ÿ 5% erreicht. Die Simulation mit dem Raster 'grob' weist eine höhere Abweichung von ÿ10% zum gemessenen *ÿp/ÿx auf.*

Im Bereich von Re ÿ 250.000, wo der vollständig grobe Regime für Gusseisen vorliegt (erläutert in den nächsten Abschnitten), zeigen die Ergebnisse des Gitters „mittel“ und „fein“ ebenfalls ähnliche Druckgradienten. Das Gitter „grob“ berechnet bei diesen hohen Reynoldszahlen etwas niedrigere Druckgradienten. Bei ReH = 400.000 weichen das Gitter „grob“ und das Gitter „fein“ um ÿ10 % voneinander ab, während der relative Unterschied zwischen dem Gitter „mittel“ und dem

Machine Translated by Google



**Aufgrund der ähnlichen Ergebnisse der Gitterarten „mittel“ und „fein“ zueinander, sowie der guten Übereinstimmung mit den experimentellen Daten, werden für die nachfolgende Auswertung und Berechnung des ks-Wertes die Simulationen auf dem Gitter „mittel“ verwendet.**

**Basierend auf den Druckgradienten und dem in Abschnitt 2.5** beschriebenen Verfahren wurden **die Geschwindigkeitsprofile u Nicht-** = f(y +) **für die DPM-Simulationen erreicht. Eindimensionale ( exemplarisches Geschwindigkeitsdiagramm für das Gitter „Mitte“ bei ReH = 350.000) sind in Abbildung 19** dargestellt. **Das gezeigte Geschwindigkeitsprofil wurde bei hohen Reynoldszahlen erreicht, wo ein vollständig rauer Regime vorliegt. In dieser Abbildung ist eine signifikante Herabsetzung des simulierten Profils im Vergleich zum Logarithmus in der glatten Grenzschicht zu erkennen. Darüber hinaus besteht eine klare Übereinstimmung zwischen dem logarithmischen Geschwindigkeitsprofil im Rauheitsregime gemäß Gleichung (2) und den simulierten. Diese Übereinstimmung wurde für jede DPM-Simulation gesucht, um die Rauheitsfunktionen ÿu + k + ) zu berechnen, die in = f(k+ folgenden erörtert werden. im nächsten Abschnitt.**

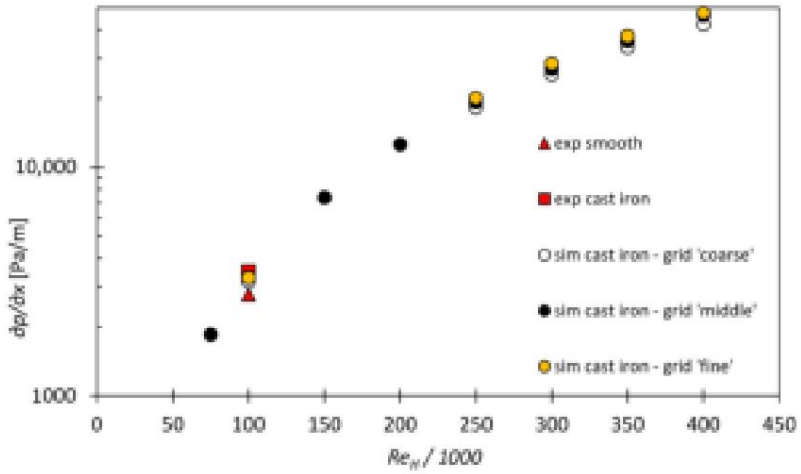



**Abbildung 18. Experimentell und numerisch ermittelte Druckgradienten in den Kanalströmungen mit der Gusseisenoberfläche. Darüber hinaus wurde ein experimenteller Wert einer glatten Kanalströmung bei ReH = 100.000 hinzugefügt, um die Fähigkeit des DPM zu zeigen, die Rauheitseffekte im Kanal zu modellieren. Bitte beachten: Die Messunsicherheiten der Druckmessungen werden nicht angezeigt, lagen jedoch unter 1 % der Mittelwerte.**

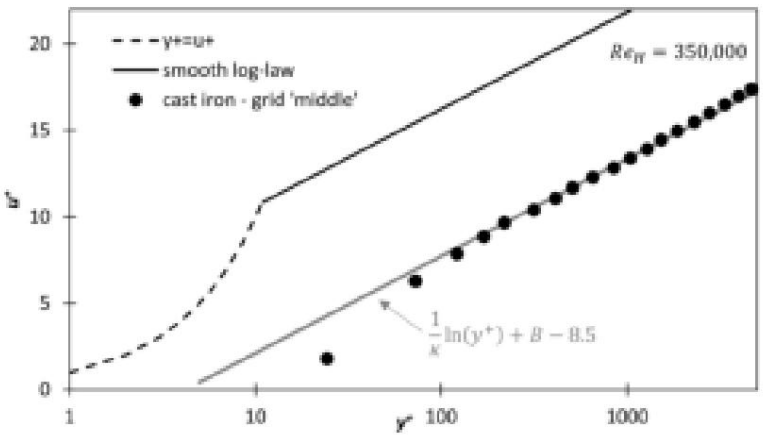



**Abbildung 19. Dimensionsloses Geschwindigkeitsprofil für die DPM-Simulation mit einer Gusseisenrauheit von Re = 350.000. Zur Bestimmung des Logarithmus im Rauheitsbereich nach Gleichung (2)** wurden **die Konstanten ÿ = 0,41 und B = 5,0 verwendet. Die Herunterschaltung wurde als ÿu + = 8,5 identifiziert.**

Machine Translated by Google



### 3.2. Bestimmung der äquivalenten Sandkornrauheit ks im vollrauhen Bereich

Die Rauhigkeitsfunktion ÿu + = f(k) ist in Abbildung 20 dargestellt , um den vollständig rauen Bereich zu identifizieren, in dem der entsprechende ks-Wert für Gusseisen ermittelt werden kann. Zusätzlich ist in dieser Darstellung die Rauheitsfunktion für gleichmäßigen Sand von Nikuradse [54] enthalten. Wie aus dieser Abbildung ersichtlich ist, ist für Gusseisen oberhalb einer Reynoldszahl von ReH = 250.000 ein sich entwickelndes asymptotisches Verhalten zu beobachten, das auf den vollständig rauen Ber

In diesen vollständig rauen Bereichen kann der ks-Wert mit Gleichung (11) und Gleichung (12) bestimmt werden . Tabelle 5 fasst die ks-Werte für die Simulationen bei den höchsten Reynolds- Zahlen zusammen. Ähnliche Werte für ks , mit Abweichungen von weniger als 5 % zum Mittelwert, werden für die Reynolds-Zahlen erreicht, in denen ein vollständig rauer Bereich vorliegt. Die Sandkornrauheit ergibt einen Mittelwert von ÿ 175 µm. Verglichen mit den großen Bereichen der Sandrauheitswerte für eine Gusseisenoberfläche aus der Literatur (Tabelle 1 auf Seite 3), liegen die in dieser Studie ermittelten ks-Werte nahe den unteren Grenzen für ks von Gusseisen, die in experimentellen Studien in Refs. [3,13–15,17] angegeben wurden.

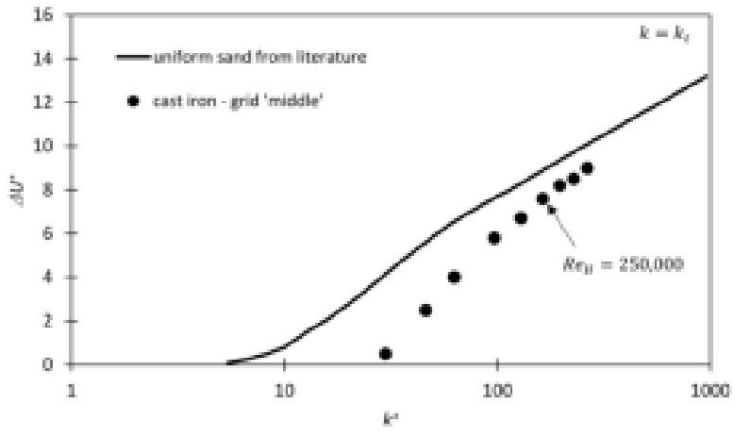



Abbildung 20. Rauheitsfunktion ÿu + ) = für die Gusseisenrauheit der Simulation mit Gitternetz 'Mitte'. f(k + Die Rauheitsfunktion für gleichmäßigen Sand von Nikuradse [54] ist in der Abbildung enthalten.

Tabelle 5. Berechnete ks-Werte für die DPM-Simulation mit der Gusseisenoberfläche bei den hohen Reynoldszahlen.

| Re | Gusseisen Raster 'Mitte' |
|---|---|
| 250.000 | ks = 168 µm |
| 300.000 | ks = 179 µm |
| 350.000 | ks = 174 µm |
| 400.000 | ks = 184 µm |
| Durchschnitt | ks = (176 ± 8) µm |

Nach der Bestimmung des ks-Wertes wurde auch geprüft, ob die Rauheitsfunktion ÿu + s ) mit der Funktion des = f(k + gleichmäßigen Sandes von Nikuradse [54] kollabiert. Dies ist in Abbildung 21 dargestellt. Im vollständig rauen Regime ist eine hervorragende Übereinstimmung der Rauheitsfunktion erkennbar . Dies zeigt, dass die ermittelten ks-Werte von Gusseisen den gleichen Rauheitseffekt in der Strömung aufweisen wie gleichmäßiger Sand gleicher Höhe. Dies ist für die Anwendung des ks-Wertes zur Rauheitsmodellierung in der nachfolgenden Turbopumpensimulation erforderlich und zeigt, dass die Methodik zur ks-Bestimmung mit dem DPM vernünftige Ergebnisse liefert.

Machine Translated by Google



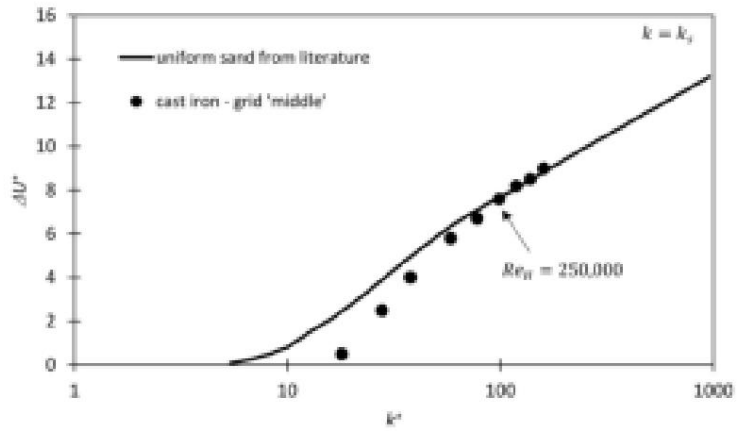



**Abbildung 21. Rauheitsfunktion ÿu + = f(k s ) für die Rauheit von Gusseisen. Die Rauheitsfunktion für gleichmäßigen Sand von Nikuradse [54] ist in der Abbildung enthalten.**

### 3.3. Simulation der Leistungsdaten einer Radial-Turbopumpe mit Wandrauhigkeit

Die **Kurven für die simulierte Druckhöhe Hp = f(Q) und den Wirkungsgrad ÿi = f(Q)** werden in den Abbildungen **22 und** 23 angezeigt **und mit den experimentell beobachteten Leistungsdaten verglich Zusätzlich werden die simulierten und gemessenen Leistungsdatenkurven für eine Turbopumpe mit hydraulisch glatten Wänden angezeigt. Die Leistungsdaten stimmen gut zwischen den Simulationsergebnissen mit dem implementierten ks-Wert und den Messungen der Pumpe mit rauen Oberflächen überein. Die absoluten Abweichungen zwischen Experimenten und Zahlen liegen zwischen (0,1–1,1) m für die Druckhöhe Hp und (1,7–3,6) % für den Wirkungsgrad ÿi entlang der gesamten Leistungskurven. Diese Abweichungen zu den experimentellen Werten können viel größer sein, wenn ks mithilfe empirischer Korrelationen oder anderer Literaturwerte, z. B. aus Tabelle 1, geschätzt wird. Ein Vergleich der Pumpeneigenschaften mit drei unterschiedlich geschätzten ks-Werten für Gusseisen ist in Abbil**

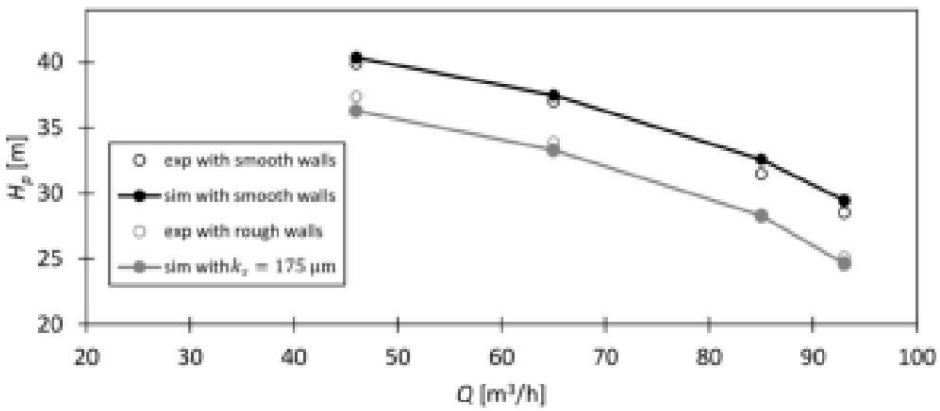



**Abbildung 22. Experimentell und numerisch ermittelte Druckhöhenkurve Hp = f(Q) der Radial- Turbopumpe. Bitte beachten: Die Messunsicherheiten der Pumpenkennlinien sind nicht dargestellt, betragen aber weniger als 1% der Mittelwerte.**

**Darüber hinaus kann ein Vergleich zwischen der Turbopumpe mit rauen und hydraulisch glatten Wänden durchgeführt werden. Abbildung 22 zeigt eine permanente Druckhöhenreduzierung in ÿHp ÿ ÿ4 m vom Simulationsfall „glatte Wand“ zum Simulationsfall „raue Wand“. Die Auswirkungen auf die Pumpeneffizienz sind noch größer, wenn die Rauheitseffekte in den Simulationen nicht berücksichtigt werden. Zwischen den Simulationen mit und ohne Berücksichtigung der Rauheit besteht ein konstanter, absoluter Versatz von etwa** *ÿÿi* **ÿ**

Machine Translated by Google



der Berücksichtigung von Rauheitseffekten bei Simulationen von Turbopumpen mit niedriger spezifischer Drehzahl. Die aktuellen hydraulischen Bauteile (Laufrad, Seitenkammern, Spiralgehäuse) einer Pumpe bestehen aus Gusseisen oder Feinguss, welches insbesondere mit zunehmender Betriebsdauer der Pumpe erhebliche Rauhtiefen aufweisen kann. Wie bereits in Abbildung 1 bzw. Abbildung 23 gezeigt, können erhebliche Abweichungen zwischen den Experimenten in einer gefertigten Pumpe und den Strömungssimulationen einer computergeplanten Pumpe auftreten, wenn diese Rauhtiefen in den Simulationen unberücksichtigt bleiben.

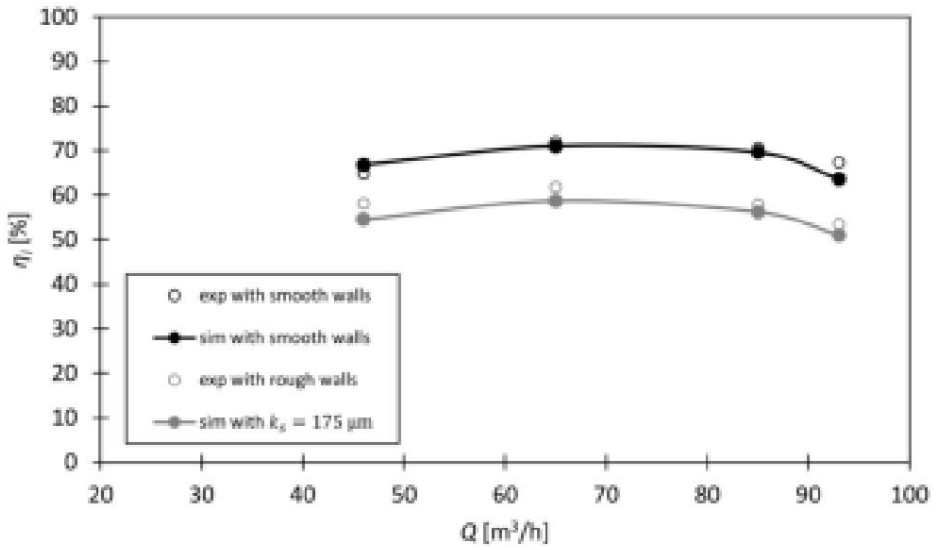



Abbildung 23. Experimentell und numerisch ermittelte Wirkungsgradkurve ÿi = f(Q) der Radialturbopumpe . Bitte beachten: Die Messunsicherheiten der Pumpenkennlinien sind nicht dargestellt, betragen aber weniger als 1 % der Mittelwerte.

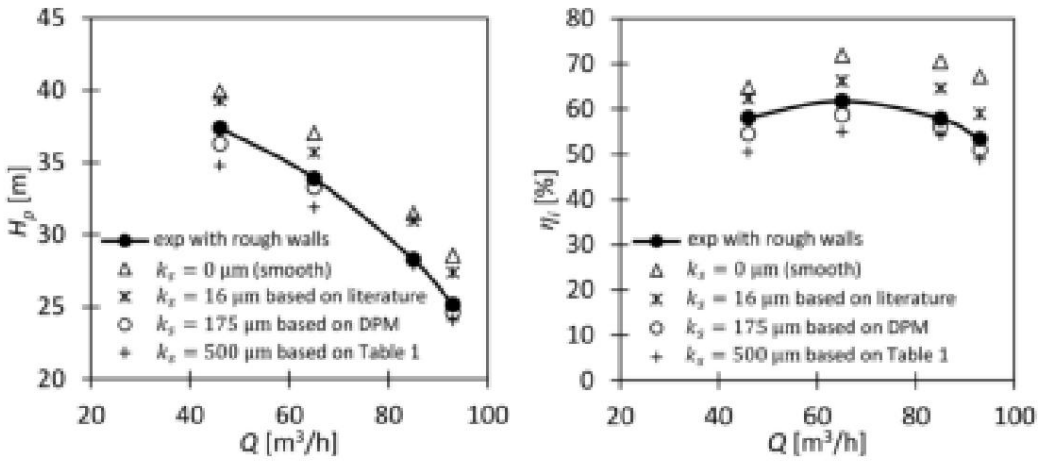



Abbildung 24. Numerisch ermittelte Pumpeneigenschaften der Radial-Turbopumpe. Die ks-Werte für Gusseisen wurden mit drei verschiedenen Methoden ermittelt: erstens mit einer empirischen Korrelation aus der Literatur [21]. Zweitens mit dem DPM-Verfahren. Drittens wurde ein repräsentativer Wert aus Tabelle 1 gewählt.

## 4. Einschränkungen

Obwohl die Verwendung von DPM vielversprechende Ergebnisse zeigt, befindet sich die Methode noch in einem frühen Entwicklungsstadium . In diesem Zusammenhang versucht DPM, den Widerstand in der 3D-Strömung durch Berechnung von 2D-Widerstandswerten regelmäßiger Körperformen anzunähern. Die Annahme der Verwendung von 2D-Werten wird getroffen, da die 3D-Rauheitsstruktur (in der porösen Zellschicht mit einer Zellhöhe) auf die strom- und spannweitenseitige Zellfläche projiziert wird, um

Machine Translated by Google



und in Spannweitenrichtung. Daraus ergeben sich für die verschiedenen Richtungen unterschiedliche Widerstandswerte , die zur Schätzung des Druckabfalls in der 3D-Strömung über einer Zelle verwendet werden. Der nächste Schritt zur Erweiterung der Methode wird darin bestehen, eine optimierte Möglichkeit zu finden, die Drucksenke für jede idealisierte regelmäßige Körperform in den porösen Zellen zu modellieren. Dies könnte beispielsweise auf Basis einer KI-Optimierung erfolgen, bei der jeder idealisierten Körperform in der Zelle ein entsprechender KI-optimierter Widerstandskoeffizient cd zugewiesen wird. Darüber hinaus wird es einen Einfluss benachbarter Rauheitselemente auf den cD-Wert geben , der derzeit nicht in der DPM-Formulierung enthalten ist. Einer der nächsten Schritte wird darin bestehen, diesen Einfluss zu integrieren. All diese Punkte zeigen, dass beim DPM noch Verbesserungspotenzial besteht. Dennoch funktioniert die Bestimmung von ks trotz der Vereinfachungen und Annahmen gut: Die Simulation der Grobströmung liefert vergleichbare Werte wie das Experiment (Abbildung 18), der ks-Wert liegt im Bereich der Literaturwerte (Tabellen 1 und 5) und die Pumpenkennlinien aus der Simu

Beim Vergleich des Originalscans des Gusseisens mit der Replik (Tabelle 2) stellte sich heraus, dass wichtige geometrische Parameter wie kt und ka bei beiden Oberflächen ähnlich waren. Die Oberflächenparameter Sk und ES unterschieden sich jedoch zwischen den Oberflächen, was auf den Herstellungsprozess der Replik zurückgeführt werden kann. Dies hat keinen Einfluss auf das ursprüngliche Ziel dieser Arbeit, dass der ks-Wert für eine beliebige Oberflächenrauheit sinnvoll mithilfe des DPM bestimmt werden kann, da sich alle experimentellen und numerischen Ergebnisse auf die Replik beziehen. Durch die unterschiedlichen Oberflächenparameter könnte jedoch der Widerstand in der rauen Grenzschicht zwischen Scan und Replik beeinflusst werden, was sich ebenfalls auf ks auswirken kann . In dieser Hinsicht könnte die Originaloberfläche des Gusseisens aufgrund der größeren Schiefe und effektiven Neigung eine höhere Sandkornrauheit aufweisen als die Replik [22]. Bei künftigen Studien werden wir versuchen, den Herstellungsprozess weiter zu optimieren, um die Oberflächenparameter von

Darüber hinaus wurde die Strömungssimulation des DPM-Kanals nur bei einer Reynoldszahl (ReH = 100.000) validiert. Leider war es nicht möglich, die Rauheit des Gusseisens auch bei höheren Re zu validieren. Der Grund dafür ist, dass die Prüfstandspumpe die hohen Verluste bei höheren Re nicht bewältigen kann. Derzeit wird der Prüfstand so modifiziert, dass in Zukunft Rauheitsbewertungen bei höheren Reynoldszahlen durchgeführt werden können.

## 5. Schlussfolgerungen

Die vorliegende Studie demonstriert einen neuartigen und zeiteffizienten Simulationsansatz zur Ermittlung der äquivalenten Sandrauigkeit ks für unregelmäßig verteilte Oberflächenrauigkeiten . Die ks-Werte können dann bei der Rauigkeitsmodellierung komplexer Strömungssimulationen , z. B. in Turbomaschinen, verwendet werden, um die Leistungsdaten angemessen zu berücksichtigen.

Mit Hilfe der selbst entwickelten diskreten Porositätsmethode (DPM) ist es möglich, den Effekt der Rauheit in einer Simulation zu berechnen, ohne die komplette Rauheitstopologie direkt aufzulösen. Dies wird dadurch erreicht, dass ein Rechengitter in drei Zonen aufgeteilt wird und die maßgebenden Gleichungen in jeder Zone unterschiedlich behandelt werden. Erstens gibt es feste Zellen, die vollständig von der rauen Oberfläche überdeckt sind. Daher ist die Strömung vollständig vom Gitter ausgeblendet. Zweitens gibt es Fluidzellen, in denen die maßgebenden Gleichungen gelöst werden. Drittens existieren poröse Zellen, die teilweise von den Rauheitselementen und dem Fluid bedeckt sind. Die Rauheitselemente in diesen porösen Zellen wurden durch idealisierte Körperformen modelliert, die einen Widerstand und damit eine Drucksen

Kanalströmungssimulationen mit einer unregelmäßig verteilten Gusseisenoberfläche wurden vom DPM bei verschiedenen Reynoldszahlen berechnet. Die Geschwindigkeitsprofile aus den DPM-Simulationen zeigten eine Herabsetzung der Kurven, die mit höheren Reynoldszahlen und damit steigenden Rauheitseffekten zunimmt. Unter Verwendung dieser Herabsetzung wurde die Rauheitsfunktion ÿu + ) aufgezeichnet , um den vollständig $\bar{u}^+ = f(k_s^+)$ rauen Bereich zu identifizieren, in dem der ks-Wert der untersuchten Rauheit bestimmt werden kann. Für Gusseisen wurde ein ks-Wert von 175 µm ermittelt, der mit Literaturdaten für Gusseisen übereinstimmt. Die Ergebnisse der Pumpensimulationen, die mit der äquivalenten Sandrauheit von Gusseisen durchgeführt wurden, zeigten eine gute Übereinstimmung mit den experimentellen Messungen.

Machine Translated by Google



Zusammenfassend ist das DPM eine vielversprechende Methode zur Bestimmung von ks-Werten von groben Oberflächen. Die Rechenzeiten der Methode sind gering im Vergleich zu einer direkten Auflösung von die Rauheiten durch eine Strömungssimulation. Zusätzlich liefert das DPM nur einen ks-Wert für eine bestimmte gescannte Oberfläche, z. B. für Gusseisen, während in der Literatur ein breiter Bereich angegeben wird von ks-Werten für eine Reihe von Gusseisenoberflächen. Beide Punkte ermöglichen es den Konstrukteuren von Turbopumpen, raue Oberflächen künftig genauer in ihren Konstruktionssimulationen berücksichtigen.

In Folgearbeiten wird das DPM verwendet, um ks für verschiedene Gusseisenoberflächen zu bestimmen in verschiedenen Teilen der Turbopumpe, wie etwa im Laufrad oder den Seitenkammern. Dies wird der Einfluss der zonalen Rauheit (und ihrer unterschiedlichen Oberflächenbeschaffenheit) untersucht. Topologien) auf die Pumpenleistung. Darüber hinaus ist für die Autoren eine tiefere Verständnis der Strömung in den Rauhseitenkammern einer Radialpumpe mit kleinem ns . Die Die Strömung in den Seitenkammern zeigt eine starke Wechselwirkung mit den angrenzenden Pumpenteilen [2] und ist ausschlaggebend für die Pumpenleistung und die wirkenden Strömungskräfte in der Pumpe.

Ergänzende Materialien: Die folgenden unterstützenden Informationen können heruntergeladen werden unter: https://www.mdpi.com/article/10.3390/ijtpp8010005/s1, Tabelle S1: CD-Werte für linksseitiges rechtwinkliges Dreieck. Tabelle S2: CD-Werte für rechtwinkliges Dreieck. Tabelle S3: CD-Werte für zentriertes Dreieck mit Spitze. Tabelle S4: CD-Werte für Rechtecke.

Autorenbeiträge: Konzeptualisierung, BT und F.-HW; Methodik, DVD und BT; Software, DVD; Validierung, DVD und BT; formale Analyse, BT; Untersuchung, BT; Ressourcen, F.-HW; Daten Kuratierung, BT; Schreiben – Erstellung eines Originalentwurfs, BT und DVD und F.-HW; Visualisierung, BT und DVD; Betreuung, F.-HW; Projektadministration, F.-HW; Fördermittelakquise, F.-HW Alle Die Autoren haben die veröffentlichte Version des Manuskripts gelesen und stimmen ihr zu.

Förderung: Diese Arbeit wurde finanziell gefördert durch die AiF im Rahmen der Industriellen Gemeinschaftsförderung Forschung (IGF, Projekt 19024 BR/1) und vom Forschungskuratorium Maschinenbau eV (Projekt 7038900).

Erklärung des Institutional Review Board: Nicht zutreffend.

Einverständniserklärung: Nicht zutreffend.

Datenverfügbarkeitserklärung: Die cD-Werte der idealisierten Formen in der DPM-Routine werden gespeichert in eine Datenbank. Diese Datenbank finden Sie im Zusatzmaterial.

Interessenkonflikte: Die Geldgeber hatten keinen Einfluss auf die Gestaltung der Studie; bei der Sammlung, Analyse, oder Interpretation von Daten, beim Verfassen des Manuskripts oder bei der Entscheidung, die Ergebnisse zu veröffentlichen.

## Nomenklatur

| | |
|---|---|
| A | Fläche, m2 |
| B | konstant, B = 5,0 |
| B | Breite, m |
| CD | Luftwiderstandsbeiwert, - |
| ES | effektive Steigung, - |
| ez | Einheitsvektor parallel zur z-Achse, - |
| FD | Widerstandskraft, N. |
| G | Gravitationskonstante, m/s2 |
| H | Kanalhöhe, m |
| PS | Druckhöhe, m |
| h | Höhe/Erhebung, m |
| k | turbulente kinetische Energie, m2/s2 |
| ka | durchschnittliche Rauhtiefe, m |
| kt | Rauhtiefe, m |
| krms | RMS-Rauhhöhe, m |
| ks | Äquivalente Sandkornrauheit, m |
| M | Länge, m |
| M | Drehmoment, Nm |
| M | Massenstrom, kg/s |

Machine Translated by Google



| | |
|---|---|
| N | Drehzahl, 1/min |
| ns | spezifische Drehzahl, 1/min |
| P | Druck, Pa |
| Q | Durchflussrate, m3/s |
| R | Radius, m |
| ReH | Kanal-Reynoldszahl ub · *H*/ÿ, - |
| S | Quellterm, Pa/m |
| Sk | Schiefe, - |
| t, T | Zeit, s |
| u-, v-, w- | Geschwindigkeiten, m/s |
| ub | Schüttgeschwindigkeit, m/s |
| *uÿ* | Reibungsgeschwindigkeit ÿw/ÿ, m/s |
| ÿu + | Herunterschalten wegen Unebenheit, - |
| x, y, z | Richtungen, m |
| *ÿ* | Flächenverhältnis, - |
| *ÿ* | Ein- und Ausströmwinkel, ÿ |
| *ÿ* | kinematische Viskosität, m2/s |
| ÿt | Wirbelviskosität, m2/s |
| *ÿ* | Dichte, kg/m3 |
| ÿw | Wandschubspannung, Pa |
| *ÿ* | spezifische Dissipationsrate, 1/s |

**Tief- und Hochstellungen sowie Operatoren**

| | |
|---|---|
| b | Masse |
| Zelle | Zelle |
| H | Kanalhöhe |
| i, j | Raumrichtungen |
| proj | projiziert |
| opt | optimal / BEP |
| R | rauh |
| Effektivwert | quadratischer Mittelwert |
| S | glatt |
| Knirps | gesamt |
| ÿ/d | Inkrement |
| ÿ | kostenloser Stream |
| ÿ | Vektor |
| + | Skalierung mit Wandeinheiten (*uÿ*, ÿ) |
| ··· | zeitlich gemittelte Menge |
| ··· | Durchschnittsmenge |

**Abkürzungen**

| | |
|---|---|
| BEP | Bester Effizienzpunkt |
| vor Christus | Randbedingung |
| DNS | direkte numerische Simulation |

**DPM-Methode zur diskreten Porosität**
**Rel. Dev. relative Abweichung**

| | |
|---|---|
| Re | Reynoldszahl |
| Effektivwert | quadratischer Mittelwert |

**URANS instationäre Reynolds-gemittelte Navier-Stokes**

| | |
|---|---|
| 2D | zweidimensional |
| 3D | dreidimensional |

## Verweise


1. Viet, DD; Kumar, J.; Wurm, FH Modellierung der Wandrauheit in Strömungssimulationen. In Proceedings of the 4th International Rotating Equipment Conference, Wiesbaden, Deutschland, 23.–24. September 2019; Beitrag Nr. 071; S. 1–11.
2. Juckelandt, K.; Bleeck, S.; Wurm, FH Verlustanalyse bei Kreiselpumpen mit kleiner spezifischer Drehzahl bei glatten und rauen Wände. In Proceedings der 11. Europäischen Konferenz für Turbomaschinen, Madrid, Spanien, 23.–26. März 2015; Martelli, F., Díaz, RV, Hrsg., 2015; S. 1–10.
3. Schlichting, H.; Gersten, K. Boundary-Layer Theory, 9. Aufl.; Springer: Berlin/Heidelberg, Deutschland, 2017.
4. Schlichting, H. Experimentelle Untersuchungen zum Rauhigkeitsproblem. Ing.-Arch. 1936, 7, 1–34. [CrossRef]

Machine Translated by Google




5. Rotta, JC Das in Wandnähe gültige Geschwindigkeitsgesetz turbulenter Strömungen. Ing.-Arch. 1950, 18, 277–280. [CrossRef]
6. Flack, KA; Schultz, MP; Shapiro, TA Experimentelle Unterstützung für Townsends Reynoldszahl-Ähnlichkeitshypothese an rauen Wänden. Phys. Fluids 2005, 17, 35102. [CrossRef]
7. Flack, KA; Schultz, MP Überprüfung hydraulischer Rauheitsskalen im vollständig rauen Regime. J. Fluids Eng. 2010, 132, 41203. [Querverweis]
8. Lechner, R.; Menter, FR Entwicklung einer Rough-Wall-Randbedingung für Omega-basierte Turbulenzmodelle: TR-04-04, Rough Walls 1.1; ANSYS CFX: Otterfing, Deutschland, 2004.
9. Apsley, D. CFD-Berechnung turbulenter Strömungen mit beliebiger Wandrauheit. Flow Turbul. Combust. 2007, 78, 153–175. [Querverweis]
10. Aupoix, B. Wandrauheitsmodellierung mit kw SST-Modell. In Proceedings des 10. Internationalen ERCOFTAC-Symposiums für technische Turbulenzmodellierung und -messung, Marbella, Spanien, 17.–19. September 2014; Springer: Berlin/Heidelberg, Deutschland, 2014.
11. Wilcox, DC Formulierung des k-omega Turbulence Model Revisited. AIAA J. 2008, 46, 2823–2838. [CrossRef]
12. Knopp, T.; Eisfeld, B.; Calvo, JB Eine neue Erweiterung für k– Turbulenzmodelle zur Berücksichtigung der Wandrauheit. Int. J. Heat Fluid Flow 2009, 30, 54–65. [CrossRef]
13. Wagner, W. Strömung und Druckverlust, 6. Aufl.; Vogel: Würzburg, Deutschland, 2008.
14. Fried, E.; Idelcik, IE Flow Resistance: A Design Guide for Engineers, erste Ausgabe; Taylor & Francis: Philadelphia, PA, USA, 1997.
15. Oertel jr., H.; Böhle, M.; Dohrmann, U. Strömungsmechanik: Grundlagen–Grundgleichungen–Lösungsmethoden–Softwarebeispiele, 5. Aufl.; Vieweg+Teubner: Wiesbaden, Deutschland, 2009.
16. Gülich, JF Kreiselpumpen, 3. Aufl.; Springer: Berlin/Heidelberg, Deutschland, 2014.
17. White, FM Fluid Mechanics, 4. Auflage; McGraw-Hill: Boston, MA, USA, 1998.
18. Bons, JP Eine Überprüfung der Oberflächenrauheitseffekte in Gasturbinen. J. Turbomach. 2010, 132, 021004. [CrossRef]
19. Schultz, MP; Flack, KA Turbulente Grenzschichten auf einer systematisch variierten rauen Wand. Phys. Fluids 2009, 21, 015104. [Querverweis]
20. Sigal, A.; Danberg, JE Neue Korrelation des Rauheitsdichteeffekts auf die turbulente Grenzschicht. AIAA J. 1990, 28, 554–556. [Querverweis]
21. van Rij, JA; Belnap, BJ; Ligrani, PM Analyse und Experimente zur dreidimensionalen, unregelmäßigen Oberflächenrauheit. J. Fluids Ing. 2002, 124, 671. [CrossRef]
22. Chung, D.; Hutchins, N.; Schulz, MP; Flack, KA Vorhersage des Widerstands rauer Oberflächen. Annu. Rev. Fluid Mech. 2021, 53, 439–471. [CrossRef]
23. Forooghi, P.; Stroh, A.; Magagnato, F.; Jakirlic, S.; Frohnapfel, B. Auf dem Weg zu einer universellen Rauheitskorrelation. J. Fluids Eng. 2017, 139, 121201. [CrossRef]
24. Chan, L.; MacDonald, M.; Chung, D.; Hutchins, N.; Ooi, A. Eine systematische Untersuchung der Rauhigkeitshöhe und Wellenlänge in turbulente Rohrströmung im Übergangsrauheitsregime. J. Fluid Mech. 2015, 771, 743–777. [CrossRef]
25. Yuan, J.; Piomelli, U. Schätzung und Vorhersage der Rauheitsfunktion auf realistischen Oberflächen. J. Turbul. 2014, 15, 350–365. [Querverweis]
26. Busse, A.; Tyson, CJ; Sandham, ND; Lützner, M. DNS der turbulenten Kanalströmung über technisch raue Oberflächen. In Proceedings des 8. Internationalen Symposiums zu Turbulenz- und Scherströmungsphänomenen, Poitiers, Frankreich, 28.–30. August 2013.
27. Burattini, P.; Leonardi, S.; Orlandi, P.; Antonia, RA Vergleich zwischen Experimenten und direkten numerischen Simulationen in einem Kanalströmung mit Rauheit an einer Wand. J. Fluid Mech. 2008, 600, 403–426. [CrossRef]
28. Thakkar, M.; Busse, A.; Sandham, ND Oberflächenkorrelationen des hydrodynamischen Widerstands für übergangsweise raue technische Oberflächen. J. Turbul. 2017, 18, 138–169. [CrossRef]
29. Thakkar, M.; Busse, A.; Sandham, ND Direkte numerische Simulation der turbulenten Kanalströmung über einem Surrogat für Nikuradse-artige Rauheit. J. Fluid Mech. 2018, 837, R1. [CrossRef]
30. Busse, A.; Lützner, M.; Sandham, N. Direkte numerische Simulation einer turbulenten Strömung über einer rauen Oberfläche basierend auf einem Oberflächenscan. Comput. Fluids 2015, 116, 129–147. [CrossRef]
31. Forooghi, P. Weidenlener, A.; Magagnato, F.; Böhm, B.; Kubach, H.; Koch, T.; Frohnapfel, B. DNS von Impuls und Wärmeübertragung über raue Oberflächen basierend auf realistischen Brennkammerablagerungsgeometrien. Int. J. Heat Fluid Flow 2018
32. Flack, KA; Schultz, MP; Rose, WB Der Beginn von Rauheitseffekten im Übergangsbereich der Rauheit. Int. J. Heat Fluid Flow 2012, 35, 160–167. [CrossRef]
33. Flack, KA; Schultz, MP Rauheitseffekte auf wandgebundene turbulente Strömungen. Phys. Fluids 2014, 26, 101305. [CrossRef]
34. Flack, KA; Schultz, MP; Connelly, JS Untersuchung einer kritischen Rauhigkeitshöhe für die Ähnlichkeit der Außenschichten. Phys. Fluids 2007, 19, 095104. [CrossRef]
35. Schultz, MP; Flack, KA Reynoldszahl-Skalierung turbulenter Kanalströmungen. Phys. Fluids 2013, 25, 25104. [CrossRef]
36. Busse, A.; Sandham, ND Parametrischer Zwangsansatz für turbulente Strömungen in rauhen Kanälen. J. Fluid Mech. 2012, 712, 169–202. [Querverweis]
37. Forooghi, P.; Frohnapfel, B.; Magagnato, F.; Busse, A. Ein modifizierter parametrischer Forcing-Ansatz zur Modellierung von Rauheit. Wärmefluidfluss 2018, 17, 200–209. [CrossRef]

Machine Translated by Google



38. Jones, JR., DC Eine Verbesserung bei der Berechnung der turbulenten Reibung in rechteckigen Kanälen. J. Fluids Eng. 1976, 98, 173–180. [Querverweis]
39. EN ISO 5167-1:2003; Messung des Flüssigkeitsdurchflusses mittels Differenzdruckmessgeräten in Rohrleitungen mit kreisförmigem Querschnitt und vollem Durchfluss - Teil 1: Allgemeine Grundsätze und Anforderungen (ISO 5167-1:2003). Deutsche Fassung EN ISO 5167-1:2003; ISO: Genf, Schweiz, 2003.
40. Bell, JH; Metha, RD Kontraktionsdesign für kleine Windkanäle mit niedriger Geschwindigkeit. JIAA Tr. 84 1988. Online verfügbar: https: // ntrs.nasa.gov/api/citations/19890004382/downloads/19890004382.pdf (abgerufen am 29. Januar 2023).
41. Taylor, RP; Coleman, HW; Hodge, BK Vorhersage turbulenter Oberflächenreibung an rauen Wänden mithilfe eines diskreten Elementansatzes. J. Fluids Eng. 1985, 107, 251–257. [CrossRef]
42. Magagnato, F.; Bühler, S.; Gabi, M. Modellierung der Wandrauheit für RANS und LES mit der Diskrete-Elemente-Methode. In Proceedings des Internationalen Kongresses für Theoretische und Angewandte Mechanik (ICTAM); Denier, J., Hrsg.; Internationale Union für Theoretische und Angewandte Mechanik: Adelaide, Australien, 2008.
43. Pritz, B.; Magagnato, F.; Gabi, M. Untersuchung des Einflusses der Oberflächenrauheit auf die pulsierende Strömung in Brennkammern mit LES. In Springer Proceedings in Physics; Yoo, SD, Hrsg.; Springer: Berlin/Heidelberg, Deutschland, 2008; S. 69–76.
44. Stripf, M.; Schulz, A.; Bauer, HJ Modellierung des Übergangs von Grenzschichten zu rauen Wänden und der Wärmeübertragung an Turbinenschaufeln. J. Turbomach. 2008, 130, 21003. [CrossRef]
45. Menter, FR Best Practice: Maßstabsauflösende Simulationen in ANSYS CFD; ANSYS CFX: Otterfing, Deutschland, 2015.
46. Menter, FR Zweigleichungs-Wirbelviskositäts-Turbulenzmodelle für technische Anwendungen. AIAA J. 1994, 32, 1598–1605. [CrossRef]
47. Fröhlich, J. Large Eddy Simulation turbulenter Strömungen, 1. Aufl.; Teubner: Wiesbaden, Deutschland, 2006.
48. Witte, M.; Torner, B.; Wurm, FH Analyse instationärer Strömungsstrukturen in einer Radialturbomaschine mittels Proper Orthogonal Decomposition. In Proceedings of the ASME Turbo Expo 2018; Oslo, Norwegen, 11.–15. Juni 2018; ASME: New York, NY, USA, 2018.
49. Juckelandt, K. Experimentelle und numerische Untersuchung der Strömung in Pumpen Kleiner Spezifischer Drehzahl unter Berücksichtigung des Rauheitseinflusses. Ph.D. Diplomarbeit, Universität Rostock, Rostock, Deutschland, 2017.
50. Witte, M.; Bleeck, S.; Benz, C.; Wurm, FH Grundlegende experimentelle Untersuchung des akustischen Verhaltens von Pumpen. In Proceedings of the INTER-NOISE 2016—45th International Congress and Exposition on Noise Control Engineering: Towards a Quieter Future, Hamburg, Deutschland, 21.–24. August 2016 2016; S. 7666–7674.
51. Smirnov, PE; Menter, FR Sensibilisierung des SST-Turbulenzmodells für Rotation und Krümmung durch Anwendung des Spalart-Shur-Korrekturterms. J. Turbomach. 2009, 131, 041010. [CrossRef]
52. Juckelandt, K.; Wurm, FH Anwendbarkeit des Wandfunktionsansatzes in Simulationen von Turbomaschinen. In ASME Turbo Expo 2015; ASME., Ed.; ASME: New York, NY, USA, 2015; S. 1–10.
53. DIN EN ISO 9906; Kreiselpumpen – Abnahmeprüfungen der hydraulischen Leistung – Klassen 1, 2 und 3 (ISO 9906:2012); Deutsch Fassung EN ISO 9906:2012; ISO: Genf, Schweiz, 2012.
54. Nikuradse, J. Strömungsgesetze in rauhen Rohren. VDI-Forschungsheft 1933, 4. Online verfügbar: https://www.scirp.org/(S(351jmbntvnsjt1aadkozje))/Referenz/Referenzpapiere.aspx?Referenzid=2054940 (abgerufen am 18. Oktober 2022).

Haftungsausschluss/Anmerkung des Herausgebers: Die in allen Veröffentlichungen enthaltenen Aussagen, Meinungen und Daten sind ausschließlich die der einzelnen Autoren und Mitwirkenden und nicht die von MDPI und/oder den Herausgebern. MDPI und/oder die Herausgeber lehnen jegliche Verantwortung für Personen- oder Sachschäden ab, die aus den im Inhalt erwähnten Ideen, Methoden, Anweisungen oder Produkten resultiere

Machine Translated by Google

Internationale Zeitschrift für
*Turbomaschinen*
*Antrieb und Leistung*

MDPI

**Artikel**

# Aktive Turbulenz Gittergesteuerte Einströmturbulenzen und Nachbildung von Wärmetauscher-Strömungsfeldern in Lüfteranwendungen

**Felix Czwielong * und Stefan Becker**

**Institut für Strömungsmechanik, Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg, Cauerstr. 4, 91058 Erlangen, Deutschland * Korrespondenz: felix.czwielong@fau.de**

**Zusammenfassung:** Es wird **ein neuartiges aktives Turbulenzgitter des Lehrstuhls für Strömungsmechanik der FAU Erlangen- Nürnberg vorgestellt. Der Fokus dieses Gitters liegt nicht auf grundlegenden Untersuchungen der Strömungsmechanik, wie dies bei aktiven Turbulenzgittern üblicherweise der Fall ist, sondern auf der Erzeugung definierter Anströmbedingungen für Axialventilatoren. So können mittels des aktiven Turbulenzgitters einzelne Turbulenzcharakteristika in der Anströmung des Ventilators verändert und damit grundlegende Wechselwirkungen zwischen der Strömungsmechanik am Axialventilator und der Schallabstrahlung analysiert werden. Darüber hinaus steht die Nachbildung der Strömungsfelder von Wärmetauschern durch das aktive Turbulenzgitter im Fokus der Untersuchungen. Die Untersuchungen zeigten, dass es mit dem aktiven Turbulenzgitter möglich ist, definierte Anströmbedingungen für Axialventilatoren zu erzeugen . Zudem konnten die Strömungsfelder der Wärmetauscher sowohl für die mittleren Turbulenzwerte als auch für die räumlichen Verteilungen reproduziert werden. Es zeigte sich, dass das Gitter tonale Anteile durch die Antriebsmotoren induziert, aber auch, dass das Eigengeräusch keinen signifikanten Einfluss auf das Spektrum der untersuchten Ventilatoren hat. Anhand ausgewählter Turbulenzkennwerte konnten direkte Zusammenhänge zwischen der räumlichen Verteilung des Turbulenzpegels und der Schallabstrahlung bei der ersten Blattdurchgangsfrequenz des Axialventilators festgestellt werden. Mit zunehmender Varianz des Turbulenzpegels wird die Schallabstrahlung der tonalen Komponenten ausgeprägter. Der Gesamtschalldruckpegel wird jedoch hauptsächlich durch den niederfrequenten Breitbandschall bestimmt.** Für den untersuchten **Axialventilator konnte eine lineare Beziehung zwischen dem räumlichen Mittelwert des Turbulenzpegels und dem Gesamtschalldruckpegel festgestellt werden .**

**Schlüsselwörter: Axialventilatorgeräusch; aktives Turbulenzgitter; Wärmetauscher; kontrollierter Zufluss; Zuflussturbulenzen; Vorderkantengeräusch**

check for updates

**Zitat: Czwielong, F.; Becker, S. Aktive Turbulenzgitter-Steuerung Zuflussturbulenzen und Replikation von Wärmetauscher-Strömungsfeldern in Lüfteranwendungen. Int. J. Turbomach. Propuls. Power 2023, 8, 1. https:// doi.org/10.3390/ijtpp8010001**

**Wissenschaftlicher Redakteur: Marcello Manna**

**Erhalten: 30. August 2022**
**Überarbeitet: 30. November 2022**
**Akzeptiert: 22. Dezember 2022**
**Veröffentlicht: 4. Januar 2023**

**Copyright: © 2023 bei den Autoren. Lizenznehmer MDPI, Basel, Schweiz. Dieser Artikel ist ein Open Access-Artikel, der unter den Bedingungen und Bedingungen der Creative Commons Namensnennungs-Lizenz (CC BY-NC-ND) (https:// creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/ ).**

## 1. Einleitung

**Turbulenzgitter werden in Windkanälen und Axialventilatorprüfständen eingesetzt, um erhöhte Turbulenzintensitäten, veränderte Längenskalen und definierte Strömungsfelder** zu erzeugen **[1,2].** Dabei **unterscheidet man zwischen aktiven und passiven Turbulenzgittern. Die passiven Turbulenzgitter bestehen aus starren Streben, die eine definierte Öffnung und Absperrung des Strömungsfeldes erzeugen [3]. Aktive Turbulenzgitter (ATG) bestehen dagegen aus Wellen mit daran befestigten Flügeln, den sogenannten Turbulenzgeneratoren. Die Wellen werden durch Motoren angetrieben, die sich außerhalb der Strömung befinden. Die Motoren erzeugen eine Drehbewegung, die auf die Wellen und die Turbulenzgeneratoren übertragen wird . Durch die Rotation der Turbulenzgeneratoren können die Turbulenzintensität, die turbulente Längenskala und die Homogenität des Strömungsfeldes** beeinflusst werden **[4]. Der große Vorteil der aktiven Turbulenzgitter besteht darin, dass mit einem Gitter eine Vielzahl unterschiedlicher Strömungszustände erzeugt werden können [5,6]. Die Anpassung der Turbulenzparameter erfolgt durch Veränderung der Rotationsgeschwindigkeit einzelner Wellen. Aktive Turbulenzgitter werden seit 1991 für grundlegende Untersuchungen von Strömungen und Turbulenzeigenschafte Sie werden üblicherweise in einem quadratischen Kanal betrieben und die von den Gittern erzeugte Strömung wird stromabwärts analysiert. In einem neuartigen Ansatz wird ein aktives Turbulenzgitter verwendet, um reale Strömungsfelder nachzubilden und variable Zuflussturbulenzen für Axialventilatoren zu erze**

Machine Translated by Google



hohe Variabilität im Strömungsfeld durch das aktive Turbulenzgitter wird im Rahmen von Axialventilatoren ausgenutzt und untersucht. Daraus ergeben sich zwei Fragestellungen, denen mittels dieses Ansatzes nachgegangen werden soll. Zum einen soll untersucht werden, inwiefern es möglich ist, reale Strömungsfelder von Wärmetauschern nachzubilden. Dabei stellt sich auch die Frage, wie sich die Schallabstrahlung des Ventilators zwischen dem realen Strömungsfeld und dem imitierten Strömungsfeld unterscheidet. Diese reale Anwendung von Axialventilatoren mit saugseitigen Wärmetauschern ist von besonderer Bedeutung, da diese zum einen in einer Vielzahl von Geräten in unmittelbarer Nähe zum Menschen, wie beispielsweise Wärmepumpen, eingesetzt werden [9]. Zum anderen ist noch nicht vollständig verstanden, warum ein saugseitiger Wärmetauscher die Schallabstrahlung von Axialventilatoren erhöhen kann [10,11]. Zudem sind vollständige CFD-Simulationen des Strömungsfelds durch Wärmetauscher bis heute nicht möglich [12,13]. Wenn die Nachbildung realer Strömungsfelder mittels des ATG gelingen würde, könnte bei zukünftigen experimentellen Untersuchungen im Bereich Wärmepumpen und Klimaanlagen auf aufwändige Wechsel zwischen vielen Wärmetauschern verzichtet werden. Dies würde sowohl in der Forschung als auch in Industriebetrieben Zeit sparen. Eine zweite Frage, die mit Hilfe aktiver Gitter beantwortet werden soll, ist, wie die physikalischen Wechselwirkungen zwischen Zuströmturbulenzen an Axialventilatoren und der daraus resultierenden Schallentwicklung sind [14]. Mit dem aktiven Turbulenzgitter ist es im Gegensatz zu starren Turbulenzgittern möglich, die Turbulenzeigenschaften der Strömung unabhängig voneinander einzustellen. So wurde in der Literatur gezeigt, dass bei niedrigen Drehzahlen der Turbulenzgeneratoren die integrale Längenskala variiert werden kann, während der Turbulenzgrad konstant bleibt. Bei hohen Drehzahlen hingegen war es möglich, den Turbulenzgrad zu variieren, während die Längenskala unverändert blieb [15]. Diese Funktion bietet die Möglichkeit, die Einflüsse der einzelnen Turbulenzparameter auf das Schalldruckspektrum von Axialventilatoren zu untersuchen und so ein besseres Verständnis der Schallerzeugungsmechanismen abzuleiten. Für die Verwendung des aktiven Turbulenzgitters in diesem Zusammenhang muss jedoch untersucht werden,

Einerseits, ob eine Änderung der Einströmbedingungen eintreten kann, wenn ein kreisförmiger Kanal hinter dem quadratischen Kanal des aktiven Turbulenzgitters angeordnet. Aktive Turbulenzgitter haben eine quadratische Form. Axialventilatoren benötigen dagegen einen kreisrunden Kanal. Eine solche Veränderung der Querschnittsfläche hat bislang ungeklärte Auswirkungen auf die erzeugte Turbulenz des aktiven Turbulenzgitters. In anderen Untersuchungen mit einer Querschnittsveränderung an Axialventilatoren wurden lokale Turbulenzflecken erzeugt, die die Schallabstrahlung an den tonalen Komponenten des Ventilators veränderten [16]. Weiterhin muss für die Untersuchung der Schallabstrahlung von Axialventilatoren darauf geachtet werden, dass das Eigengeräusch des aktiven Turbulenzgitters so gering ist , dass keine nennenswerte Beeinflussung des Schalldruckspektrums stattfindet. Da bislang keine akustischen Untersuchungen mit aktiven Turbulenzgittern durchgeführt wurden, liegen in der Literatur keine Daten zu den akustischen Eigenschaften vor. Die Schallabstrahlung des aktiven Turbulenzgitters verändert sich mit der Drehzahl der Turbulenzgeneratoren. Um die Auswirkungen des Strömungsfeldes auf die Schallabstrahlung der Axialventilatoren richtig interpretieren zu können, muss die Schallabstrahlung des Gitters bekannt sein. Diese Abstrahlung muss von Anfang an berücksichtigt werden, da sie eine Störgröße darstellt und im Entwurfsprozess des Gitters möglichst reduziert werden muss.

Der Aufbau der Arbeit ist wie folgt: Zunächst wird der verwendete Versuchsventilator beschrieben und dessen Konstruktionsparameter diskutiert. In einem weiteren Unterkapitel werden die Versuchsaufbauten zur Ermittlung des Schallfeldes und zur Charakterisierung der Einströmbedingungen beschrieben. Anschließend wird das neuartige aktive Turbulenzgitter vorgestellt und auf die konstruktiven Details eingegangen. Anschließend folgt ein Unterkapitel zur Schallabstrahlung des Gitters und wie sich diese in Abhängigkeit von der Drehzahl des Turbulenzgenerators ändert.

Ausgehend von diesen konstitutiven Aufbauten werden anschließend die beiden Fragestellungen aus der Einleitung bearbeitet und ein Vergleich zwischen aktivem Turbulenzgitter und Wärmetauschern vorge Anschließend werden die grundlegenden physikalischen Wechselwirkungen zwischen Einlassturbulenzen und Schallabstrahlung im Axialventilator erörtert. Beide Fragestellungen werden im Hinblick auf Strömungsfelder und Schallabstrahlung im Axialventilator diskutiert. Der Beitrag wird durch eine Zusammenfassung und ein Fazit abgesc

Machine Translated by Google

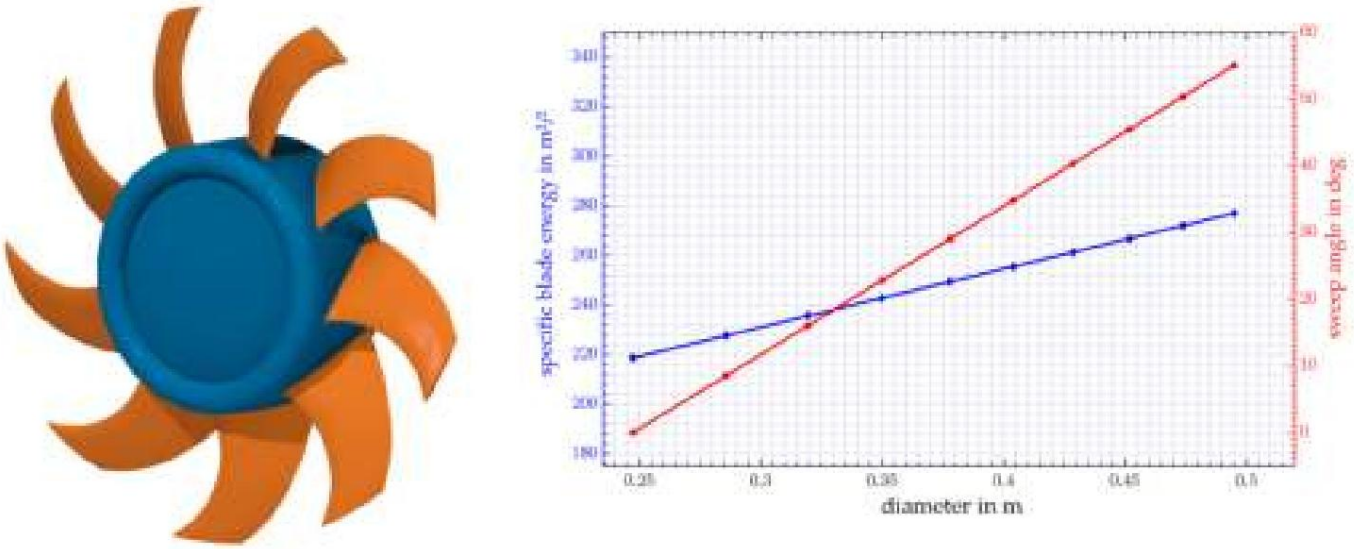


ÿ

ÿ

## 2. Axialventilator-Design und Versuchsaufbauten 2.1. Vorwärts schräggestellter Axialventilator

Für die Untersuchungen wurde **ein vorwärtsschräggestellter Axialventilator verwendet, der in einem kurzen Kanalsegment mit einem Durchmesser von DKanal = 500 mm arbeitet. Der Axialventilator, seine spezifische Schaufelenergie und sein Pfeilungswinkel sind in Abbildung 1 dargestellt. Die Vorwärtsschrägstellung nimmt von einem Winkel von ÿ = 0ÿ an der Nabe auf ÿ = 55ÿ an der Schaufelspitze zu. Der Gesamtdurchmesser des Ventilators beträgt DFan = 495 mm, was bedeutet, dass der Schaufelspalt stip = 2,5 mm beträgt. Der Nabendurchmesser des Ventilators Wie bei Wärmetauscheranwendungen üblich, arbeitet der Lüfter in einer kurzen Einlassdüse, wodurch der Spalt zwischen den Schaufelblättern entlang der axialen Länge der Einlassdüse 1,4 m3/s in Abbildung 1 gezeigt, hat der Lüfter z = 9 Schaufelblätter und ist für variiert. Wie in V = einen Volumenstrom bei einer Drehzahl von nfan = 1486 U/min und einen totalen bis statischen Druckanstieg Die Schaufeln basieren auf einem NACA 4510-Profil und wurden nach der Schaufelelementtheorie [19] konstruiert . Bei den Untersuchungen wurde dieser Axialventilator bewusst gewählt, da er einerseits durch seine Vorwärtsneigung den derzeit in der Industrie eingesetzten Ventilatoren sehr ähnlich ist und andererseits in der Literatur sehr gut dokumentiert ist. Die genaue Kenntnis des Verhaltens des Axialventilators bei Einströmturbulenzen ermöglicht es, Effekte, die durch die gestörten Einströmbedingungen des ATG verursacht werden, besser einzuordnen und die physikalischen Effekte besser zu verstehen und zu interpretieren. Die aerodynamischen und aeroakustischer Der verwendete Axialventilator findet sich in der Literatur bei verschiedenen Zuströmbedingungen und im Zusammenspiel mit Wärmetauschern [11,16,19,20].**




**(A)** **(B)**

**Abbildung 1. Untersuchter Axialventilator und seine Eigenschaften. (a) CAD-Darstellungen des verwendeten Axialventilators mit neun Blättern und Vorwärtsschrägstellung und (b) die spezifische Blattenergie und der Schwenkwinkel.**

### 2.2. Versuchsaufbau zur Ermittlung der Schallemission und der aerodynamischen Eigenschaften

**Die Schallabstrahlung und die aerodynamischen Eigenschaften des Axialventilators werden gemeinsam untersucht. Dazu wird der Axialventilator in den Axialventilatorprüfstand der Friedrich- Alexander-Universität Erlangen eingebaut (siehe Abbildung 2). Der Betriebspunkt des Ventilators kann mittels einer Drosselklappe und eines Hilfsventilators eingestellt werden. Der Volumenstrom kann mit einem standardisierten Volumenstrommessgerät am Einlass gemessen werden. Innerhalb der nichtreflektierenden Kammer, die sich auf der Saugseite des Versuchsventilators befindet, wird der Druckaufbau zwischen der Saugseite und dem Umgebungsdruck gemessen. Zusätzlich wird innerhalb dieser Kammer die Schallabstrahlung des Ventilators von fünf Freifeldmikrofonen von B&K aufgezeichnet. Die Mikrofone werden in einem Ab**

Machine Translated by Google



auf einer Halbkugel, wobei sich ein Mikrofon direkt auf der Drehachse des Ventilators befindet. Zwei weitere Mikrofone sind in Winkelsegmenten von ÿ = 22,5ÿ auf einem horizontalen und einem vertikalen Kreisbogen angeordnet. Die Mikrofone zeichnen den Schalldruck mit einer Abtastrate von fs = 48 kHz für eine Dauer von t = 30 s auf. Über den Wellenantrieb, der sich auf der Druckseite befindet, können Drehzahl und Drehmoment des Ventilators überwacht werden . Druck, Volumenstrom, Drehzahl, Drehmoment, Dichte und Temperatur werden mit einer Abtastrate von fs = 1 kHz für t = 10 s aufgezeichnet. Wärmetauscher oder das aktive Turbulenzgitter können vor dem Axialventilator positioniert werden . So kann der Einfluss unterschiedlicher Anströmbedingungen auf die aerodynamischen und akustischen Eigenschaften des V

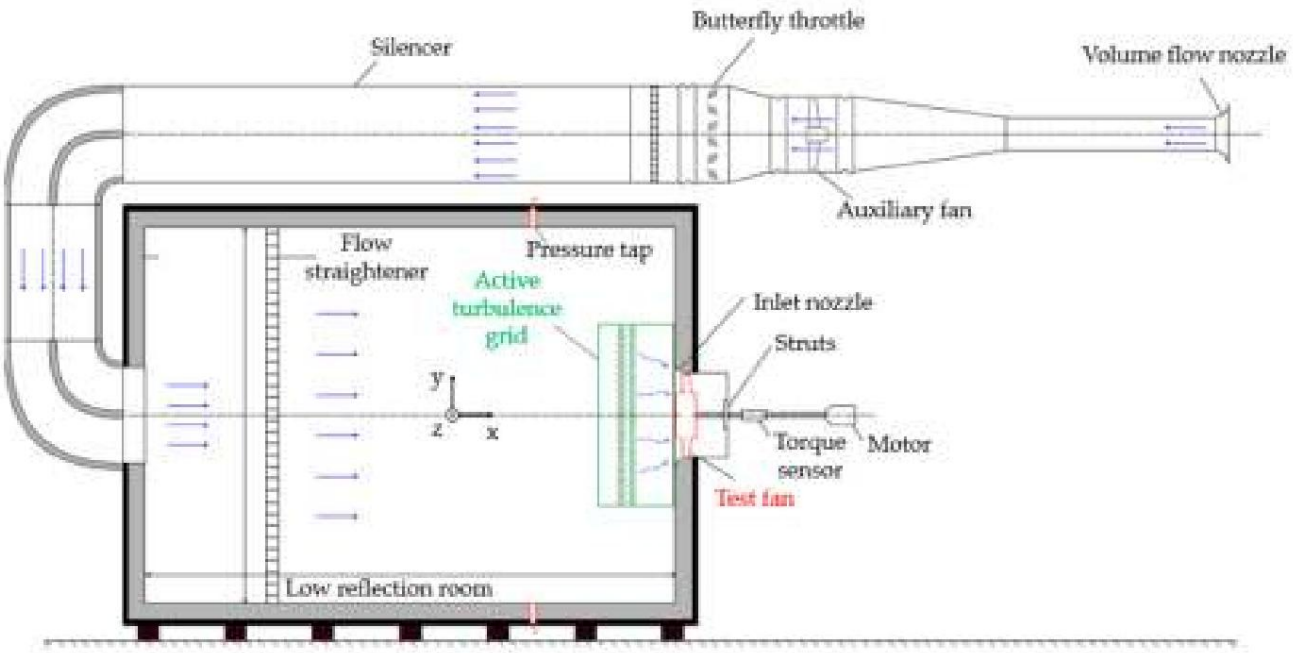



**Abbildung 2. Schematische Darstellung des Axialventilatorprüfstands des LSTM-Erlangen mit eingebautem Axialventilator und aktivem Turbulenzgitter. Aufbau nach DIN EN ISO 5801 [21].**

### 2.3. Ermittlung von Zuströmturbulenzen und Turbulenzkennwerten Die

Zuströmbedingungen zum Axialventilator werden an der Stelle ermittelt, an der sich die Vorderkante des Axialventilators befindet. An der Vorderkante interagiert der Ventilator direkt mit Zuströmturbulenzen und es entstehen dort dominante Schallquellen, die Schall vor allem im breitbandigen, niederfrequenten Bereich abstrahlen [22,23]. Die Schallquelle ist auf Druckschwankungen an der Oberfläche zurückzuführen . Da die Ventilatorschaufeln den Weg zur Messebene versperren , wird der Ventilator zur Untersuchung des Strömungsfeldes durch eine schaufellose Nabe ersetzt [24]. Das Strömungsfeld wird mittels 3D-Hitzdrahtanemometrie ermittelt [25]. Dazu wird ein Drittel eines Kreissegments im Kanalinneren vermessen. In diesem Kreissegment sind insgesamt 80 äquidistante Messpunkte verteilt (siehe Abbildung 3). Der Zugang zu den Messpunkten erfolgt über eine Traverse von der Druckseite aus. Für jeden Messpunkt werden die Strömungsgeschwindigkeiten in den drei Raumrichtungen mit einer Abtastrate von fs = 48 kHz für eine Dauer von t = 30 s gemessen [12,16]. Das verwendete Hitzdrahtsystem der Firma Dantec wird vor den Messungen kalibriert [26]. Aus den Daten der Strömungsgeschwindigkeit uj(xi , t) können die (xi , t) nach Gleichung (1) berechnet werden. Dabei handelt es sich bei uj(xi) um die Schwankungen der Strömungskomponente [27]. $\bar{u}_j$ Strömungsgeschwindigkeit u j als zeitlicher Mittelwert einer

$$u_j(x_i, t) = u_j(x_i, t) - \bar{u}_j(x_i) \quad (1)$$

( , )
( )

( , )

( , ) = ( , ) ÿ ( )

Machine Translated by Google

= ÿ1( ÿ )²

= 1 ÿ1( ÿ )²



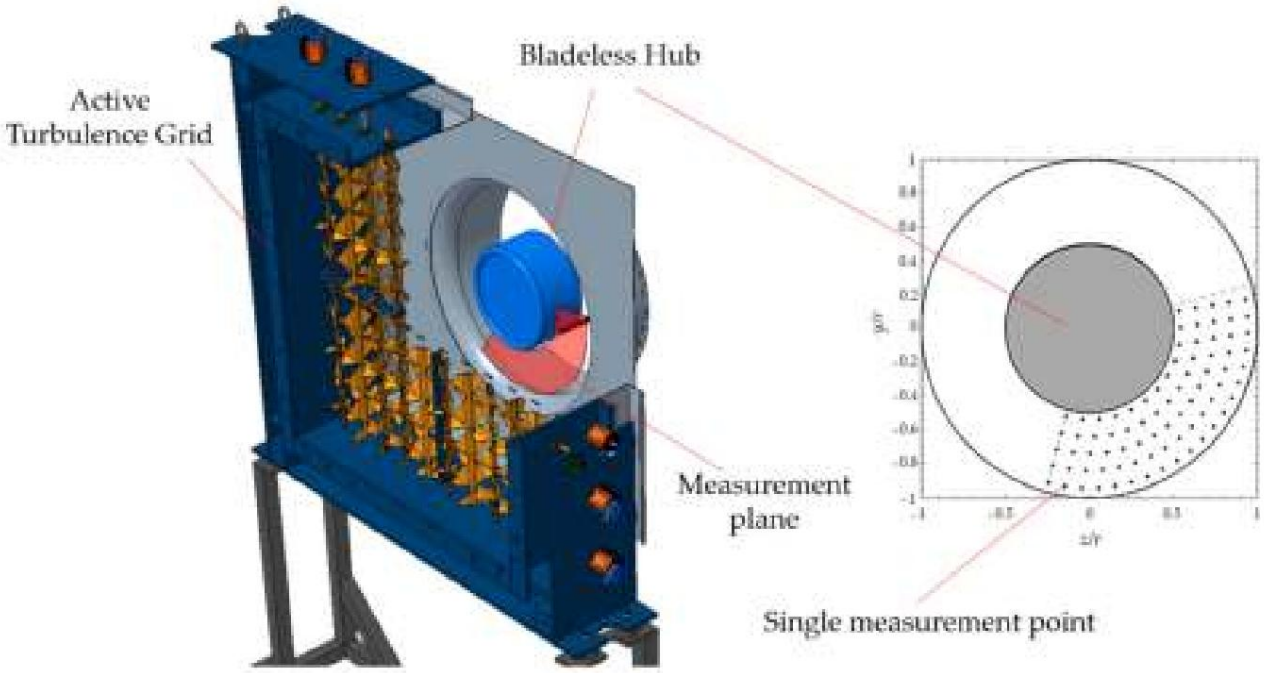



**Abbildung 3. Schnittansicht des aktiven Turbulenzgitters mit schaufelloser Nabe und Messebene für die Hitzdrahtmessungen.**

**Mit diesen lässt sich die globale Turbulenzintensität nach Gleichung (2) berechnen.**

**Die globale Turbulenzintensität Tuglo bedeutet in diesem Zusammenhang, dass die turbulenten Schwankungen auf den räumlichen Mittelwert der Hauptströmungskomponente ux1 für alle 80 Messpunkte bezogen** werden **[11].**

$$Tuglo = \frac{\sqrt{\frac{1}{3}(\overline{u_{x1}u_{x1}} + \overline{u_{x2}u_{x2}} + \overline{u_{x3}u_{x3}})}}{\overline{u_{x1}}} \quad (2)$$

**Die integrale Längenskala der turbulenten Strömung wird pro Messpunkt aus den Zeitdaten der Hauptströmungsgeschwindigkeit bestimmt. Die Längenskala wird dabei aus dem Energiespektrum E(f) nach Gleichung (3) und dem Ansatz von El-Gabry et al. [28] berechnet.**

$$\ddot{y} = \frac{E(f) \cdot \overline{u_{x1}}}{4 \cdot \overline{u_{x1}}} \quad (3)$$

Dieses Verfahren bezieht sich auf isotrope Strömungen, **kann aber laut Kurian et al. [29]** auch **für nicht ganz ideal isotrope Strömungen verwendet werden. Die Berechnung der integralen Längenskala auf Basis der Autokorrelation ist bei diesen Untersuchungen mit aktivem Turbulenzgitter keine Option. Aufgrund des geringen Abstandes zwischen Messebene und ATG und der Rotation der Turbulenzgeneratoren sind zyklische Komponenten in d Diese würden dazu führen, dass die Autokorrelation eine Funktion der Rotationsgeschwindigkeit der Turbulenzgeneratoren wäre und somit die Längenskala falsch berechnet würde. Neben diesen Basisparametern der Turbulenztheorie wird in dieser Arbeit ein neuer Parameter vorgestellt, der weitere Einblicke in die Wechselwirkung zwischen Axialventilator und Strömungsfeld geben soll. Dazu wird die Formel der Varianz $\ddot{y}^2$ gemäß Gleichung (4) auf die zeitlichen Mittelwerte der Turbulenzintensität Tu und der Längenskala ÿ pro Messpunkt angewendet (siehe Gleichungen (5) und (6)). Daraus resultiert eine räumliche Varianz, welche die zeitlichen und räu**

$$\ddot{y}^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{k=1}^{N} (X_k - \overline{X})^2 \quad (4)$$

Machine Translated by Google



$$\ddot{y}_{Tu}^{2} = \frac{1}{n \ddot{y} 1} \ddot{y}_{k=1}^{N} (Tuk \ddot{y} Tu)^{2} \quad (5)$$

$$\ddot{y}_{\ddot{y}}^{2} = \frac{1}{n \ddot{y} 1} \ddot{y}_{k=1}^{N} (\ddot{y}k \ddot{y} \ddot{y})^{2} \quad (6)$$

### 3. Aktives Turbulenzgitter

### 3.1. Konstruktiver Aufbau des aktiven Turbulenzgitters

Zur Erzeugung definierter Anströmbedingungen wird ein aktives Turbulenzgitter eingesetzt. Die Grundform des Gitters ist als CAD in Abbildung 4 dargestellt. Die Turbulenzgeneratoren, die in der Mitte orange dargestellt sind, befinden sich im geschlossenen Zustand, d. h. die maximale Sperrung des Gitters liegt vor. Die Grundstruktur des Gitters besteht aus einem Außenrahmen und einem Innenrahmen, durch die die Strömung hindurchgeht. Die Antriebsmotoren und deren Steuerungen befinden sich am Außenrahmen . Insgesamt kommen 20 Schrittmotoren zum Einsatz, die mit Encodern und Kühlkörpern ausgestattet sind . An den Schrittmotoren sind schwingungsdämpfende Kupplungen angebracht. Diese Kupplungen reduzieren die Schwingungen an der Welle, die durch den Schrittmotor erzeugt werden. Der Außenrahmen ist auf Schwingungsdämpfern gelagert. Die Schrittmotoren und der Raum zwischen Innen- und Außenrahmen sind durch Schaumstoff- und Motorgehäuse abgeschirmt, dar

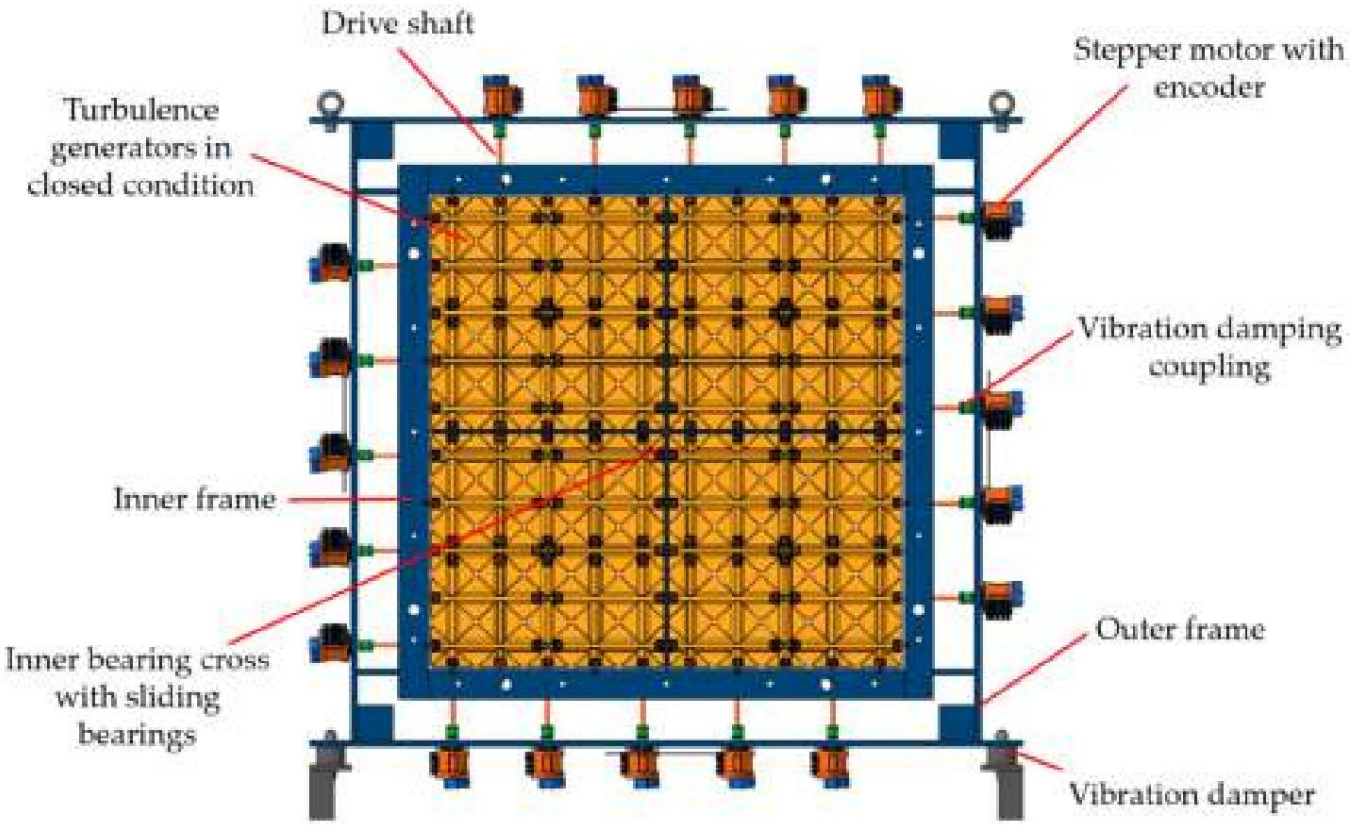



**Abbildung 4. Schematische Darstellung der Grundstruktur des aktiven Turbulenzgitters.**

Abbildung 5 zeigt einen Teilausschnitt des aktiven Turbulenzgitters, in dem die Flanschlager sichtbar sind. Diese befinden sich außerhalb der Strömung am Innenrahmen und führen die Wellen, auf denen sich die Turbulenzgeneratoren befinden. Im Zentrum des Strömungsfeldes werden die Wellen zusätzlich durch Gleitlager gestützt, die schwingungsdämpfende Eigenschaften haben. Das Mittelkreuz ist als symmetrisches Tragflächenprofil ausgeführt. Dadurch wird ein Strömungsabriss am Mittelkreuz verhindert, der aus Stabilitätsgründen notwendig ist. Wie in Abbildung 5 dargestellt, gibt es eine vordere und eine hintere Reihe von Turbulenzgeneratoren. Nachdem die Turbulenzgeneratoren 3D-gedruckt und über die zu zentrierende Welle geschoben wurden, muss zwischen de

Machine Translated by Google



Die horizontale und vertikale Achse sind 6,5 mm außermittig angeordnet. Somit haben die Wellen in Strömungsrichtung einen Abstand von 13 mm zueinander.

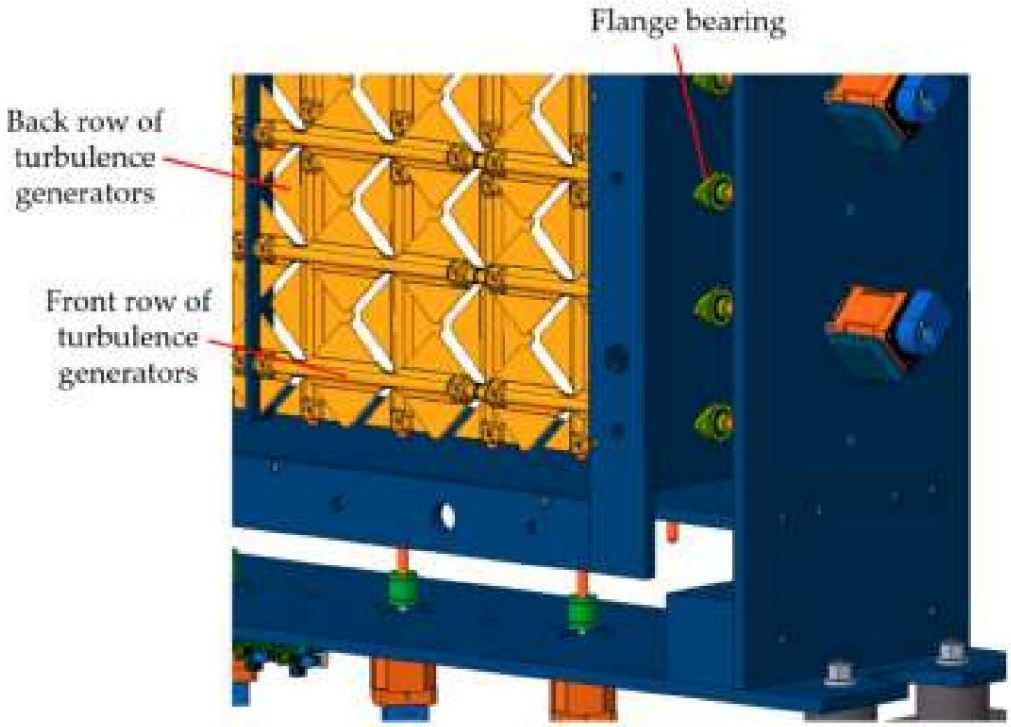



Abbildung 5. Teilansicht des aktiven Turbulenzgitters, in der der Abstand zwischen den beiden Reihen von Turbulenzgeneratoren erkennbar ist.

Abbildung 6 zeigt einen Turbulenzgenerator mit Welle. Die Turbulenzgeneratoren sind quadratische Flügel, die sich auf der Welle befinden. Je 2,5 Flügel bestehen aus einem gemeinsamen 3D-Druckteil und können auf die Welle geschoben und dort mittels Schrauben fixiert werden. Der innere Rahmen des aktiven Turbulenzgitters, durch den die Strömung hindurchtritt, hat quadratische Abmessungen von 800 × 800 mm. Die Turbulenzgeneratoren sind insgesamt um 7,5 mm gekürzt. Aus diesem Grund besteht zwischen den beiden Enden einer Turbulenzgeneratorwelle und der jeweiligen Rahmenwand ein Zwischenraum von 3,75 mm. Dieser Zwischenraum sowie der Abstand zwischen der horizontalen und vertikalen Achse sind notwendig, damit die Turbulenzgeneratoren im Betrieb nicht aneinander schleifen oder miteinander kollidieren. Mittels der einzeln ansteuerbaren Schrittmotoren kann jede der 20 Antriebswellen mit den darauf befindlichen Turbulenzgeneratoren unabhängig voneinander verstellt werden. Zu diesen Einstellungen zählen beispielsweise die Drehrichtung, die Drehzahl , die Startposition, die Beschleunigung, eine Stillstandsposition oder Relativbewegungen zu anderen Antriebswellen.

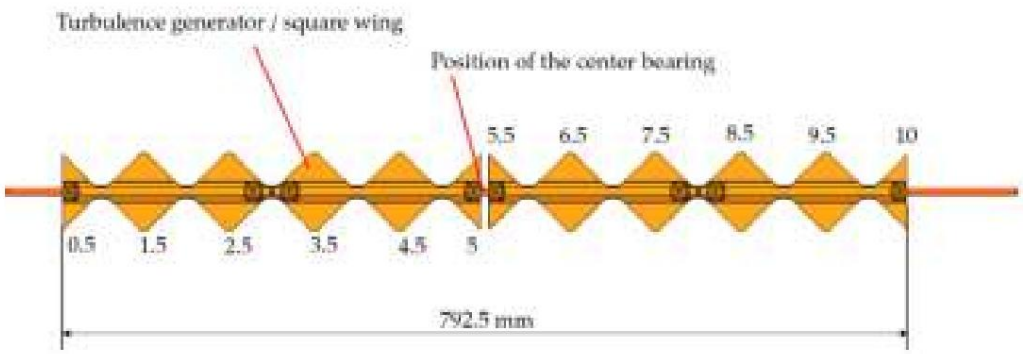



Abbildung 6. Detail einer einzelnen Antriebswelle mit angebrachten Turbulenzgeneratoren.

Machine Translated by Google



Durch die Anzahl der einzelnen Wellen ergibt sich die Maschenweite des aktiven Turbulenzgitters, welche M = 80 mm beträgt. Die axiale Länge des aktiven Turbulenzgitters beträgt L = 260 mm. Durch Adapter am Innenrahmen kann der quadratische Kanal des Gitters sowohl vorne als auch hinten beliebig verlängert werden. Bei den hier vorgestellten Versuchen wurde eine Gesamtlänge von L = 330 mm gewählt, wobei in Strömungsrichtung eine Verlängerung von 70 mm erfolg Die Abmessungen des Wärmetauschers, der auch bei diesen Untersuchungen eine Rolle spielt, betragen 800 × 800 × 330 mm, was somit dem gleichen Strömungsquerschnitt und der gleichen Ausdehnung wie beim ATG entspricht. Nach der Einhausung des Gitters erfolgt ein Übergang in einen Rundkanal mit D = 500 mm Durchmesser [11,16]. Der Übergang wird durch eine Einlaufdüse realisiert. Der zu untersuchende Axialventilator wird im Rundkanal betrieben. Ist der Axialventilator eingebaut, beträgt der Abstand zwischen ihm und der Mittelebene der beiden Rotationsebenen des aktiven Turbulenzgitters d = 200 mm.

Abbildung 7 zeigt das aktive Turbulenzgitter im schalltoten Raum des Axialventilatorprüfstands an der Universität Erlangen-Nürnberg [30]. Das aktive Turbulenzgitter ist in seiner Grundform ohne Schallschutzhaube dargestellt. Zusätzlich sind die fünf Freifeldmikrofone zur Messung der Schallabstrahlung auf der Saugseite zu erkennen.

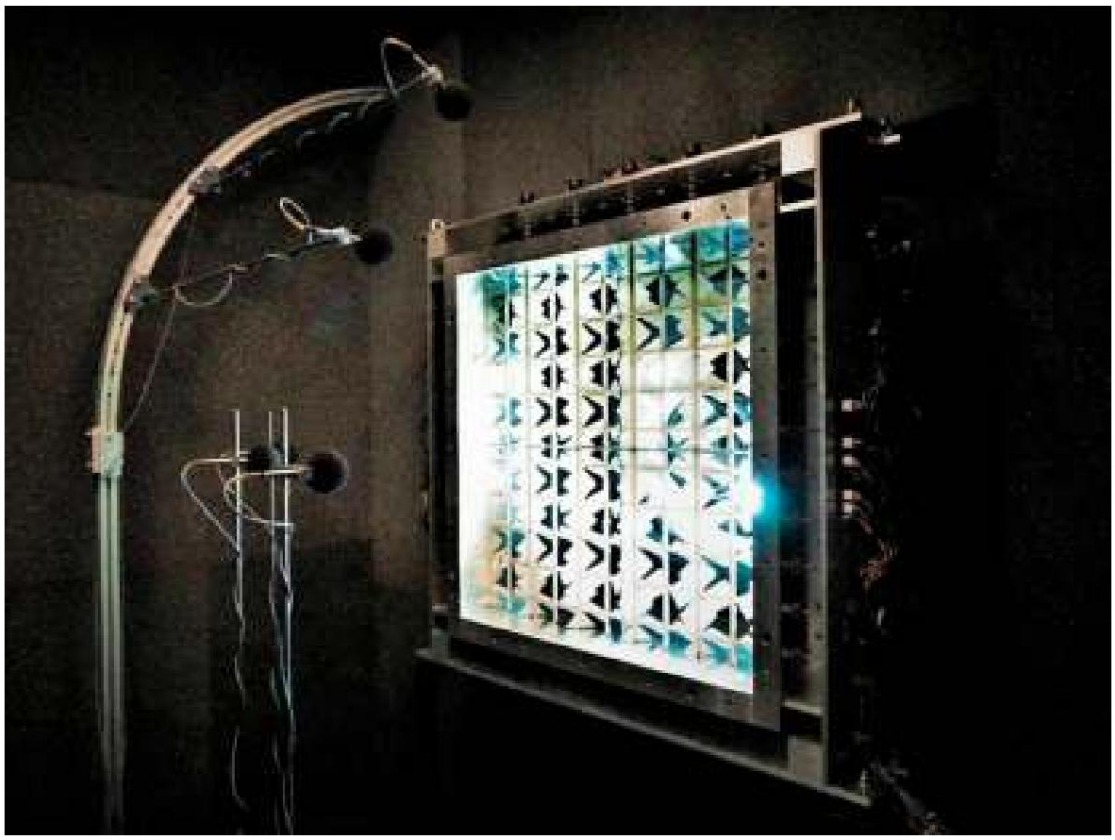


**Abbildung 7. Das aktive Turbulenzgitter im schalltoten Raum.**

### 3.2. Eigenrauschen des aktiven Turbulenzgitters

Um den akustischen Einfluss des aktiven Turbulenzgitters auf die Messergebnisse des Schalldrucks von den untersuchten Axialventilatoren besser trennen zu können, wurde das Eigengeräusch des aktiven Turbulenzgitters ermittelt. Das Rauschen ist so gering, dass davon ausgegangen werden kann, dass das Eigengeräusch des Gitters durch das Ventilatorgeräusch maskiert wird [14,31]. Abbildung 8 zeigt einen Vergleich zwischen der Schallabstrahlung des Axialventilators mit leerem Kasten davor und ausgewählten Betriebsbedingungen des ATG.

Die Spektren in Abbildung 8 sind das Eigenrauschen des aktiven Turbulenzgitters bei konstanter Drehzahl. In diesem Fall drehen sich alle Motoren mit der gleichen Drehzahl und die Gitterblockierung ist konstant auf 50 % Blockierung eingestellt. Eine Blockierung von 50 % wird erreicht, indem die Hälfte der Turbulenz

Machine Translated by Google



Generatoren um 90ÿ versetzt zu den anderen. Betriebsarten, bei denen alle Wellen gleich schnell rotieren, sind meist die lautesten. Damit ist der Fall mit der Maximaldrehzahl von 800 U/min des ATG auch der akustisch schlechteste Fall. Als Referenzwert wird das Geräusch des Axialventilators gewählt, wenn vor dem Axialventilator saugseitig ein leerer Kasten (ein leeres Wärmetauschergehäuse) positioniert ist . Beim ATG ist wegen des Innenrahmens immer ein entsprechendes Gehäuse vor dem Axialventilator positioniert. Damit stellt dieser Fall einen besseren Vergleichsfall dar, als die freie Anströmung, weil so auch der Einfluss der veränderten Richtcharakteristik berücksichtigt wird [32]. Nur bei der Maximaldrehzahl von 800 U/min gibt es wenige Frequenzen, bei denen das Spektrum des Axialventilators das Geräusch des ATG nicht überdeckt. Der Gesamtschalldruckpegel liegt bei 800 U/min 11 dB vom Eigengeräusch des ATG entfernt, weit genug entfernt, dass davon ausgegangen werden kann, dass die Schallabstrahlung des Ventilators nicht durch das Eigengeräusch des Turbulenzgitters beeinflusst wird. Im Hochtonbereich treten Klangkomponenten einzeln durch das Spektrum des Axialventilators auf.

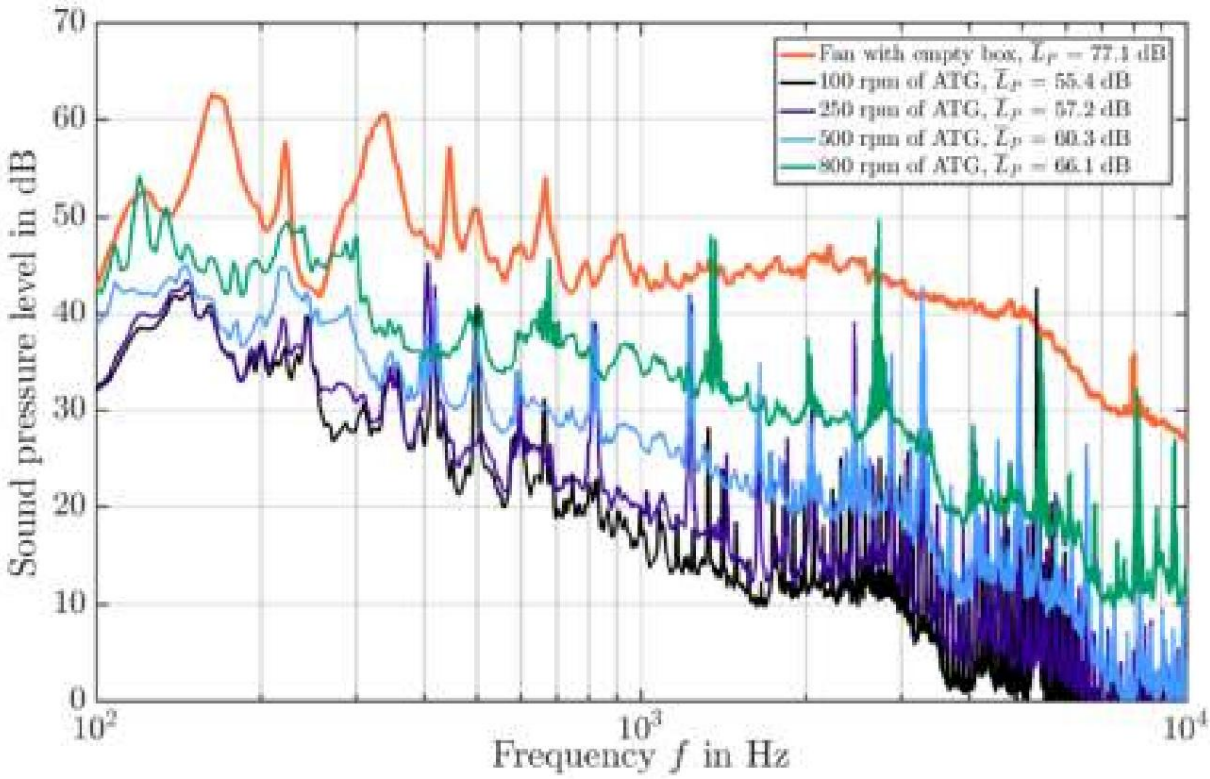



**Bild 8. Vergleich der Schalldruckspektren des Axiallüfters mit dem Eigengeräusch des ATG.**

Durch einen Hochlauf und einen daraus resultierenden Campbell-Plot (siehe Abbildung 9) lässt sich zudem feststellen, dass die durch das aktive Gitter erzeugten Klangkomponenten mit der Drehzahl der Wellen in Zusammenhang stehen. Zudem steht der lineare Zusammenhang zwischen den Klangkomponenten im Klangspektrum und der Motordrehzahl in Zusammenhang mit den Schritten und Mikrosch

Diese führen pro Umdrehung 200 Schritte und 3200 Mikroschritte aus. Die zugehörige Schallabstrahlung der tonalen Komponenten kann mit Gleichung (7) berechnet werden. Dabei geht die Drehzahl n und die Schrittweite $\ddot{y}$ in die Berechnung der jeweiligen Frequenz ein. Die tonale Schallabstrahlung durch den Mikroschritt ist die 16. Harmonische (k = 16) der Grundfrequenz.

$$fk = k \cdot \frac{N}{60} \cdot \frac{360\ddot{y}}{\ddot{y}}; \quad (7)$$

Machine Translated by Google



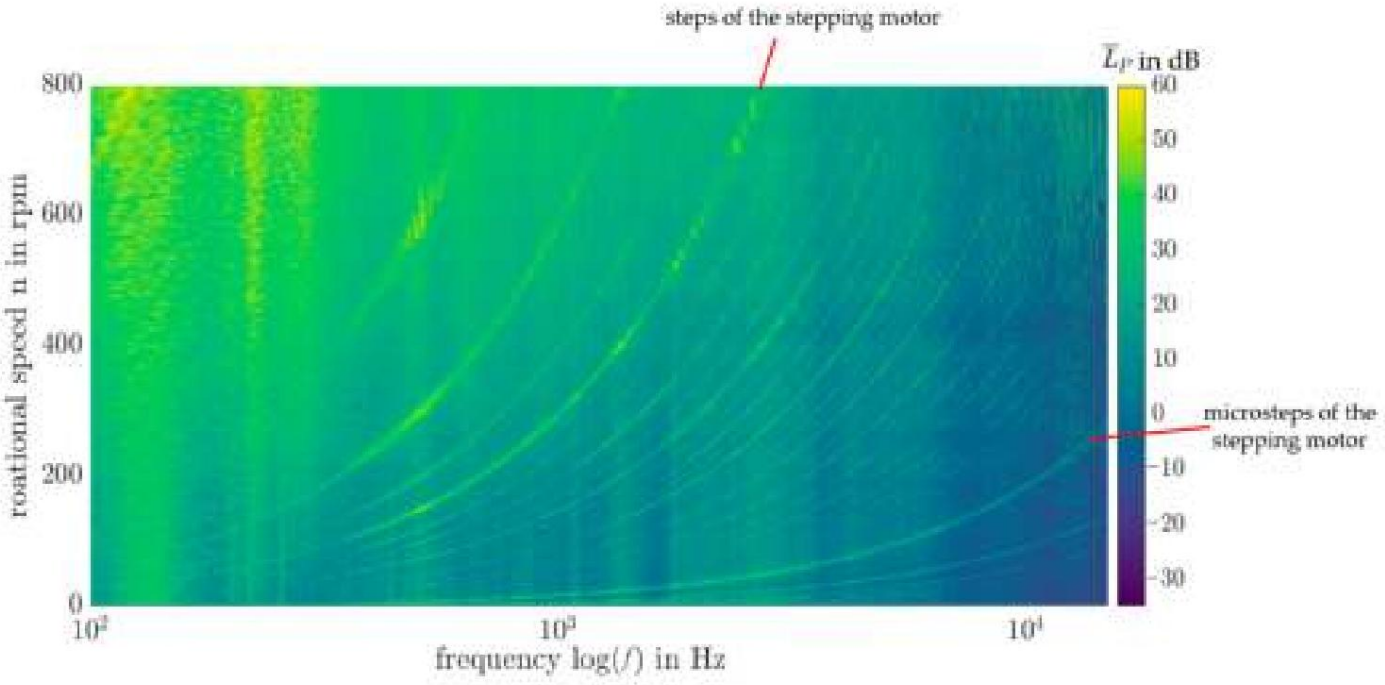



**Abbildung 9. Campbell-Diagramm des selbstinduzierten Rauschens des aktiven Turbulenzgitters.**

## 4. Kontrollierte Zulaufturbulenz und Strömungsfeldnachbildung von Wärmetauschern

### 4.1. Erzeugung definierter Zulaufbedingungen

**In vielen Veröffentlichungen zum Thema Schallabstrahlung von Axialventilatoren werden die Zuströmbedingungen durch räumliche Mittelwerte der Turbulenzintensität und des Längenmaßes definiert [33,34]. Diese beiden Werte werden auch für empirische Schallvorhersagemodelle für Axialventilatoren verwendet und sind für dessen Schallabstrahlung von entscheidender Bedeutung [35,36]. Wenn man somit die räumlichen Mittelwerte dieser beiden Größen gegeneinander aufträgt, kann man ein Kennfeld für die Zuströmbedingungen des Axialventilators erstellen. In Abbildung 10** sind **die globalen Werte des Turbulenzniveaus und des integralen Längenmaßes in einem Kennfeld aufgetragen. Verschiedene Betriebsarten des aktiven Turbulenzgitters werden in dem Kennfeld mit roten Punkten dargestellt. Die schwarzen Quadrate stehen stellvertretend für vier verschiedene Wärmetauscher mit den Abmessungen 800 × 800 mm. Die Verteilung der roten Punkte zeigt, dass das aktive Turbulenzgitter das Turbulenzniveau im Bereich von [6,7 %; 16,3 %] und das Längenmaß im Bereich von [3,7 mm; 36,2 mm]. Zudem ist in den Messdaten** eine Art **Pareto-Front [37]** erkennbar. Insgesamt **wurden mit einem aktiven Turbulenzgitter über 60 unterschiedliche Betriebszustände mit unterschiedlichen Strömungsfeldern erzeugt . Da an dieser Stelle die grundsätzliche Funktionsweise des Gitters für die Anwendung im Bereich turbulenter Anströmverhältnisse von Axialventilatoren demonstriert werden soll, wird nicht auf die einzelnen Strömungsfelder und deren Erzeugung eingegangen. Als unterschiedliche Betriebsarten kamen starre Modi, also ohne Rotation der Wellen, gleichmäßige Modi, bei denen alle Wellen mit der gleichen Drehzahl rotieren, gestufte Modi, bei d**
Der **in der Literatur [15] beschriebene Zusammenhang, dass bei konstant langsamer Drehzahl der Längenmaßstab eingestellt und bei konstant** hoher Drehzahl die Turbulenzintensität unabhängig voneinander gesteuert werden kann, **konnte auch in dieser Anwendung gefunden werden. So belegt das Kennfeld des aktiven Turbulenzgitters (siehe Abbildung 10) , dass beispielsweise im Bereich von Tuglo = 14% Turbulenzgrad der Längenmaßstab variiert werden kann, während der mittlere Turbulenzgrad bei diesem Wert nahezu konstant bleibt. Bei einem Längenmaßstab von etwa ÿ = 5 mm ist das umgekehrte Bild zu erkennen. In diesem Bereich kann der Turbulenzgrad bei konstantem Längenmaßstab verändert werden. Das aktive Turbulenzgitter ermöglicht also eine Trennung der Einflüsse der unterschiedlichen Turbulenzcharakteristika auf das Schallspektrum von Axialventilatoren, die unabhängig voneinander**

Machine Translated by Google



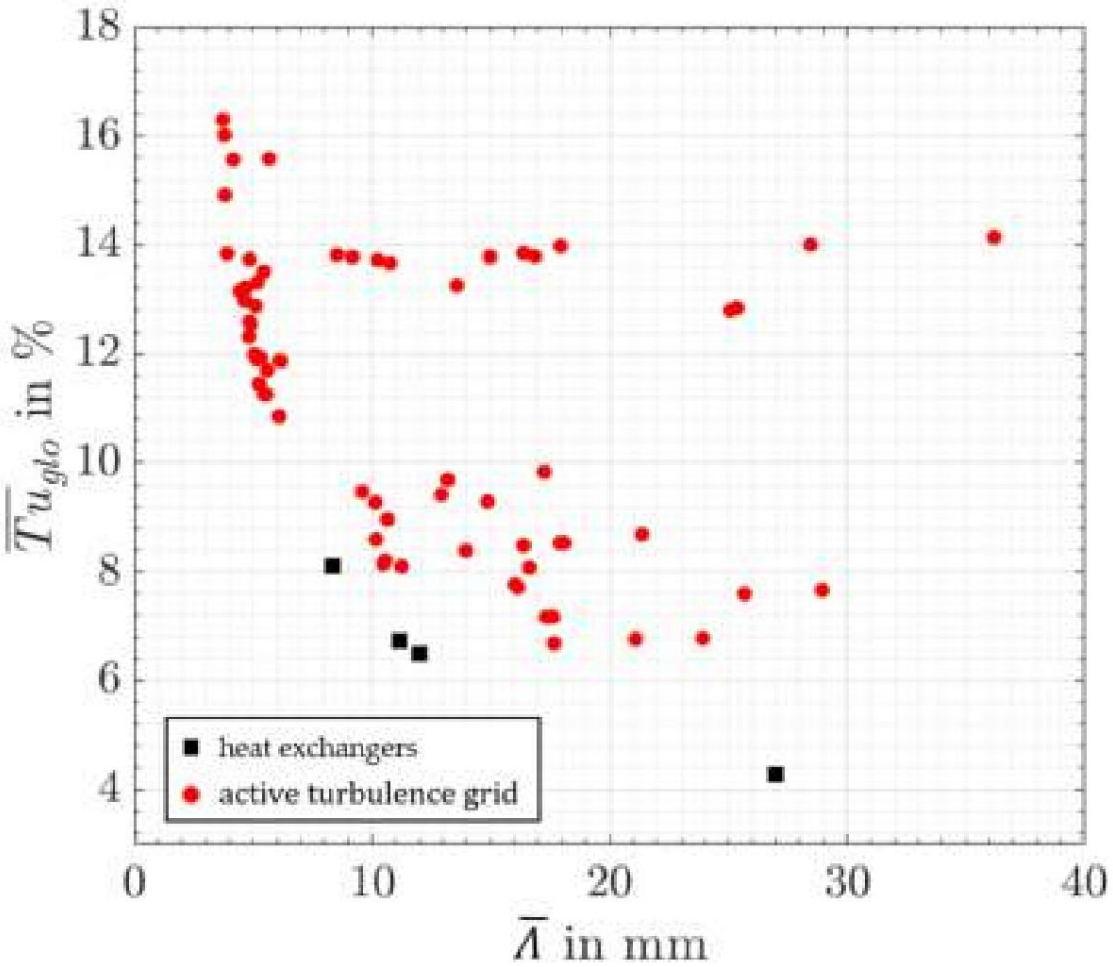



**Abbildung 10. Kennfeld der induzierten Turbulenzeigenschaften von Wärmetauschern und verschiedenen aktiven Turbulenzgittermodi. Schwarze Quadrate sind Messwerte der Wärmetauscher, rote Kreise sind einzelne Betriebsmodi des ATG.**

#### 4.2. Wiedergabe der Strömungsfelder von

**Wärmetauschern Bei den vier Wärmetauschern aus Abbildung 10 handelt es sich um Industriegeräte, die beispielsweise in Wärmepumpen oder Kälteanlagen eingesetzt werden. Die Turbulenzintensität nimmt mit abnehmendem Rohrdurchmesser ab. So hat der Wärmetauscher mit der höchsten Turbulenzintensität einen Rohrdurchmesser von 12 mm, die beiden schwarzen Quadrate in der Mitte haben einen Rohrdurchmesser von 9,52 mm und der Wärmetauscher mit der geringsten Turbulenzintensität hat einen Rohrdurchmesser von 5 mm. Eine detaillierte Beschreibung Insbesondere der Wärmetauscher mit dem höchsten Turbulenzgrad kann durch das aktive Turbulenzgitter in den Mittelwerten sehr gut reproduziert werden. Hier weichen die Mittelwerte in der Längenskala zwischen Wärmetauscher und aktivem Turbulenzgitter nur um 2 mm ab. Bei den beiden Wärmetauschern im Turbulenzbereich von 6,5 % kann das aktive Turbulenzgitter den Turbulenzgrad zwar reproduzieren, die Längenskala weicht jedoch um 6 mm ab. Der Wärmetauscher mit dem niedrigen Turbulenzgrad von 4,3 % kann durch das aktive Turbulenzgitter bishe Ob diese Reichweite im Kennfeld auch durch andere Betriebsarten erreicht werden kann, werden weitere Untersuchungen zeigen.**

**Da das aktive Turbulenzgitter in der Lage zu sein scheint, die durchschnittlichen Strömungswerte von Wärmetauschern zu reproduzieren, ist in** Abbildung **11** ein Vergleich zwischen dem Strömungsfeld hinter einem Wärmetauscher **(Tuglo = 8,12 %,** ÿ **= 8,34 mm) und dem ähnlichsten Betriebsmodus des aktiven Turbulenzgitters (Tuglo = 8,15 %,** ÿ **= 10,48 mm) dargestellt. Zusätzlich ist das Strömungsmuster einer freien Zuströmung als Referenz dargestellt (Abbildung 11c).**

Machine Translated by Google



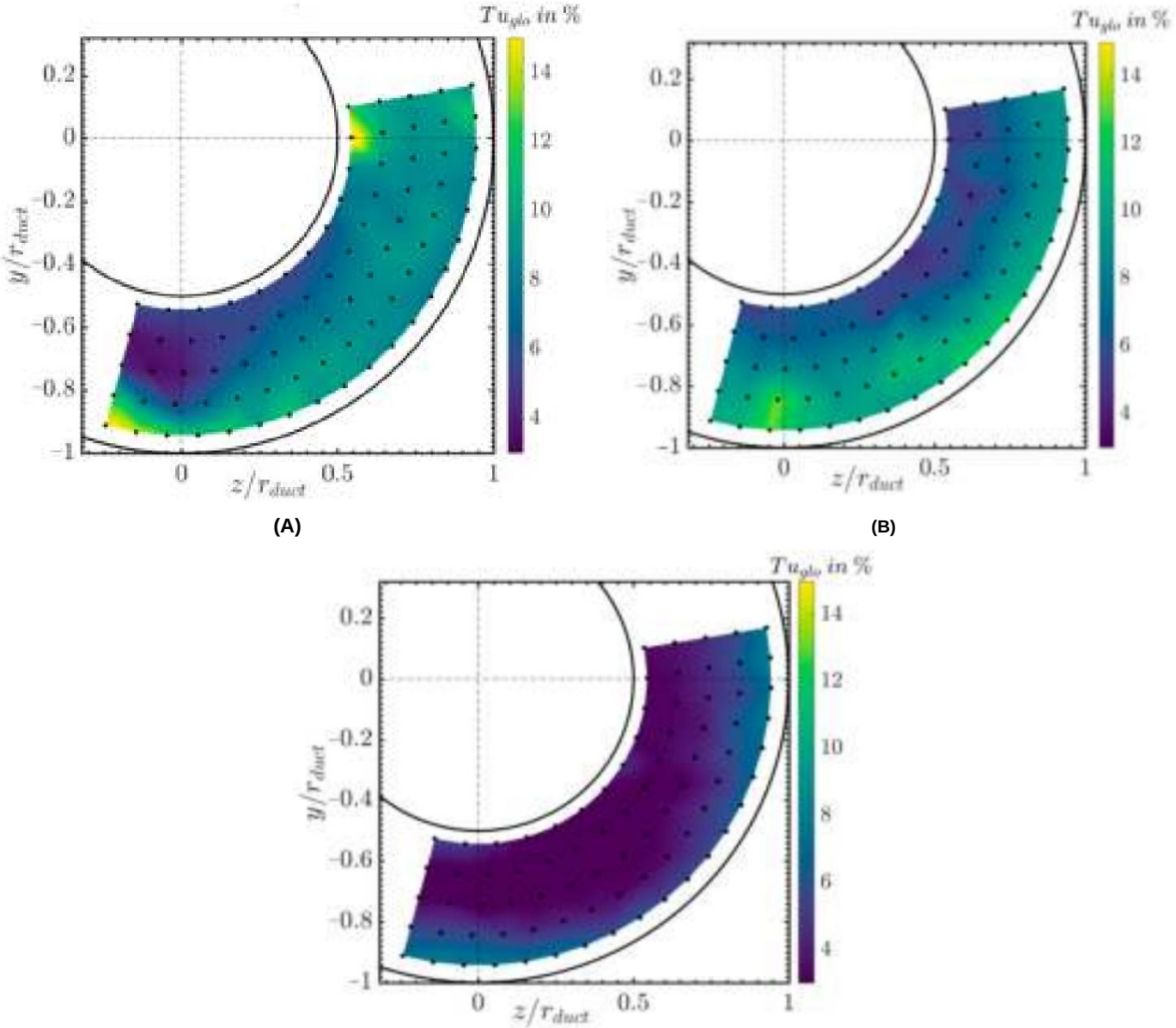



**Abbildung 11. Vergleich des Turbulenzniveaus zwischen Wärmetauscher, imitiertem Strömungsfeld (a) Strömungsfeld-Turbulenzgitter und ungestörter Zufluss bei einem durch aktives V = 1,4 m3/s. Volumenstrom von hinter einem realen Wärmetauscher, (b) durch ATG reproduziertes Strömungsfeld und (c) freier**

**Die Oberflächendiagramme der Turbulenzebene zeigen, dass sich mit dem aktiven Turbulenzgitter Strömungsverhältnisse ähnlich denen von Wärmetauschern erzeugen lassen. Auffällig ist, dass das** Strömungsfeld **in den dargestellten Diagrammen um 90° gedreht erscheint .** Dennoch **lassen sich** Inhomogenitäten im **Strömungsfeld reproduzieren, die vor allem durch das quadratische Gehäuse des Wärmetauschers und das aktive Gitter erzeugt werden [16,38].** Auch **die zweidimensionale Verteilung der Turbulenzwerte zeigt ähnliche Tendenzen. Im Vergleich zur freien Anströmung nimmt die Turbulenzintensität sowohl durch den Wärmetauscher als auch durch das aktive Turbulenzgitter zu. Die Inhomogenität in der Verteilung**

Machine Translated by Google



## 5. Schallemission von Axialventilator und aktivem Turbulenzgitter 5.1.

### Wärmetauscher und aktives Turbulenzgitter

Das aktive Turbulenzgitter soll nicht nur das Strömungsfeld der Wärmetauscher nachbilden , sondern auch die Schallabstrahlung von Axialventilatoren, die hinter den Wärmetauschern angeordnet sind, möglichst gut reproduzieren. Das Schalldruckspektrum dient zur Bewertung der Schallemissionen auf der Saugseite der Axialventilatoren. Ein Vergleich des aktiven Turbulenzgitters und des Wärmetauschers sollte nur an dem Betriebspunkt erfolgen, an dem die Strömungsdaten verfügbar sind. Eine Änderung der Strömungsgeschwindigkeit innerhalb des aktiven Turbulenzgitters führt zu einer Änderung der Gitter-Reynoldszahl, was wiederum den Turbulenzgrad und die vom Gitter erzeugte Längenskala ändert [15]. Abbildung 12 zeigt das Schalldruckspektrum des vorwärts geneigten Axialventilators am Auslegungspunkt. Hier wird das Spektrum dargestellt, das induziert wird, wenn ein Wärmetauscher vor dem Axialventilator angeordnet ist, und das Spektrum, wenn ein aktives Turbulenzgitter ähnliche Strömungsbedingungen erzeugt. In beiden Fällen wurden die Schallmessungen innerhalb der schalltoten Kammer auf der Saugseite des Axialventilators durchgeführt. Demnach wird der Schall bei seiner Ausbreitung zu den Mikrofonen durch den Wärmetauscher oder das aktive Turbulenzgitter beeinflusst, die sich ebenfalls auf der Saugseite des Axialventilators befinden. In diesem Betriebspunkt besteht ein Unterschied von 0,7 dB im Gesamtschalldruckpegel der beiden Varianten. Daraus folgt, dass der Gesamtschalldruckpegel mittels aktiver Turbulenzgitter gut wiedergegeben wird. Darüber hinaus weisen die Schalldruckspektren ähnliche Verläufe auf, bei denen der subharmonische Peak und die höheren harmonischen Schaufeldrehfrequenzen wiedergegeben werden. Lediglich die erste Schaufeldrehfrequenz (1.BPF) ist im Fall mit aktivem Turbulenzgitter höher. Dies könnte an einer höheren Turbulenzstelle im Strömungsfeld liegen, die durch die Messung im dritten Kanalsegment nicht erfasst wird [16]. Bei höheren Frequenzen induziert der Wärmetauscher durchweg einen niedrigeren Schalldruckpegel. Dieser Unterschied ist jedoch nicht auf das Strömungsfeld, sondern auf die Schallführungseigenschaften des Wärmetauschers zurückzuführen. Czwielong et al. [32] haben festgestellt, dass die Unterschiede im Hochfrequenzbereich auf die periodische Anordnung der Kühlmittelrohre im Wärmetauscher und auf die thermoviskosen Verluste aufgrund der hohen Anzahl von Kühlrippen zurückzuführen sind . Somit können die Unterschiede im Hochfrequenzbereich durch Kenntnis der Schallübertragungseigenschaften des Wärmetauschers korrigiert werden.

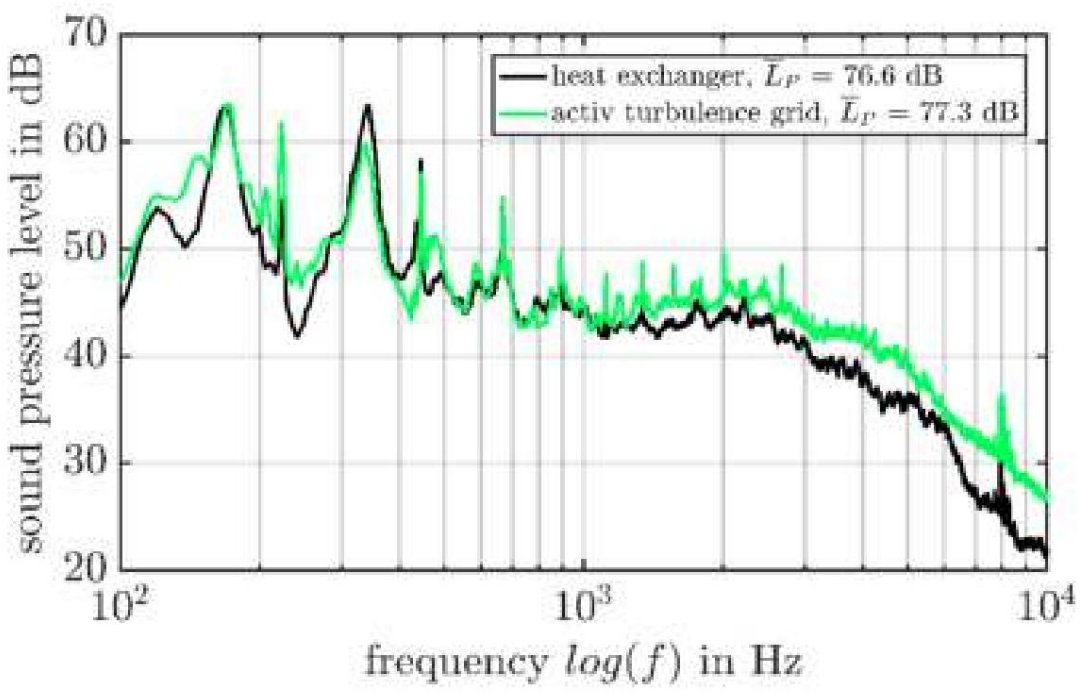



**Abbildung 12. Schalldruckspektren des Wärmetauschers (Tuglo = 8,12 %, ÿ = 8,34 mm) und des aktiven Turbulenzgitters (Tuglo = 8,15 %, ÿ = 10,48 mm) am Auslegungspunkt**

( ÿ .

Machine Translated by Google



### 5.2. Grundlegende Untersuchungen zum Einfluss des Strömungsfeldes auf die Schallabstrahlung von Axialventilatoren

Aufbauend auf den Strömungsfelduntersuchungen wurden die Schallemissionen des Axialventilators in neunzehn ausgewählten Betriebsarten des aktiven Turbulenzgitters untersucht. Die im Auslegungspunkt erhaltenen Schalldruckspektren wurden beispielsweise anhand der Schallabstrahlung bei der ersten Schaufeldrehfrequenz (1.BPF = z = n/60 = 222,9 Hz, bei z = 9 Schaufeln und n = 1486 U/min) und des Gesamtschalldruckpegels bis 1 kHz analysiert, der hauptsächlich durch den niederfrequenten Breitbandschall bestimmt wird. Die erste Schaufeldrehfrequenz ist oft eine dominante tonale Komponente im Schalldruckspektrum von Niederdruck-Axialventilatoren und sollte möglichst niedrig gehalten werden, damit das Ventilatorgeräusch nicht als störend empfunden wird [39]. Abbildung 13a zeigt die Beziehung zwischen der Schallemission des Axialventilators bei der ersten Schaufeldrehfrequenz und dem räumlichen Mittelwert des Turbulenzpegels. Aus der Datenverteilung kann geschlossen werden, dass keine Korrelation zwischen dem mittleren räumlichen Turbulenzpegel und der Schallemission bei der ersten BPF gefunden werden kann. Dies zeigt, dass es oft nicht ausreicht, nur mittlere Turbulenzpegel anzugeben, wenn in der Literatur Schalldruckspektren von Axialventilatoren diskutiert werden. Abbildung 13b zeigt die Beziehung zwischen dem ersten BPF und der räumlichen Varianz des Turbulenzpegels. Es ist deutlich zu erkennen, dass mit zunehmender Varianz die Schallabstrahlung des Axialventilators beim ersten BPF zunimmt. Eine lineare Anpassung ist im Diagramm als rote gestrichelte Linie angegeben. Gleichung (8) ist die Gleichung der linearen Anpassungskurve, in die der Turbulenzpegel in Prozent eingesetzt wird. Der 2. Bestimmtheitskoeffizient hat für die Anpassung einen Wert von R = 77,66 %. Die Beziehung zwischen dem Gesamtschalldruckpegel zwischen 0,1 kHz und 1 kHz, der hauptsächlich durch das Breitbandgeräusch an der Vorderkante des Ventilators bestimmt wird, und dem räumlichen Mittelwert sowie der räumlichen Varianz der Turbulenzintensität ist in Abbildung 13c,d dargestellt.

Für den Gesamtschalldruckpegel kann keine lineare Beziehung zur räumlichen Varianz der Turbulenzintensität gefunden werden. Tatsächlich bleibt der Gesamtschalldruckpegel nahezu unabhängig von diesem Parameter, da sich eine horizontale Tendenz entwickelt. Der Gesamtschalldruckpegel wird jedoch in gewissem Maße durch den räumlichen Mittelwert der Turbulenzintensität beeinflusst. Hier kann eine lineare Anpassung durchgeführt werden, die in Gleichung (9) gegeben ist und 2 einen Wert von R hat

= 34,10 %. Die Anpassung wird in Abbildung 13c als gestrichelte rote Linie dargestellt .

$$SPL1.BFF,Fit = 0{,}8656 \cdot \ddot{y}Tu^{2} + 57{,}2\ dB \quad (8)$$

$$OSPL1kHz,Fit = 0{,}1195 \cdot \overline{Tu} + 74{,}25\ dB \quad (9)$$

**Das Vorhandensein einer linearen Beziehung zwischen der Schallabstrahlung am 1. BPF und der räumlichen Varianz des Turbulenzniveaus weist darauf hin, dass die Kenntnis und Spezifikation räumlicher Parameter für das Verständnis der Schallabstrahlung von Axialventilatoren von entscheidender Bedeutung ist. Die** räumliche Varianz bietet die Möglichkeit, Diskontinuitäten im Turbulenzniveau nicht nur **durch Oberflächendiagramme darzustellen,** sondern diese Diskontinuitäten auch in einem statistischen Wert zu beschreiben. Eine hohe **räumliche Varianz bedeutet, dass räumliche Gradienten im Turbulenzniveau vorhanden sind. Wenn sich das Lüfterblatt durch diese Gradienten bewegt, erfährt es eine Änderung der Blattkräfte, was wiederum zu einer Änderung der Schallabstrahlung des 1. BPF führt. Niedrige Werte der räumlichen Varianz des Turbulenzniveaus weisen auf ein homogen verteiltes Turbulenzniveau hin. Das Lüfterblatt bewegt sich durch weniger Gradienten; erfährt daher weniger Änderungen der Blattkräfte, wenn es sich durch das Strömungsfeld dreht. Infolgedessen nimmt die Schallabstrahlung Um die Schallabstrahlung am 1.BPF zu minimieren, sollten diese Inhomogenitäten im Strömungsfeld möglichst vermieden werden.**

Machine Translated by Google



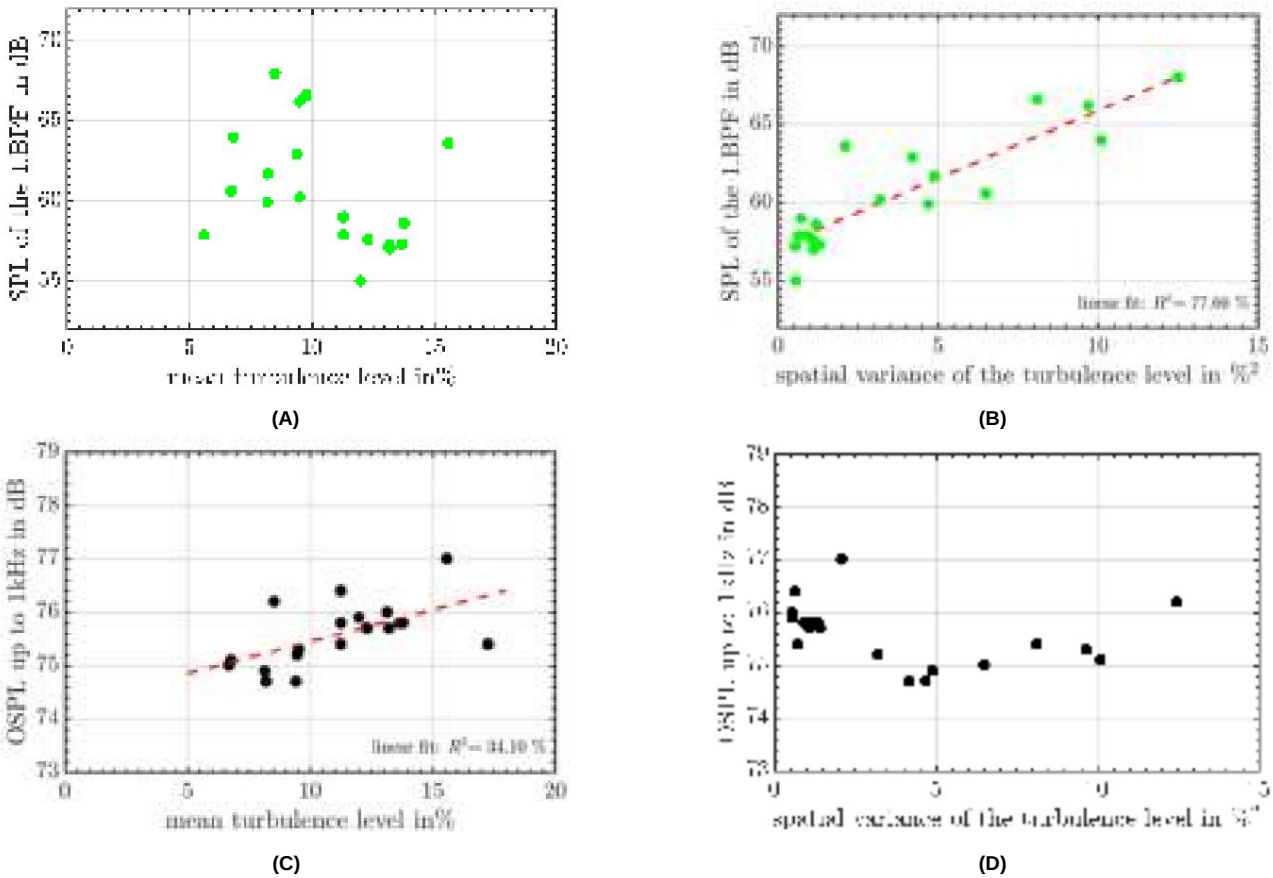



**Abbildung 13. Einfluss der räumlichen mittleren Turbulenzintensität und der räumlichen Varianz der Turbulenzintensität zur Schallabstrahlung eines Axialventilators bei der ersten Blattdurchgangsfrequenz (1.BPF) und dem Gesamtschalldruck Pegel zwischen 0,1 kHz und 1 kHz. (a) BPF in Abhängigkeit vom räumlichen Mittelwert der Turbulenz Intensität, (b) BPF als Funktion der räumlichen Varianz der Turbulenzintensität mit linearer Anpassungsfunktion, (c) BPF als Funktion des räumlichen Mittelwertes der Turbulenzintensität mit linearer Anpassungsfunktion und (d) OSPL in Abhängigkeit von der räumlichen Varianz der Turbulenzintensität.**

## 6. Schlussfolgerungen

Es wurde ein aktives Turbulenzgitter vorgestellt, das zur Erzeugung von Einströmturbulenzen von Axialventilatoren. Die akustische Charakterisierung des aktiven Turbulenzgitters zeigte, dass das Eigenrauschen des Netzes gering genug ist und keinen signifikanten Einfluss auf die Schalldruckspektren der untersuchten Axialventilatoren zu erwarten. Darüber hinaus Es wurde festgestellt, dass die Tonspitzen des aktiven Turbulenzgitters von der Rotation abhängen Drehzahl der Wellen und Anzahl der Schritte der Schrittmotoren. Auf der Grundlage von 3D

= 0,8656 ÿ + 57,2 dB

Durch Hitzdrahtuntersuchungen konnte gezeigt werden, dass das aktive Turbulenzgitter eine große Anzahl unterschiedlicher Einströmbedingungen zu erzeugen, und dass die mittlere Turbulenz Die Eigenschaften und die räumlichen Turbulenzeigenschaften, die durch Wärmetauscher induziert werden, können reproduziert durch das aktive Turbulenzgitter. Die Schallabstrahlung der untersuchten vorwärtsgerichteter Axialventilator zwischen Wärmetauscher und aktivem Turbulenzgitter, der beide induzieren vergleichbare Zuflussbedingungen, hatten auch ähnliche Tendenzen. Hier Unterschiede im Hochfrequenzbereich könnte auf das Fehlen von Kühlrippen zurückzuführen sein. Basierend auf einer In einer Vielzahl von Schallabstrahlungsuntersuchungen wurde eine lineare Beziehung zwischen der Schalldruckpegel bei der ersten Blattdurchgangsfrequenz und die räumliche Varianz von der Turbulenzgrad. Es wurde keine Korrelation zwischen der Schallabstrahlung am 1. BPF gefunden

= 0,1193 ÿ + 74,25 dB

und dem räumlichen Mittel des Turbulenzniveaus. Dieses Ergebnis deutet einerseits darauf hin, dass die Das räumliche Strömungsfeld beeinflusst maßgeblich die Schallabstrahlung von Axialventilatoren und zum anderen Andererseits ist für das Verständnis der Schallentstehungsmechanismen am Axialventilator nicht nur Mittelwerte genügen. Der Gesamtschalldruckpegel bis 1 kHz hat jedoch

Machine Translated by Google



nicht von der räumlichen Varianz des Turbulenzniveaus, sondern vom räumlichen Durchschnitt des Turbulenzniveaus abhängig. Der abgeleitete Wert der räumlichen Varianzen des Turbulenzniveaus und der Längenskala sollte in zukünftigen Studien zur Zuflussturbulenz von Axialventilatoren berücksichtigt werden, um ein besseres Verständnis zwischen der Schallabstrahlung und dem Strömungsfeld zu erreichen.

Beiträge der Autoren: Konzeptualisierung, FC; Methodik, FC; Software, FC; Validierung, FC; formale Analyse, FC; Untersuchung, FC; Ressourcen, SB; Datenkuratierung, FC; Schreiben – Vorbereitung des Originalentwurfs, FC; Schreiben – Überprüfung und Bearbeitung, FC und SB; Visualisierung, FC; Überwachung, SB; Projektverwaltung, FC und SB; Mittelbeschaffung, SB. Alle Autoren haben die veröffentlichte Version des Manuskripts gelesen und stimmen ihr zu .

Förderung: FZ und SB danken dem Bundesministerium für Wirtschaft und Klimaschutz (BMWK) für die Unterstützung (Forschungskuratorium Maschinenbau eV–FKM, AiF-Forschungsvereinigung, Projekt: Installationseffekte Axial, Fördermittel-Nr. 20659 N/1). Gefördert durch das Bundesministerium für Wirtschaft und Klimaschutz aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages.

Erklärung des Institutional Review Board: Nicht zutreffend.

Einverständniserklärung: Nicht zutreffend.

Datenverfügbarkeitserklärung: Die in dieser Studie präsentierten Daten sind auf Anfrage beim entsprechenden Autor erhältlich.

Danksagung: Wir danken dem FLT Project Advisory Committee und der Firma Thermofin GmbH für die Unterstützung im Forschungsprojekt.

Interessenkonflikte: Die Autoren erklären, dass keine Interessenkonflikte vorliegen.

## Verweise

1. Roach, PE Die Erzeugung nahezu isotroper Turbulenzen mittels Gittern. Int. J. Heat Fluid Flow 1987, 8, 82–92. [CrossRef]
2. Carolus, TH; Stremel, M. Blattoberflächendruckschwankungen und Schallabstrahlung von einem Axialventilatorrotor aufgrund turbulenter Zufluss. Acta Acust. United Acust. 2002, 88, 472–482.
3. Lavoie, P.; Djenidi, L.; Antonia, RA Auswirkungen der Anfangsbedingungen bei abnehmender Turbulenz, die durch passive Gitter erzeugt wird. J. Fluid Mech 2007, 585, 395–420. [CrossRef]
4. Makita, H.; Sassa, K. Aktive Turbulenzerzeugung in einem Laborwindkanal. In Advances in Turbulence; Springer: Berlin, Deutschland, 1991; Band 3, S. 497–505. [CrossRef]
5. Thormann, A.; Meneveau, C. Abklingende Turbulenz in Gegenwart eines scherfreien, gleichmäßigen kinetischen Energiegradienten. J. Turbul. 2015, 16, 442–459. [CrossRef]
6. Larssen, JV; Devenport, WJ Über die Erzeugung großräumiger homogener Turbulenzen. Exp. Fluids 2011, 50, 1207–1223. [Querverweis]
7. Mydlarski, L. Ein turbulentes Vierteljahrhundert aktiver Netze: Von Makita (1991) bis heute. Fluid Dyn. Res. 2017, 46, 061401. [Querverweis]
8. Hideharu, M. Realisierung eines großflächigen Turbulenzfeldes in einem kleinen Windkanal. Fluid Dyn. Res. 1991, 8, 53. [CrossRef] 9. Carroll, P.; Chesser, M.; Lyons, P. Feldstudien zu Luftwärmepumpen: Eine systematische Literaturübersicht. Erneuern. Aufrechterhalten. Energy Rev 2020, 134, 110275. [CrossRef]
10. Czwielong, F.; Floss, S.; Kaltenbacher, M.; Becker, S. Schallminderung in Wärmetauschermodulen durch Integration von Plattenabsorbern mit Öffnungen im Submillimeterbereich. Acta Acust. 2021, 5, 35. [CrossRef]
11. Czwielong, F.; Krömer, F.; Becker, S. Experimentelle Untersuchungen zur Schallemission von Axialventilatoren unter dem Einfluss saugseitiger Wärmetauscher. In Proceedings der 25. AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, Delft, Niederlande, 20.–23. Mai 2019; S. 2618. [CrossRef]
12. Lucius, A.; Schneider, M.; Schweitzer-De Bortoli, S.; Gerhard, T.; Geyer, T. Aeroakustische Simulation und experimentelle Validierung der Schallemission eines Axialventilators in einer Wärmepumpe. In Proceedings des 23. Internationalen Kongresses für Akustik, Universitätsbibliothek der RWTH Aachen, Aachen, Deutschland, 9.–13. September 2019.
13. Réz, I. Numerische Untersuchung des luftseitigen Wärmeübergangs und Druckverlustes in Lamellenrohr-Wärmeübertragern mit verschiedenen Rohrformen. Ph.D. Diplomarbeit, Technische Universität Bergakademie Freiberg, Freiberg, Deutschland, 2004.
14. Czwielong, F.; Becker, S. Aktives Turbulenzgitter – Generierung definierter Zuströmturbulenzen für Axialventilatoren. In Proceedings der DAGA 2021, Wien, Österreich, 15.–18. August 2021.
15. Hearst, RJ; Lavoie, P. Der Einfluss aktiver Gitteranfangsbedingungen auf Turbulenzen mit hoher Reynoldszahl. Exp. Fluids 2015, 56, 185. [Querverweis]

Machine Translated by Google



16. Czwielong, F.; Soldat, J.; Becker, S. Über die Wechselwirkung des induzierten Strömungsfeldes von Wärmetauschern mit Axialventilatoren. Exp. Therm. Fluid Sci. 2022, 139, 110697. [CrossRef]
17. Krömer, F.; Müller, J.; Becker, S. Untersuchung der aeroakustischen Eigenschaften von Niederdruck-Axialventilatoren mit unterschiedlicher Schaufelanordnung AIAA J. 2018, 56, 1507–1518. [CrossRef]
18. Krömer, FJ Schallemission von Niederdruck-Axialventilatoren unter gestörten Zuströmbedingungen; FAU University Press: Boca Raton, FL, USA, 2018. [CrossRef]
19. Pfleiderer, C. Strömungsmaschinen; Springer: Berlin, Deutschland, 2013.
20. Krömer, FJ; Moreau, S.; Becker, S. Experimentelle Untersuchung des Zusammenspiels zwischen Schallfeld und Strömungsfeld in Schräggestellte Niederdruck-Axialventilatoren. J. Sound Vib. 2019, 442, 220–236. [CrossRef]
21. DIN EN ISO 5801; Ventilatoren – Leistungsprüfung mit standardisierten Luftwegen (ISO 5801: 2007, einschließlich COR 1: 2008), Deutsche Fassung EN ISO 5801. Deutsches Institut für Normung: Berlin, Deutschland, 2008.
22. Ocker, C.; Geyer, TF; Czwielong, F.; Krömer, F.; Pannert, W.; Merkel, M.; Becker, S. Permeable Vorderkanten für Tragflächen und Fans Lärmminderung bei gestörtem Zufluss. AIAA J. 2021, 59, 4969–4986. [CrossRef]
23. Moreau, S.; Roger, M. Konkurrierende Breitband-Rauschmechanismen in langsam laufenden Axialventilatoren. AIAA J. 2007, 45, 48–57. [CrossRef]
24. Carolus, T.; Schneider, M.; Reese, H. Breitbandrauschen und Vorhersage von Axialventilatoren. J. Sound Vib. 2007, 300, 50–70. [CrossRef]
25. Bruun, HH Heißdraht-Anemometrie: Prinzipien und Signalanalyse; Oxford Unversity Press: New York, NY, USA, 1996.
26. Jørgensen, FE Wie man Turbulenzen mit Hitzdraht-Anemometern misst: Ein praktischer Leitfaden; Dantec Dynamics A/S: Skovlunde, Dänemark, 2001.
27. Durst, F. Fluid Mechanics: Eine Einführung in die Theorie der Strömungen; Springer Science & Business Media: Berlin, Deutschland, 2008.
28. El-Gabry, LA; Thurman, DR; Poinsatte, PE Verfahren zur Bestimmung von Turbulenzlängenskalen mittels Heißdraht-Anemometrie; Technischer Bericht, GRC-E-DAA-TN4063; National Aeronautics and Space Administration, Glenn Research Center: Cleveland, OH, USA, 2014.
29. Kurian, T.; Fransson, JH Gittergenerierte Turbulenz erneut betrachtet. Fluid Dyn. Res. 2009, 41, 021403. [CrossRef]
30. Czwielong, F.; Floss, S.; Kaltenbacher, M.; Becker, S. Einfluss eines mikroperforierten Kanalabsorbers auf Schallemission und Leistung von Axialventilatoren. Appl. Acoust. 2021, 174, 107746. [CrossRef]
31. Czwielong, F.; Becker, S. Kontrollierte Zuflussturbulenz-aeroakustische Interaktion von Axialventilatoren mit einem aktiven Turbulenzgitter. In Proceedings of the FAN 2022—International Conference on Fan Noise, Aerodynamics, Applications and Systems, Senlis, Frankreich, 27.–29. Juni 2022. [CrossRef]
32. Czwielong, F.; Hruška, V.; Bednaŷrík, M.; Becker, S. Über die akustischen Effekte von Schallkristallen in Wärmetauscheranordnungen. Appl. Acoust. 2021, 182, 108253. [CrossRef]
33. Biedermann, TM; Czeckay, P.; Hintzen, N.; Kameier, F.; Paschereit, CO Anwendbarkeit der aeroakustischen Skalierungsgesetze führender Kantenverzahnungen für rotierende Anwendungen. Acoustics 2020, 2, 579–594. [CrossRef]
34. Ocker, C.; Czwielong, F.; Geyer, TF; Chaitanya, P.; Merkel, M.; Becker, S. Durchlässige Strukturen zur Reduzierung von Vorderkantenlärm. In Proceedings of the AIAA AVIATION 2021 FORUM, virtuelle Veranstaltung, 2.–6. August 2021; S. 2192. [CrossRef]
35. Sharland, I., Jr. Geräuschquellen in Axialventilatoren. J. Sound Vib. 1964, 1, 302–322. [CrossRef]
36. Bommes, L. (Hrsg.) Ventilatoren; Vulkan-Verlag GmbH: Essen, Deutschland, 2003.
37. Van Veldhuizen, DA; Lamont, GB Evolutionäre Berechnung und Konvergenz zu einer Pareto-Front. In Proceedings der Late Breaking Papers auf der Genetic Programming 1998 Conference, Madison, WI, USA, 22.–25. Juli 1998; Seiten 221–228.
38. Lucius, A.; Hütter, S.; Dietrich, P.; Schneider, M.; Lehmann, M.; Geyer, T. Experimentelle und numerische Untersuchung der Axialventilator-Aeroakustik bei gestörten Zuflussbedingungen. In Proceedings of the Fan 2018, Internationale Konferenz zu Lüftergeräuschen, Aerodynamik, Anwendungen und Systemen, CETIAT, Darmstadt, Deutschland, 18.–20. April 2018.
39. Schneider, M.; Feldmann, C. Psychoakustische Bewertung von Lüftergeräuschen. In Proceedings of the Fan 2015 International Conference on Fan Noise, Technology and Numerical Methods, Lyon, Frankreich, 15.–17. April 2015.

Haftungsausschluss/Anmerkung des Herausgebers: Die in allen Veröffentlichungen enthaltenen Aussagen, Meinungen und Daten sind ausschließlich die der einzelnen Autoren und Mitwirkenden und nicht die von MDPI und/oder den Herausgebern. MDPI und/oder die Herausgeber lehnen jegliche Verantwortung für Personen- oder Sachschäden ab, die aus den im Inhalt erwähnten Ideen, Methoden, Anweisungen oder Produkten resultieren.

Machine Translated by Google

Internationale Zeitschrift für
*Turbomaschinen*
*Antrieb und Leistung*

MDPI

Artikel

# Untersuchungen zur Strömungsstabilisierung von Rückstau Gekrümmte Kreiselräder bei geringer Strömungsgeschwindigkeit

**Frieder Lörcher 1,*, Sandra Hub [1], Marlène Sanjosé 2,3 und Stéphane Moreau[3]**

[1] ZIEHL-ABEGG SE, Ventilation Division, Heinz-Ziehl-Strasse, 74653 Künzelsau, Deutschland Department
[2] of Mechanical Engineering, École de Technologie Supérieure, Université du Québec, 1100 rue Notre-Dame Ouest, Montréal, QC H3C 1K3, Canada Department of Mechanical Engineering ,
[3] Université de Sherbrooke, 2500 Boulevard de L'université, Sherbrooke, QC J1K 2R1, Kanada * Korrespondenz: frieder.loercher@ziehl-abegg.de

**Zusammenfassung: Bei einem rückwärtsgekrümmten Radialventilator führt eine Reduzierung des Volumenstroms vom Auslegungsbetriebspunkt in Richtung Teillast zu einer Erhöhung der Geräuschemission und einer Verringerung des Wirkun Der spektrale Inhalt der entstehenden Geräuschemission kann durch einen subharmonischen Buckel mit mehreren Harmonischen charakterisiert werden. Basierend auf schmalbandigen akustischen Messungen und numerischen Lattice-Boltzma Simulationen werden tiefere Einblicke angestrebt. Es wird festgestellt, dass instationäre Strömungsmuster stromabwärts eine zentrale Rolle bei dieser Leistungsverschlechterung spielen; außerdem werden Möglichkeiten zur geometrischen Strömungsstabilisierung untersucht.**

**Schlüsselwörter: Radialventilatorgeräusch; subharmonische Buckel; Lattice-Boltzmann-Methode; Geräuscherzeugungsmechanismus ; Strömungsstabilisierung für rückwärts gekrümmte Radialventilatoren**

check for updates

**Zitat: Lörcher, F.; Hub, S.; Sanjosé, M.; Moreau, S. Untersuchungen zur Strömungsstabilisierung rückwärtsgekrümmter Kreiselräder bei niedrigem Durchfluss.** Int. J. Turbomach. Propuls. Power **2022, 7, 37. https://doi.org/10.3390/ ijtpp7040037**

**Wissenschaftlicher Redakteur: Thomas Carolus**

**Empfangen: 22. August 2022**
**Akzeptiert: 30. November 2022**
**Veröffentlicht: 7. Dezember 2022**

**Anmerkung des Herausgebers: MDPI bleibt neutral in Bezug auf Zuständigkeitsansprüche in veröffentlichten Karten und institutionelle Zugehörigkeit. iationen.**

**Copyright: © 2022 bei den Autoren. Lizenznehmer MDPI, Basel, Schweiz.**

**Dieser Artikel ist ein Open Access-Artikel, der unter den Bedingungen und Bedingungen der Creative Commons Namensnennungs-Lizenz (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/ ).**

## 1. Einleitung

**Bei vielen Ventilatoren ist es eine häufige Beobachtung, dass die Geräuschemission deutlich zunimmt, wenn man sich auf einer Kennlinie von einem optimalen Punkt mit minimaler Geräuschemission aus in Richtung niedrigerer Volumenströme bei konstanter Laufraddrehzahl bewegt. Bei Axialventilatoren haben Kameier und Neise [1] experimentell Strömungsstrukturen identifiziert, die mit etwa der halben Laufraddrehzahl mitrotieren und die sie „rotierende Instabilitäten“ nannten. Sie vermuteten den Ursprung dieses Geräuschphänomens in einem breiteren, aber deutlich erkennbaren Frequenzbereich unterhalb der Schaufeldrehfrequenz (BPF). Mongeau [2] beschreibt charakteristische Geräuschquellen für Radialturbomaschinen bei 0,7, 1,5 und 2,1-facher BPF und setzt sie mit einem Strömungsmuster in Beziehung, das mit etwa 30 % der Wellendrehzahl rotiert. Rotierende kohärente Strömungsstrukturen als Quelle für Schmalbandgeräusche in Axialventilatoren werden von Zhu et al. in [3] beschrieben. Ein besseres Verständnis dieser Mechanismen und die Entwicklung von Minderungsstrategien könnten die Anwendbarkeit von Radialventilatoren in Richtung niedrigerer Volumenströme erweitern und sie weniger empfindlich gegenüber Geräuschentwicklung in dieser Richtung machen. In diesem Artikel wird diese Art von Geräuschquelle anhand eines rückwärts gekrümmten Zentrifugallaufrads mit einem Durchmesser von D = 355 mm experimentell identifiziert und charakterisiert. Die Ergebnisse werden in einem numerischen Aufbau mit einem instationären Lattice-Boltzmann-Löser reproduziert. Basierend auf den numerischen Ergebnissen wird ein tieferer Einblick in die Geräusch Eine Minderungstechnologie wird sowohl numerisch als auch experimentell demonstriert.**

## 2. Experimentelle Untersuchung

### 2.1. Konfigurationsbeschreibung

**Der untersuchte Radialventilator mit Durchmesser D = 355 mm in Abbildung 1a hat sieben rückwärts gekrümmte Schaufelblätter aus Blech. Die Schaufelblätter sind kreisförmige Profile, die senkrecht zur flachen Nabe extrudiert sind. Sie sind mit der Nabe und dem gekrümmten rotierenden**

Machine Translated by Google



Ummantelung. Der Ventilator wird ohne Gehäuse installiert. Die **in Abbildung** 1b **gezeigte schalltote Anlage von ZIEHL-ABEGG besteht aus zwei großen schalltoten Räumen, die durch eine Trennwand getrennt sind. Eine an der Trennwand befestigte Trichteröffnung leitet den Luftstrom in den im nachgeschalteten Plenum installierten Ventilator (Abbildung 1a). Der Spalt zwischen der rotierenden Ummantelung des Ventilators und dem konvergenten Einlass beträgt 3 mm. Der Ventilator wird bei konstanter Drehzahl** n **= 2975 U/min für verschiedene Durchflussraten** getestet , **was eine Schaufeldrehfrequenz (BPF) von 347 Hz ergibt.**

**(A)** **(B)**

**Abbildung 1. Versuchsaufbau: (a) Blick von unten auf den untersuchten Ventilator; (b) reflexionsarme Versuchsanlagen bei ZIEHL-ABEGG.**

## 2.2. Versuchsergebnisse

**Bild 2a zeigt die gemessenen Kennlinien für die Drehzahl** n **= 2975 U/min.**

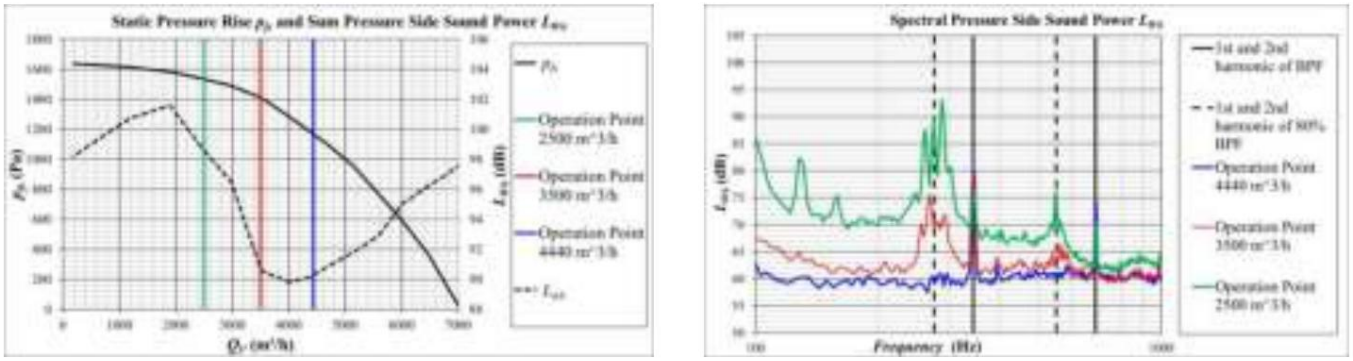
**Der statische Druckanstieg** pfs **als Funktion des Volumenstroms** QV **wird als durchgezogene schwarze Linie dargestellt** und der **im druckseitigen Plenum (hinter dem Ventilator)** gemessene **Schallleistungspegel** LW6 als gestrichelte schwarze Linie. LW6 **hat einen Minimalwert von 90 dB bei** QV **ÿ 4000 m3/h. Zu niedrigeren Volumenströmen hin steigt der Schallleistungspegel steil auf 101 dB bei** QV **ÿ 2000 m3/h an.** ÿ

**ÿh Zu kleineren Volumenströmen hin steigt der Schallleistungspegel bis ÿh stark an.**

**Diese Art von Schallleistungsschub in einem Bereich niedriger Volumenströme ist typisch für viele Ventilatorkonstruktionen. Er ist bei sehr unterschiedlichen Konstruktionen rückwärts gekrümmter Radialventilatoren ohne Gehäuse üblich. Um dieses Verhalten zu untersuchen, wird in Abbildung 2b der Spektralinhalt von** LW6 **für die drei Betriebspunkte dargestellt ,** die **in Abbildung 2a mit den vertikalen farbigen Linien** hervorgehoben sind . **Bei** QV **= 4440 m3/h ist das Spektrum über den angezeigten Frequenzbereich von 100 Hz bis 1000 Hz ziemlich flach, abgesehen von einigen typischen Spitzen bei der Schaufeldrehfrequenz (BPF) und ihren Harmonischen. Bei niedrigeren Volumenströmen treten zusätzliche Geräuschphänomene in einem großen Frequenzbereich auf, der bei etwa 80 % der BPF zentriert ist. Die Harmonischen dieses Buckels treten ebenfalls auf, jedoch mit geringerer Amplitude. Diese Phänomene werden als subharmonische Buckel bezeichnet. Sie sind typisch für (aber nicht nur) Radial- und Halbaxialventilatoren. Obwohl das Breitbandrauschen auch bei niedrigeren Volumenströmen zunimmt, kann** der erwähnte steile Anstieg von LW6 **in Abbildung** 2a **stark mit dieser Subharmonischen in Verbindung gebracht werden. In der vorliegenden Arbeit wird eine numerische Untersuchung durchgeführt, um einen tieferen Einblick in die Natur der Buckel und die zugrundeliegenden Schallerzeugungsmechanismen zu gewinnen .**

Machine Translated by Google






**(A)** **(B)**

**Abbildung 2. Versuchsergebnisse: (a) Kennlinie für statischen Druckanstieg** pfs **und Summe des druckseitigen Schallleistungspegels** LW6 **bei Drehzahl** n **= 2975 U/min; (b) Spektraler Inhalt des druckseitigen Schallleistungspegels** LW6 **für drei Betriebspunkte.**

### 3. Numerische Untersuchung

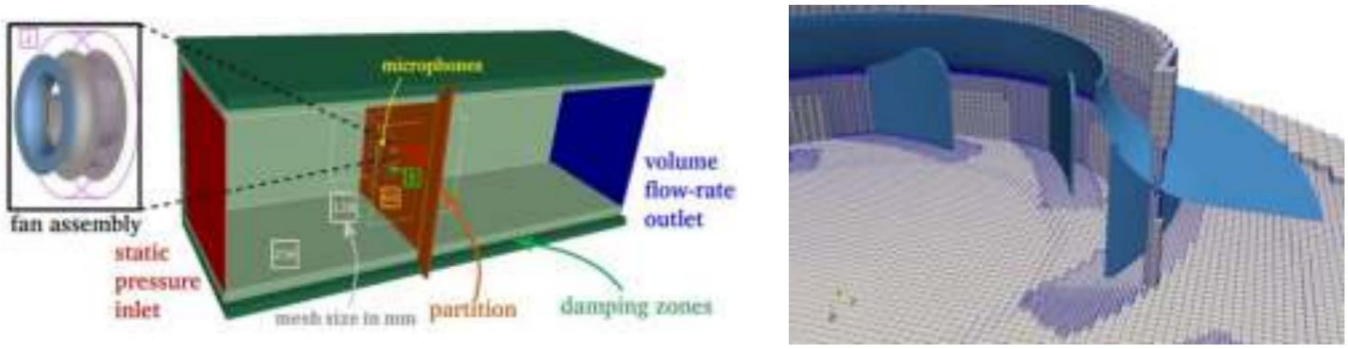
#### 3.1. Numerischer Aufbau

**Die vorliegenden Simulationen verwenden den PowerFLOW-Solver 5.5a, der auf der Lattice-Boltzmann -Methode (LBM) basiert. Der Ansatz ist von Natur aus transient und kompressibel und bietet einen direkten Einblick in die hydrodynamischen Mechanismen, die für die Schallquellen verantwortlich sind, aber auch in die Schallausbreitung im Fächer und außerhalb im Freifeld. Anstatt makroskopische Fluidmengen zu untersuchen, verfolgt die LBM die zeitliche und räumliche Entwicklung einer gekürzten Partikelverteilungsfunktion auf einem Gitter. Die Entwicklung der Partikelverteilung wird durch den sogenannten Kollisionsoperator ins Gleichgewicht gebracht, der durch das BGK- Modell (Bhatnagar–Gross–Krook)** angenähert wird [4]. Die diskreten Lattice-Boltzmann-Gleichungen werden mit **19 diskreten Geschwindigkeiten für die Kürzung der Partikelverteilungsfunktion dritter Ordnung gelöst ,** was sich als ausreichend erwiesen hat, um die kompressiblen Navier-Stokes-Gleichungen für ein ideales Gas bei **niedriger Mach-Zahl unter isothermen Bedingungen wiederherzustellen [5,6]. In PowerFLOW wird eine einzige Relaxationszeit verwendet, die mit der dimensionslosen laminaren kinematischen Viskosität [6] in Zusammenhang steht. Diese Relaxationszeit wird durch eine effektive turbulente Relaxationszeit ersetzt, die aus einem systematischen Renormierungsgruppenverfahren abgeleitet wird, das in [7] beschrieben wird. Es erfasst die großen Strukturen im schalltoten Raum, aber auch die kleinen turbulenten Skalen, die sich entlang der Schaufel- und Wandoberflächen in einer großen Wirbelsimulationsart entwickeln. Die spezielle Erweiterung, die für rotierende Maschinen entwickelt wurde, findet sich in Pérot et al. [8]. Der Berechnungsbereich umfasst die beiden gekoppelten schalltoten Räume, wie in Abbildung 3a dargestellt. Der quadratische Querschnitt des Simulationsvolumens hat eine Breite von 10 m, und die vor- und nachgelagerten Plenums sind ebenfalls 30 m bzw. 20 m lang. Der atmosphärische Druck** p **= 101.325 Pa wird auf die linke rote Oberfläche ausgeübt, während der Volumenstrom** Qv **auf die nachgelagerte rote Oberfläche ausgeübt wird. Die konvergente Einlassdüse und die detaillierte Geometrie des Lüfterrads werden berücksichtigt. Nur der Motor und seine Welle werden im numerischen Aufbau verworfen. Die Maschenauflösung im Bereich wird durch aufeinanderfolgende eingebettete Volumina definiert, die in Abbildung 3 dargestellt sind, wobei die Maschengröße zwischen ihnen um den Faktor zwei verringert wird. Die Auflösung um die Lüfterblätter und die Einlassdüsenwand beträgt 0,5 mm, wie in Abbildung 3b an einem Lüfterquerschnitt gezeigt . Das Volumen um den Lüfter wird als rotierendes Volumen bei einer Rotationsgeschwindigkeit definiert. Erweiterte logarithmische Wandfunktionen zur Berücksichtigung ungünstiger und günstiger Druckgradienten [9] werden auf alle Wandoberflächen angewendet. Der gesamte numerische Bereich zählt 98 Millionen Zellen und 7 Millionen Oberflächenelemente . Simulationen werden für mehrere Durchflussraten durchgeführt. Zunächst wird der Aufbau in zwei Schritten aus einem vorkonvergierten Durchfluss initialisiert, der aus Simulationen mit gröberen Maschen ohne die am höchsten aufgelösten Verfeinerungsbereiche erhalten wurde (50 Umdrehungen berechnet auf dem Netz mit maximaler Auflösung von 2 mm und anschließend 25 Umdrehungen berechnet auf dem Netz mit maximaler Auflösung von 1 mm). Dann wird das oben beschriebene endgültige Netz (Abbildung 3b) zur Leistungsvo**

Machine Translated by Google



**auf dem feinsten Netz, und es werden Daten für weitere fünf Lüfterumdrehungen erfasst. Der statische Druck wird an den genauen Positionen der Mikrofone in den Experimenten aufgezeichnet. Darüber hinaus werden einige Querschnitte, darunter der auf mittlerer Flügelhöhe (Spannweite) und die Flügeloberfläche, mit Hochfrequenzabtastung für die Frequenzanalyse aufgezeichnet. Das oben dargestellte numerische Modell wird durch den Vergleich der Leistung mit experimentellen Messungen validiert, die in den nach ISO 5801 zertifizierten ZIEHL-ABEGG-Einrichtu**




**(A)** **(B)**

**Abbildung 3. Definitionen des Berechnungsbereichs und des Verfeinerungsvolumens: (a) Zahlen in Quadraten geben die Maschenweite in mm für das umrissene Verfeinerungsvolumen an; (b) und Maschenauflösung rund um die Lüfterblätter.**

3.2. Numerische Ergebnisse

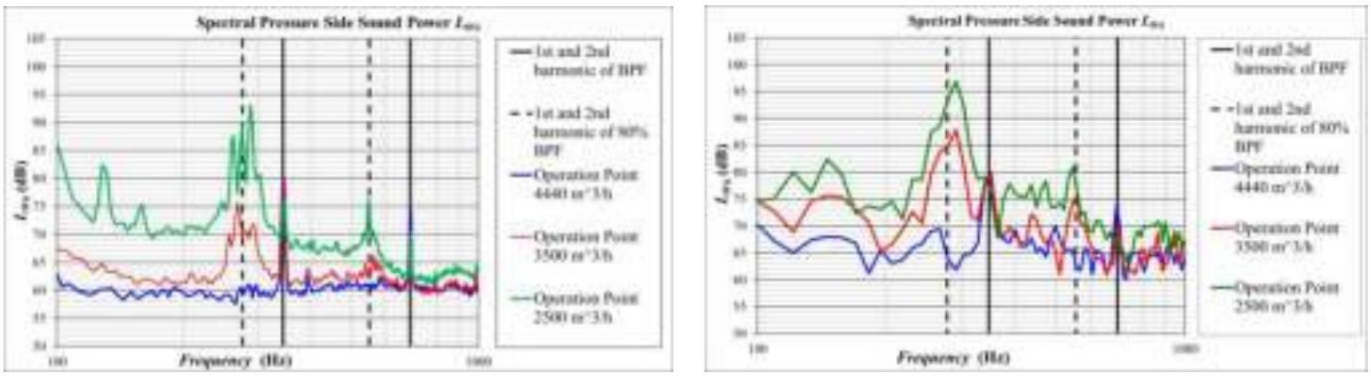
**Die Schallleistungspegel** LW6, **die auf ähnliche Weise wie für die experimentellen Daten in Abbildung 2b berechnet wurden, sind in Abbildung 4b auf Grundlage des aus den LBM-Simulationen extrahierten statischen Drucks angegeben. Die wichtigste Schlussfolgerung, die aus dem Vergleich der Graphen von Abbildung 2b, neu aufgetragen in Abbildung 4a, und Abbildung 4b gezogen werden kann, ist, dass die subharmonischen Hügel auch bei der numerischen Methode die dominierenden Geräuschmechanismen sind. Die Frequenzauflösung in Abbildung 4b ist gröber als in Abbildung 2b, da für die Daten nur eine Abtastlänge von etwa fünf Laufradumdrehungen zur Verfügung steht. Trotzdem kann das Auftreten der subharmonischen Hügel erster und zweiter Ordnung auf gleichwertige Weise und in einem sehr ähnlichen quantitativen Ausmaß wie im physikalischen Experiment deutlich beobachtet werden. Die Ansaugverzerrung ist die Hauptursache für Töne bei BPF [10]. Darüber hinaus sind die Zuflussbedingungen in der Simulation homogener als im Experiment (siehe zum Beispiel [11]), da sich das Strömungsfeld im stromaufwärtigen Plenum aufgrund der begrenzten Datenerfassungsperiode von nur fünf Laufradumdrehungen in der Simulation nicht vollständig entwickelt hat. Beide den Simulationen innewohnenden Einschränkungen können den niedrigeren und breiteren Peak am BPF erklären. Darüber hinaus kann als erste Schlussfolgerung gezogen werden, dass der Mechanismus der Entstehung der subharmonischen Hügel grundsätzlich vom stromabwärtigen Strömungsfeld abhängt, das vom Laufrad erzeugt wird, und daher einem selbstinduzierten Lärmerzeugungsmechanismus entspricht. Durch die Analyse des instationären Strömungsfelds, das sich aus den im vorliegenden Modell durchgeführ**

**In Abbildung 5 sind momentane Druckverteilungen an einem Schaufelmittelquerschnitt dargestellt. Es sind unterschiedliche Strömungsstrukturen stromabwärts und radial außerhalb des Laufrads zu beobachten. Diese Strömungsstrukturen haben für jede der drei Strömungsraten unterschiedliche Formen (Anzahl der Lappen). Bei abnehmendem** QV **werden sie weniger symmetrisch, ihre Umfangswellenzahlen nehmen ab und sie bewegen sich radial nach innen in Richtung der Schaufeln. Mithilfe instationärer Visualisierungstechniken kann beobachtet werden, dass die Strömungsstrukturen Wirbelstrukturen entsprechen, die mit deutlich reduzierter Rotationsgeschwindigkeit im Vergleich zur Rotationsgeschwindigkeit des Laufrads mitrotieren . Dies wird d Die Wirbel werden durch die Ablösung der Wirbelstärke der Laufradschaufeln erzeugt und gespeist, die durch Strömungsablösungsphänomene an den Saugseitenflächen der Schaufeln verursacht wird. Es wird angenommen, dass die Wechselwirkung des Laufrads mit den gezeigten Strömungsstrukturen**

Machine Translated by Google

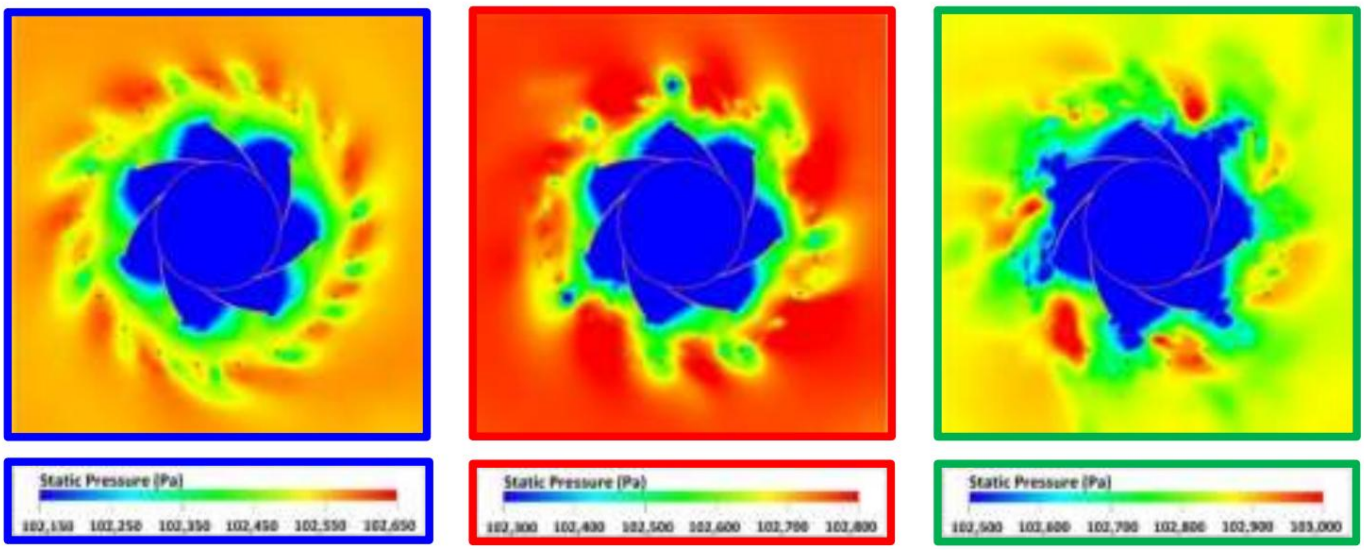


**subharmonische Buckel. Die genaue Analyse des durch diese Wechselwirkung verursachten Geräuscherzeugungsmechanismus im Laufrad ist Gegenstand künftiger Untersuchungen. Im nächsten Abschnitt wird eine Analyse vorgestellt,** um die rotierenden Strömungsstrukturen greifbarer und quantifizierbarer zu charakterisieren und so die Hypothese zu untermauern, dass sie die ursprüngliche Quelle der **subharmonischen Buckel sind .**




**(A)** **(B)**

**Abbildung 4. Vergleich der Spektralergebnisse: (a) Überprüfung der experimentellen Spektralergebnisse von Abbildung 2b; (b) numerische Spektralergebnisse des druckseitigen Schallleistungspegels** LW6 **für dieselben drei Betriebspunkte (b).**




**(A)** **(B)** **(C)**

**Abbildung 5. Momentane statische Druckverteilungen in einer Ebene, die in der Mitte zwischen Nabe und rotierender Abdeckung geschnitten ist (50 % Spannweite): (a)** QV **= 4440 m3/h; (b)** QV **= 3500 m3/h; (c)** QV **= 2500 m3/h.**

3.3. Eine Modalanalyse der Strömungsstrukturen auf Grundlage numerischer

Ergebnisse Es **wurde eine eher intuitive Analyse durchgeführt, um rotierende Strömungsstrukturen hinsichtlich ihrer Rotationsgeschwindigkeit und Stärke als Funktion des Betriebspunkts** und der radialen und axialen Position zu identifizieren und zu charakterisieren. Sie wurde inspiriert von der **in** [12] **beschriebenen Methode abgeleitet , mit dem Ziel, zusätzlich eine quantitative Bewertung der Amplituden der Strömungsstrukturen zu erhalten. In der Analyse wird ein Hilfsgitter „Beobachter“ betrachtet, das aus koaxialen Kreisen mit einer diskreten und äquidistan Dieses „Beobachtergitter“ wird mit beliebigen „Test“-Rotationsgeschwindigkeiten** ÿi rotiert . **Zu jedem Zeitpunkt werden die instationären Strömungsdaten aus einer Simulation auf das „Beobachtergitter“ interpoliert. Das Strömungsfeld wird dann zeitlich gemittelt. Beachten Sie, dass ein Beo**

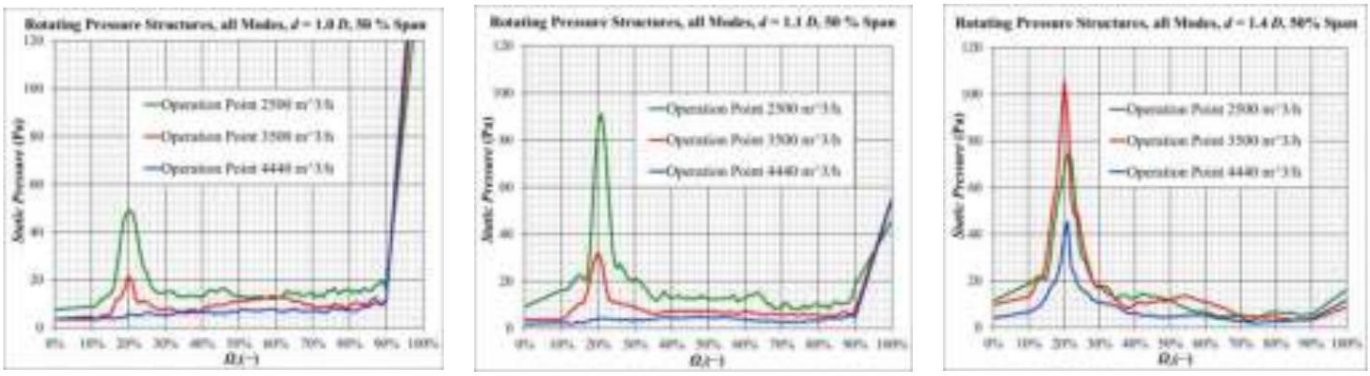
Machine Translated by Google



ÿ

das „Beobachter“-Gitter. Das Strömungsfeld wird dann zeitlich gemittelt. Beachten Sie, dass ein Beobachter (Gitter) mit derselben Rotationsgeschwindigkeit wie eine räumliche Strömungsstruktur diese räumliche Struktur als stationär beobachten würde. Somit ist für diese „synchrone“ Testrotationsgeschwindigkeit ÿ stationär. Somit sind für diese „synchrone“ Testrotationsgeschwindigkeit ÿi nach der zeitlichen Mittelung die Strukturen immer noch in den gemittelten Feldern vorhanden. Wenn sich andererseits die Testrotationsgeschwindigkeit ÿi des Beobachters erheblich von der Rotationsgeschwindigkeit der Strömungsstruktur unterscheidet, werden Strukturen durch den zeitlichen Mittelungsoperator geglättet, vorausgesetzt eine ausreichend lange Mittelungszeit. Somit stellen die zeitlich gemittelten Strömungsdaten auf jedem rotierenden Beobachtergitter räumliche Strömungsstrukturen dar, die mit der Rotationsgeschwindigkeit ÿi rotieren . Die beschriebene Mittelung wurde für eine ausreichend hohe Anzahl von Testrotationsgeschwindigkeiten ÿi durchgeführt .

Es wurden einige Filtertechniken angewendet, um den Aliasing-Fehler in der Zeit zu minimieren, der mit der Interpolation des kubischen Elementgitters aus der Simulation verbunden ist. Der nächste Schritt des Verfahrens besteht aus einer zirkulären Fourier-Transformation für jede Testrotationsgeschwindigkeit ÿi , um periodische Rotationsmodi zu quantifizieren. In Abbildung 6 werden einige repräsentative Ergebnisse der Analyse dargestellt.




(A) (B) (C)

**Abbildung 6. Ergebnisse der Modalanalyse der rotierenden Strukturen hinter dem Lüfterrad in der Spannweitenmitte für radiale Positionen: (a) bei** d **= 1,0** D; **(b) bei** d **= 1,1** D; **(c) bei** d **= 1,4 D.**

ÿ ÿ

Der relative Spin ÿr ist definiert als das Verhältnis der Testdrehzahl ÿi und der Drehzahl des Laufrads ÿ ÿ : ÿr = ÿi /n. Für jeden relativen Spin ÿr und jede Durchflussmenge f von Interesse (z. B. Druck ÿ

oder Geschwindigkeit) wird der zeitliche Durchschnitt über die fünf betrachteten Umdrehungen ÿ + ÿ der verzögerten Funktion fx + ÿr ·n· ÿ )ÿ r ·t mit dem zeitlichen Durchschnittsoperator · berechnet, der anschließend

ÿ ÿ ÿ

( ÿ ) r

ÿr( ÿ) = ÿ ( fÿr + ÿ ÿ ·t berechnet, woraus sich ein räumliches Strömungsfeld ÿÿÿ ergibt

x = f analysiert x + ÿr ·n·

durch räumliche Fourieranalyse in Umfangsrichtung an verschiedenen axialen und radialen Positionen. Die Energie aller räumlichen Druckschwankungsmodi aller Wellenzahlen (die L2- Norm aller Fourierkoeffizienten, mit Ausnahme des Mittelwerts, der durch die Fourier-Transformation ÿ in Umfangsrichtung erhalten wird) ist Abbildung 6 als Funktion von ÿr dargestellt . In Abbildung 6a ist die rotierende Druckschwankung für einen Kreis in der Mitte der Spannweite mit einem Durchmesser d angegeben , der dem Außendurchmesser D des Laufrads entspricht, d. h. die Sondenpositionen liegen sehr nahe an den Hinterkanten der Schaufeln. In Abbildung 6b beträgt der Durchmesser d 110 % D; und in Abbildung 6c beträgt der Kreisdurchmesser 140 % D. Folgendes ist zu beobachten:

- Eine 1. Art deutlicher rotierender Strukturen kann bei ÿr = 100 % beobachtet werden (ganz rechter Punkt in jedem Diagramm). Dies sind die erwarteten mitrotierenden Strukturen, die direkt von den Schaufeln ausgehen. Mit zunehmender Entfernung von der Schaufel nehmen die rotierenden Strukturen bei diesem ÿr schnell ab.
- Eine 2. Art signifikanter rotierender Strukturen kann beobachtet werden, die ihr Maximum bei ÿr ÿ 20 % hat (für das gegebene spezielle Laufrad). In der Nähe der Schaufelhinterkante bei d = 1,0 D und d = 1,1 D ((a) und (b)) nimmt die Amplitude der Schwankung mit abnehmendem Volumenstrom QV signifikant zu. Die rotierenden Strukturen haben am Durchmesser der Schaufelhinterkante eine wichtige Stärke, insbesondere bei niedrigeren Volumenströmen QV ( Ab

Machine Translated by Google



- **Die Wechselwirkungsfrequenz einer rotierenden Strömungsstruktur beträgt** f **0 = (1 ÿ** ÿr) **· BPF. Mit** ÿr **= 20 % erhalten wir** f **0 = 80 % · BPF , was mit den Beobachtungen in den Abbildungen 2 und 4 übereinstimmt.**
- **Radial weiter von den Schaufelhinterkanten weg nimmt die Stärke der rotierenden Schwankungen mit** ÿr **= 20 % zu und dominiert gegenüber den mit dem Laufrad mitrotierenden Schwankungen 1. Art.**
- **Die Drehfrequenz der Schwankungen konzentriert sich nicht scharf bei** ÿr **= 20 %, sondern weist eine deutliche Streuung auf, ähnlich der breiten Form der subharmonischen Buckel in den akustischen Spektren.**
- **Bei** d **= 1,4 D nimmt die Festigkeit der rotierenden Strukturen für** QV **= 2500 m3/h bereits ab, während die Festigkeit der rotierenden Strukturen für** QV **= 3500 m3/h noch** zunimmt. Bei abnehmendem **Volumenstrom nähern sich die rotierenden Strukturen den Schaufelhinterkanten an .** Dies ist auch in Bild **4 qualitativ zu beobachten.**

**4. Fanoptimierung** 4.1.

Numerische Untersuchungen von geometrischen Veränderungen auf der Abströmseite

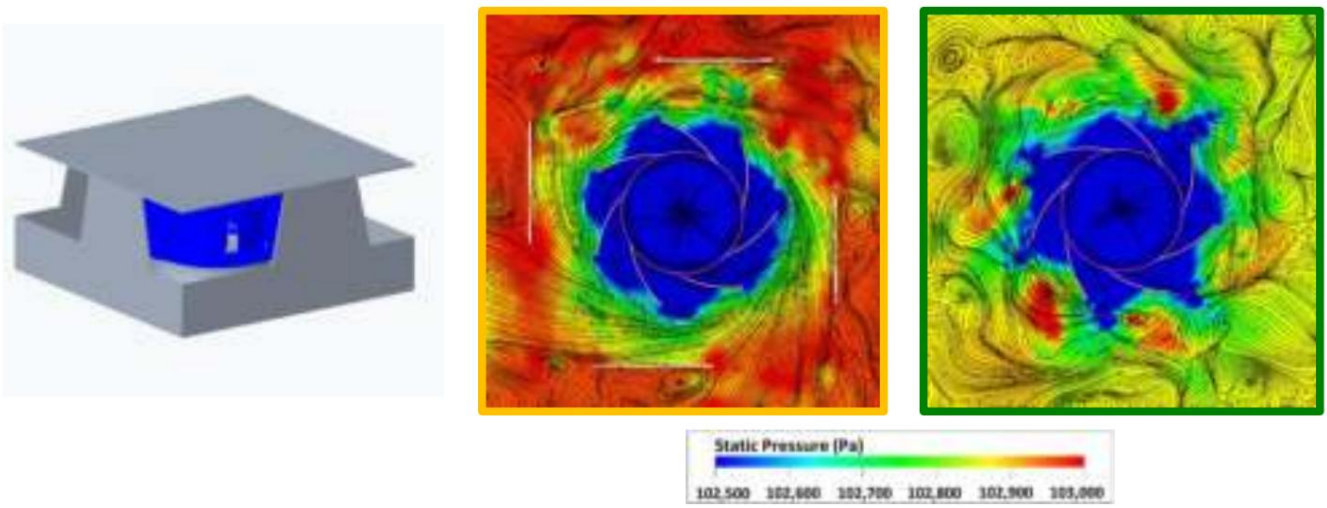
**Einige geometrische Modifikationen wurden untersucht, um die Stärke der rotierenden Strömungsstrukturen mit einer relativen Rotationsgeschwindigkeit stromabwärts in der Nähe der Schaufelhinterkanten zu reduzieren oder zumindest ihr Erscheinungsbild in Richtung noch niedrigerer Volumenströme zu verschieben. Die untersuchten Modifikationen bestehen aus verschiedenen vertikalen Paneelen , die zu konvergenten (oder nur mäßig divergenten) Strömungskanälen stromabwärts des Laufrads führen. Das Ergebnis einer interessanten Modifikation wird vorgestellt, während andere ebenfalls Wirksamkeit zeigten. Die modifizierte Geometrie führt zu einer Strömungsbeschleunigung und stabilisiert die Strömung stromabwärts des Laufrads. Sie kann als eine einfache Art von Statorschaufel betrachtet werden. Weniger rotierende Wirbelstrukturen bauen sich auf oder werden weiter von den Schaufelhinterkanten weggespült . Dies ist deutlich sichtbar, wenn man das Strömungsbild auf einem ebenen Mittelschnitt für den Betriebspunkt** QV **= 2500 m3/h von Abbildung 7b mit Modifikation und Abbildung 7c ohne Modifikation vergleicht. Mit der Modifikation sind in der Nähe der Schaufelhinterkanten deutlich weniger Wirbelstrukturen vorhanden , und es können deterministischere und besser organisierte Strömungsstrukturen erkannt werden. Diese Beobachtung wird durch die Modalanalyse in Abbildung 8a unterstützt.** Wie **in der Diskussion zu Bild** 7 **vermutet , sind mit der Modifikation deutlich weniger ausgeprägte rotierende Strukturen bei** ÿr = 20 % vorhanden. Für ÿr **= 0 %, ganz links im Graphen, der die stationären räumlichen Druckschwankungen in Umfangsrichtung darstellt, ist bei Verwendung der Modifikation ei Offensichtlich sind die subharmonischen Buckel stark reduziert. Als Nebeneffekt sind die BPF-Harmonischen höher, da räumliche periodische stationäre Schwankungen durch die Statorstruktur induziert werden, die mit den Laufradschaufeln interagiert.**

4.2. Experimentelle Daten einer Implementierung

**Es werden experimentelle Ergebnisse der Modifikation gezeigt. Die Geometrie der untersuchten Druckseitenoptimierung, die der im vorherigen Abschnitt untersuchten und in Abbildung 7a gezeigten Struktur ähnelt, ist in Abbildung 9a dargestellt , wo sie mit einem elektrischen Antrieb auf dem Prüfstand installiert ist. Der Vergleich basiert auf Messungen mit einem anderen Laufrad mit fünf dreidimensional geformten Schaufeln. Eine wellenförmige Kontur an den Vorderkanten des Stators wurde angewendet, um das durch die Rotor-Stator-Wechselwirkung entstehende tonale Geräusch zu reduzieren. Abbildung 9b zeigt einen Vergleich der Kennlinien der Messungen ohne und mit dem Optimierungsgerät. Interessanterweise werden der erreichbare Druckanstieg und die statische Effizienz deutlich verbessert. Ähnlich wie Statorschaufeln helfen die zusätzlichen Platten bei der Druckrückgewinnung au**

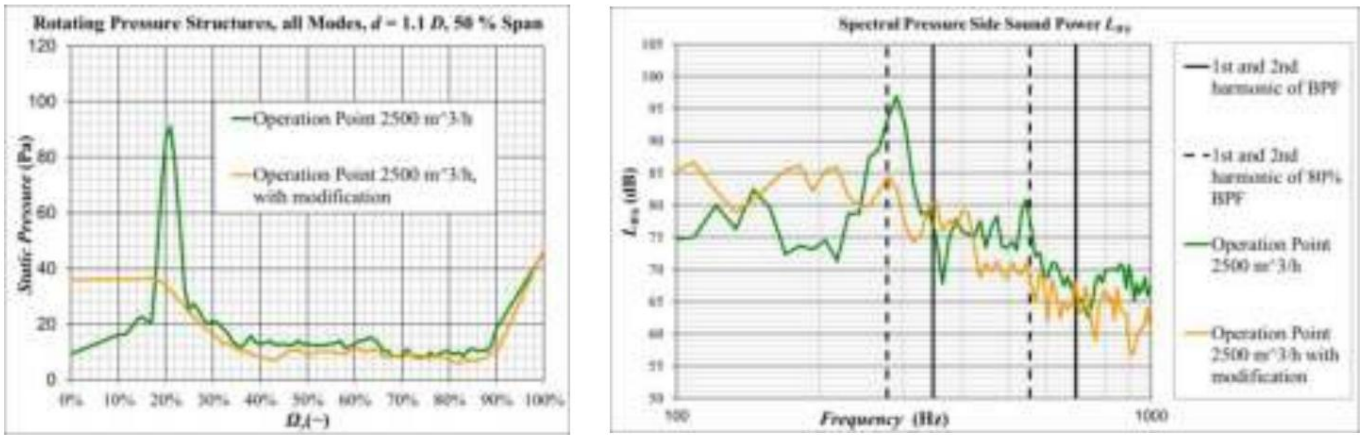
Machine Translated by Google






**(A)** **(B)** **(C)**

**Abbildung 7. Ergebnisse der numerischen Untersuchung einer geometrischen Modifikation: (a) Skizze des untersuchte geometrische Veränderung; (b) momentane statische Druckverteilungen mit Stromlinien bei einem Schnitt in der Mittelebene für** QV **= 2500 m3/h mit eingebauter Modifikation; (c) statische Druckverteilungen ohne Änderungen.**




**(A)** **(B)**

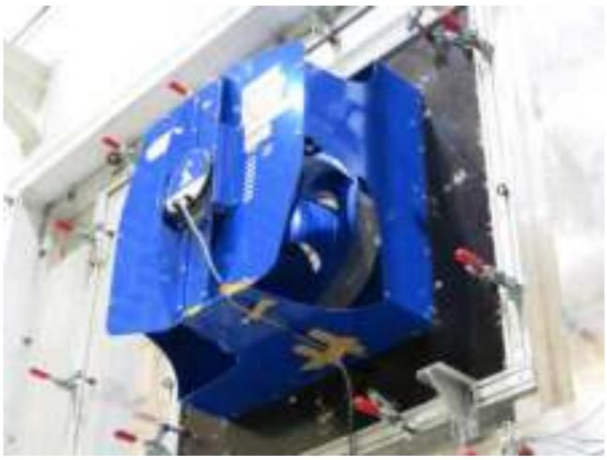
**Abbildung 8. Korrelation zwischen rotierenden Strukturen und Schallspektrum: (a) Modalanalyse rotierender Strukturen ; (b) Spektralinhalt des druckseitigen Schallleistungspegels** LW6.

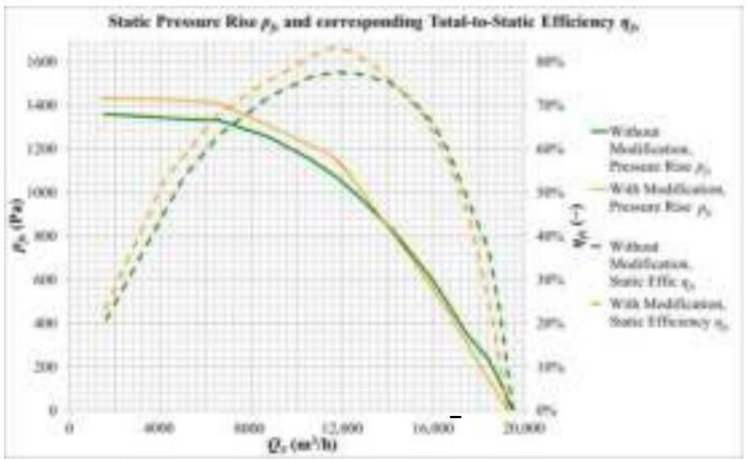
**In Abbildung 10 sind die Schallleistungspegel im Vergleich dargestellt. Links (a) ist der Der A-bewertete Schallleistungspegel** LWA6 **wird als Funktion des Volumenstroms** QV dargestellt. **rechts (b) für den Betriebspunkt bei** QV **= 6000 m3/h die spektrale Verteilung von** LWA6 **zu sehen. Die Frequenzen werden durch den BPF dimensionslos gemacht. In Abbildung 10a ist beobachtet, dass die druckseitige Schallleistung durch die Modifikationsvorrichtung an der linke Hälfte der Kennlinie, und die Schallleistungsreduzierung wird höher, bis zu 2 dB(A), für niedrigeren Volumenströmen** QV. **In Abbildung 10b ist deutlich zu erkennen, dass subharmonische Buckel für diesen Radialventilator mit und ohne Umrüstvorrichtung vorhanden, insbesondere bei der erste subharmonische Ordnung bei etwa 80% des BPF. Mit der Modifikationsvorrichtung werden die Buckel deutlich reduziert bei gleichem Volumenstrom, was die Beobachtungen bestätigt aus den numerischen Untersuchungen. Die Optimierung wird durch die alleinige Anwendung der nachgeschaltetes Gerät, ohne Veränderung der Zulaufbedingungen oder der unmittelbaren Umgebung des Laufrades, was die in diesem Papier vorgestellten Ergebnisse bestätigt. Die Anwendung der Druckseitige Optimierungseinrichtung führt dagegen zu einer Erhöhung des tonalen Rauschens,**

Machine Translated by Google



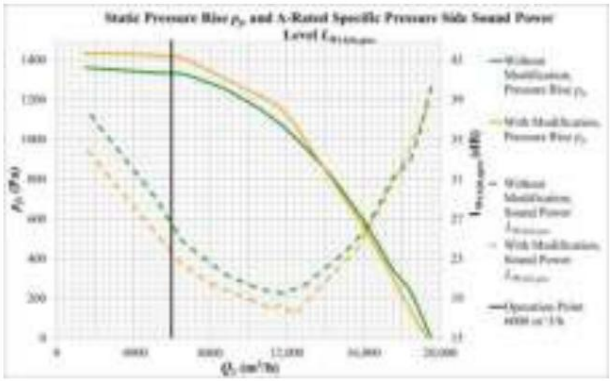
**insbesondere bei der ersten Ordnung aufgrund der Rotor-Stator-Wechselwirkung, die im vorliegenden Fall aufgrund des relativ großen Abstands (etwa 1,6-mal der Laufraddurchmesser) zwischen den Hinterkanten der Laufradschaufeln und den gewellten Vorderkanten des Stators akzeptabel ist. Es ist jedoch interessant zu berücksichtigen, dass subharmonisches Rauschen technisch in Richtung tonalem Rauschen bei Harmonischen des BPF gemildert wird, da wir aufgrund des Stators stationäre Strömungsstrukturen anstelle rotierender Strömungsstrukturen erhalten, die mit den L**

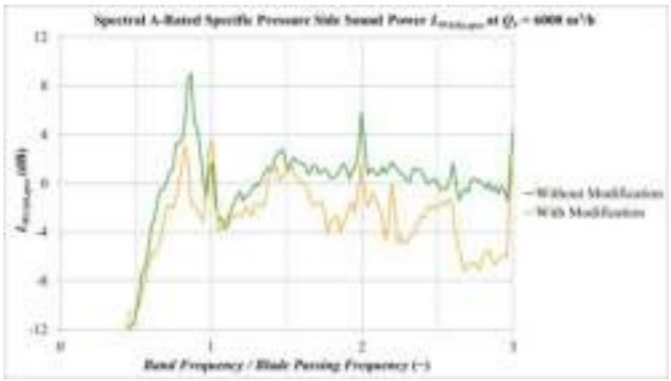





**(A)** **(B)**

**Abbildung 9. Versuchsergebnisse für einen Ventilator mit nachgeschalteter Modifikation: (a) Foto der Implementierung einer nachgeschalteten Modifikation auf einem Prüfstand; (b) und Kennlinien des statischen Druckanstiegs** pfs **und des Gesamtwirkungsgrads** ÿfs.




**(A)** **(B)**

**Abbildung 10. Experimentelle Bewertung der Auswirkung der nachgeschalteten Änderung der A-bewerteten druckseitigen spezifischen Schallleistung** LWA6 **für die Konfiguration aus Abbildung 9: (a) Summe der Schallleistungen; (b) Spektralverteilung.**

#### 5. Schlussfolgerungen

**Bei Radialventilatoren ohne Gehäuse kommt es unter anderem bei abnehmendem Volumenstrom zu auftretenden subharmonischen Schallstößen. Der Schallleistungspegel steigt dabei auf der Teillastseite vom optimalen Betriebspunkt aus drastisch an. Dies wird als Schallleistungsstoß b Dabei handelt es sich um ausgeprägte Bereiche in den Spektren bei harmonischen Vielfachen von 40–80 % der Schaufeldrehfrequenz (BPF), insbesondere bei der ersten Harmonischen, die die Schallleistungsspektren weitgehend dominiert. Dieses Geräuschphänomen ist mit rotierenden Strömungsstrukturen hinter dem Laufrad verbunden, die mit der Hinterkante der Schaufeln interagieren. Für einen bestimmten Ventilator wurde dies durch eine numerische Untersuchung mit der Lattice-Boltzmann- Methode gezeigt. Eine Modalanalyse wurde an den hinter den**

Machine Translated by Google



**Hinterkante. Die dominante Rotationsgeschwindigkeit dieser Strömungsstrukturen beträgt etwa 20 % der Impellerrotationsgeschwindigkeit bei gleicher Rotationsrichtung wie der Impeller. Dieses Ergebnis erklärt quantitativ die Frequenzbereiche (80 % der BPF und Vielfache davon, was die grundlegende Interaktionsfrequenz zwischen den Impellerschaufeln und den rotierenden Strukturen ist), in denen die subharmonischen Buckel auftreten. Die rotierenden Strömungsstrukturen werden vom Impeller selbst induziert und durch die ablösende Wirbelstärke der Saugseitenflächen der Schaufeln erzeugt. Es gibt zwei mögliche Erklärungen dafür, warum die subharmonischen Buckel mit abnehmender Volumenstromrate wachsen: Erstens wird durch die Schaufeln aufgrund zunehmender Strömungsablösungen mehr Wirbelstärke erzeugt, und zweitens werden die Wirbel aufgrund der verringerten Volumenstromraten weniger effektiv weggespült . Es wurden mehrere nachgeschaltete Modifikationen untersucht, um die rotierenden Strömungsstrukturen zu kontrollieren. Ein Beispielgerät wurde in diesem Dokument sowohl numerisch als auch experimentell demonstriert. Die Reduzierung der rotierenden Strömungsstrukturen wurde durch das numerische Modalanalysemodell nachgewiesen; und die daraus resultierende Reduzierung der subharmonischen Geräuschentwicklung wurde auch durch einen experimentellen Vergleich gezeigt. Interessanterweise steigt auch der erreichbare Druck und der Gesamt-zu-statische Wirkungsgrad verbessert sich in Bereichen der Kennlinie , in denen subharmonische Buckel durch die Optimierungsvorrichtung reduziert werden. Dies führt zu der Schlussfolgerung, dass die rotierenden Strömungsstrukturen einen negativen Einfluss auf die Drallumwandlung in statischen Druck ha**

**Beiträge der Autoren: Konzeptualisierung, FL; Methodik, FL, SH, MS und SM; Software, SH; Validierung, FL und SH; Schreiben – Vorbereitung des Originalentwurfs, FL, SH; Schreiben – Überprüfung und** Bearbeitung, FL, SH, MS, SM; Visualisierung, SH. Alle Autoren haben die veröffentlichte **Version des Manuskripts gelesen und stimmen ihr zu .**

**Finanzierung: Diese Forschung erhielt keine externe Finanzierung.**

**Einverständniserklärung: Nicht zutreffend.**

**Datenverfügbarkeitserklärung: Nicht zutreffend.**

**Interessenkonflikte: Die Autoren erklären, dass keine Interessenkonflikte vorliegen.**

## Verweise


1. **Kameier, F.; Neise, W. Experimentelle Untersuchung von Spaltverlusten und Lärm in Axialturbomaschinen und deren Reduzierung.** J. Turbomach. **1997,** 119, **460–471.** [CrossRef]
2. **Mongeau, L.; Thompson, DE; McLaughlin, DK Schallerzeugung durch rotierende Strömungsabrisse in Radialturbomaschinen.** J. Sound Vib. **1993,** 163, **1–30.** [CrossRef]
3. **Zhu, T.; Lallier-Daniels, D.; Sanjosé, M.; Moreau, S.; Carolus, T. Rotierende kohärente Strömungsstrukturen als Quelle für Schmalbandspitzen Spaltgeräusche von Axialventilatoren.** J. Sound Vib. **2018,** 417, **198–225.** [CrossRef]
4. **Bhatnagar, PL; Gross, EP; Krook, M. Ein Modell für Kollisionsprozesse in Gasen. I. Prozesse mit kleiner Amplitude in geladenen und Neutrale Einkomponentensysteme.** Phys. Rev. **1954,** 94, **511–525.** [CrossRef]
5. **Chen, S.; Doolen, GD Lattice Boltzmann method for Fluid Flow.** Annu. Rev. Fluid Mech. **1998,** 30, **329–364.** [CrossRef]
6. **Marié, S. Etude de la methode Boltzmann sur Réseau pour les Simulations en Aéroacoustique. Ph.D. Diplomarbeit, Université Pierre et Marie Curie, Paris VI, Paris, Frankreich, 2008.**
7. **Chen, H.; Filippova, O.; Hoch, J.; Molvig, K.; Shock, R.; Teixeira, C.; Zhang, R. Gitterverfeinerung in Lattice-Boltzmann-Methoden basierend auf volumetrischer Formulierung.** Phys. A Stat. Mech. Its Appl. **2006,** 362, **158–167.** [CrossRef]
8. **Pérot, F.; Kim, MS; Moreau, S.; Henner, M.; Neal, D. Direkte aeroakustische Vorhersage eines Axialventilators mit niedriger Geschwindigkeit. In Proceedings der 16. AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, Stockholm, Schweden, 7.–9. Juni 2010.**
9. **Fares, E. Instationäre Strömungssimulation des Ahmed-Referenzkörpers mittels Latt-Boltz-Ansatz.** Comp. Fluids **2006,** 35, **940–950.** [Querverweis]
10. **Wolfram, D.; Carolus, T. Experimentelle und numerische Untersuchung des instationären Strömungsfelds und der Tonerzeugung in einem isolierten Radialventilatorlaufrad.** J. Sound Vib. **2010,** 329, **4380–4397.** [CrossRef]
11. **Sturm, M.; Sanjosé, M.; Moreau, S.; Carolus, T. Aeroakustische Simulation eines Axialventilators einschließlich des gesamten Prüfstands unter Verwendung des Lattice-Boltzmann-Methode. In Proceedings der Fan 2015-Konferenz, Lyon, Frankreich, 15.–17. April 2015.**
12. **Towne, A.; Schmidt, OT; Colonius, T. Spektrale orthogonale Zerlegung und ihre Beziehung zur dynamischen Moduszerlegung und Resolventenanalyse.** J. Fluid Mech. **2018,** 847, **821–867.** [CrossRef]

Machine Translated by Google

Internationale Zeitschrift für
*Turbomaschinen*
*Antrieb und Leistung*

MDPI

Artikel

# Gleichmäßigkeitsindex als universeller luftgekühlter Kondensatorlüfter Leistungsmetrik

**Fredrik Marincowitz [1], Michael Owen [2,*], Jacques Muiyser [3] und Peter Holkers [3]**

[1] Solar Thermal Energy Research Group, Universität Stellenbosch, Stellenbosch 7600, Südafrika
[2] Fakultät für Maschinenbau und Mechatronik, Universität Stellenbosch, Stellenbosch 7600, Südafrika
3 Howden Netherlands, 7554 PA Hengelo, Niederlande * Korrespondenz: mikeowen@sun.ac.za

**Zusammenfassung:** Umgebungswind wirkt sich negativ auf die volumetrische Leistung mechanischer, direkt luftgekühlter Dampfkondensator- (ACC)-Ventilatoren mit Druckzug aus und erhöht die dynamische Ventilatorflügelbelastung. Die direkte Untersuchung dieser Effekte mithilfe von Messungen vor Ort oder numerischen Analysen ist kompliziert, und die meisten früheren Arbeiten konzentrierten sich auf nur einen Effekt zu Lasten des anderen. In dieser Studie wird die Gleichmäßigkeit der axialen Zuflussgeschwindigkeit des Ventilators als einzelne Kennzahl identifiziert, die das Potenzial bietet, den Betrieb von ACC-Ventilatoren unter windigen Bedingungen ganzheitlich zu qualifizieren. Ein ACC mit 3 × 6 Ventilatorzellen wurde mit CFD unter Verwendung eines auf der Blattelementtheorie basierenden Ventilatormodells modelliert, und in den Ergebnissen wurden klare Beziehungen zwischen dem Gleichmäßigkeitsindex des Ventilatorzuflusses und sowohl der volumetrischen Ventilatorleistung als auch der dynamischen Ventilatorflügelbelastung beobachtet. Dieselben Beziehungen wurden in vor Ort an einem einzelnen ACC-Ventilator gesammelten Testdaten beobachtet, wodurch die numerischen Ergebnisse bestätigt wurden. Der Gleichmäßigkeitsindex kann sowohl in numerischen als auch in experimentellen Arbeiten als Mittel zur Untersuchung sowohl der volumetrischen Ventilatorleistung als auch der dynamischen Ventilatorflügelbelastung mit weniger Rechen- und Messkomplexität verwendet werden; Darüber hinaus bietet es eine potenziell nützliche Möglichkeit, den Schweregrad der Lüfterbetriebsbedingungen zu quantifizieren und so eine zuverlässigere fallspe

**Schlüsselwörter: Axialventilatoren; luftgekühlte Kondensatoren; Windeffekte; Ventilatorleistung; dynamische Schaufelbelastung ; numerische Strömungsmechanik**

check for updates

**Zitat: Marincowitz, F.; Owen, M.; Muiyser, J.; Holkers, P. Uniformitätsindex als universeller luftgekühlter Leistungsmetrik für Kondensatorlüfter.** Int. J. Turbomach. Propuls. Power **2022, 7, 35.** **https://doi.org/10.3390/ ijtpp7040035**

**Wissenschaftlicher Redakteur: Thomas Carolus**

**Erhalten: 29. August 2022**
**Akzeptiert: 14. November 2022**
**Veröffentlicht: 1. Dezember 2022**

**Anmerkung des Herausgebers: MDPI bleibt neutral in Bezug auf Zuständigkeitsansprüche in veröffentlichten Karten und institutionelle Zugehörigkeit. iationen.**

**Copyright: © 2022 bei den Autoren. Lizenznehmer MDPI, Basel, Schweiz.**
**Dieser Artikel ist ein Open Access-Artikel, der unter den Bedingungen und Bedingungen der Creative Commons Namensnennungs-Lizenz (CC BY-NC-ND) (https:// creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).**

## 1. Einleitung

Mechanische, direkt luftgekühlte Dampfkondensatoren (ACCs) mit Zwangsbelüftung werden häufig als Kondensatortechnologie in thermischen Energiesystemen (Dampfkreisläufen) eingesetzt. ACCs verwenden große Axialventilatoren, um Umgebungsluft durch A-förmige Wärmetauscher zu pressen (Abbildung 1) und die erforderliche Wärmelast abzuweisen, um den Gegendruck der Dampfturbine bei oder nahe seinem Auslegungspunkt zu halten. Die thermische Leistung eines ACC wird sowohl direkt als auch indirekt vom Umgebungswind beeinflusst, und zwar durch: (1) eine Reduzierung der volumetrischen Leistung des Ventilators und höhere Einlasslufttemperaturen bei zunehmender Windgeschwindigkeit [1]; und (2) eine erhöhte dynamische Belastung der Ventilatorflügel der Windzugewandten Lüfter. Dynamische Flügelbelastung führt zu erhöhtem Getriebeverschleiß und beschleunigter Flügelermüdung und kann zu physischen Schäden an den Ventilatorflügeln führen [2]. In der Folge muss der ACC häufiger reparatur- und wartungsbedingt ausfallen, und die durchschnittliche thermische Leistung verschlechtert sich.

Windeffekte auf ACC-Ventilatoren werden durch eine Erhöhung der horizontalen Geschwindigkeitskomponente der Luft verursacht, die sich bei windigen Bedingungen unter der Ventilatorplattform Eine hohe Querströmung an den Lüftereinlässen verursacht Verzerrungen in der Verteilung der Einlassströmung [3]. Diese ungleichmäßige Einlassströmung wirkt sich negativ auf die Fähigkeit der Lüfter aus, ihren Nennluftvolumenstrom zu liefern [ 3], und führt zu einer Variation der aerodynamischen Belastung der Lüfterblätter, wenn diese durch das ungleichmäßige Strömungsfeld rotieren [4]. In der Literatur werden zwei Arten von querströmungsbedingten Einlassströmungsverzerrungen beschrieben: Strömungsablösung am Lüftereinlass [3,5] und außeraxiale Zuströmungen [6,7] (siehe Abbildung

Machine Translated by Google



**Hauptursache für die windbedingte Verschlechterung der volumetrischen Leistung von Ventilatoren [3] und eine erhöhte dynamische Belastung der Ventilatorflügel [8].**

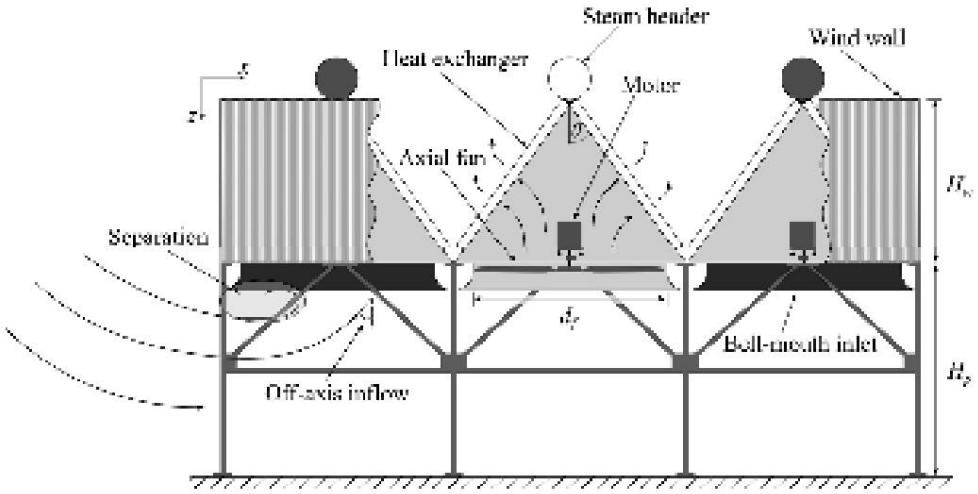



**Abbildung 1. Schematischer Aufbau eines luftgekühlten Kondensators mit Darstellung der Hauptkomponenten und Windeffekte.**

**Die Auswirkungen des Windes auf ACCs werden in erster Linie durch Großversuche an in Betrieb befindlichen ACCs (z. B. [2,9]) oder durch numerische Strömungsmechanik-Simulationen (CFD) (z. B. [10,11]) unter Messungen vor Ort liefern „wahre“ Informationen, werden jedoch durch unkontrollierbare Umgebungsvariablen, den Bedarf an spezieller Messausrüstung und die Schwierigkeit, die Windgeschwindigkeit vor Ort genau zu messen, erschwert. Bei Tests vor Ort wird die volumetrische Leistung von ACC-Ventilatoren mithilfe von Propelleranemometermessungen an verschiedenen radialen und tangentialen Stellen am Einlassgitter des Ventilators** quantifiziert **[2,9]. Diese Anemometer werden verwendet, um die Axialgeschwindigkeit an diesen festen Stellen innerhalb des Ventilatoreinlasses zu messen und anschließend den Volumenstrom oder die durchschnittliche Axialgeschwindigkeit durch den Ventilator zu berechnen. Der Standard CTI-PTG-143 [12] empfiehlt 40 Anemometermessungen (vier Quadranten mit 10 Messungen in gleichem radialen Abstand pro Quadrant) für Ventilatoren mit einem Durchmesser von mehr als 20 Fuß, wie er bei ACCs üblich ist (normalerweise ca. 36 Fuß). Dies erschwert eine kontinuierliche Messung des Luftstroms vor Ort, da hierfür eine große Menge an Messausrüstung erforderlich ist. Die dynamische Belastung eines Fanschaufelblattes kann durch Biegedehnungsmessungen genau beurteilt werden. Dazu werden üblicherweise Dehnungsmessstreifen verwendet, die in einer Vollbrückenkor Der Zugriff auf die Lüfterblätter zur Installation von Dehnungsmessstreifen erfordert einen Stillstand des Lüfters und kann die Planung von Tests vor Ort erschweren (d. h. es ist möglicherweise nicht möglich, einen Lüfter anzuhalten, wenn die Testingenieure idealerweise Zugriff auf die Blätter haben möchten).**

**Numerische Studien mit CFD vermeiden die Komplikationen von Tests vor Ort und bieten mehr Kontrolle und Flexibilität bei der Analyse. Sie erfordern jedoch vereinfachende Annahmen und sind daher einer geringeren Genauigkeit ausgesetzt. Numerische Studien konzentrieren sich tendenziell auf die volumetrische Leistung von Lüftern, da die Vorhersage der dynamischen Rotorblattbelastung mit CFD schwierig ist . Die dynamische Rotorblattbelastung kann jedoch numerisch angenähert werden. Dies geschah entweder durch die Verwendung eines auf der Rotorblattelementtheorie basierenden Lüftermodells, mit dem eine schlagweise Biegemomentverteilung berechnet** werden kann **[7,13], oder durch die Analyse der Variation des statischen Drucks innerhalb der Lüfterrotationsebene [14]. Von den beiden Methoden wurde nur die Methode der schlagweisen Biegemomentverteilung direkt anhand experimenteller Rotorblattbelastungstrends** bewertet **[15].**

**Die Literatur zu ACC-Ventilatoren und Windeffekten konzentriert sich tendenziell entweder auf die volumetrische Leistung oder die dynamische Blattbelastung, da die Bestimmung der ersteren in groß angelegten Experimenten und der letzteren in numerischen Arbeiten schwierig ist. Dass diese beiden Leistungsmetriken zusammenhängen, ist implizit, da sie beide vom gleichen Phänomen beeinflusst werden: gestörter Zufluss.**

**Laboruntersuchungen [8], die mit einem System durchgeführt wurden, das die Betriebsbedingungen von ACC-Lüftern nachahmt , haben gezeigt, dass die Gleichmäßigkeit der axialen Zustr**

Machine Translated by Google



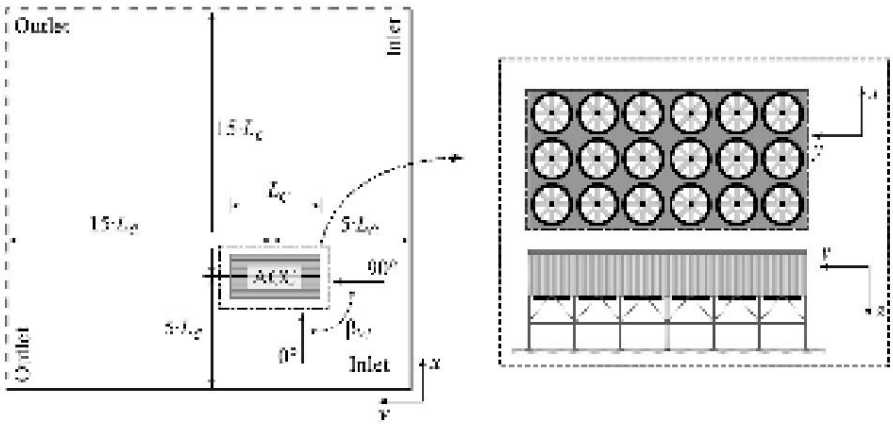
**wird verwendet, um die Stärke der dynamischen Schaufelbelastung anzuzeigen. Darüber hinaus sollte die Gleichmäßigkeit der axialen Zuflussgeschwindigkeit in einem proportionalen Verhältnis zur volumetrischen Leistung des Lüfters stehen. Bei einer gleichmäßigen Verteilung arbeitet der Lüfter wahrscheinlich nahe an den Konstruktionsbedingungen. Eine zunehmend ungleichmäßige Zuflussströmung ist ein Hinweis auf Bedingungen, die nicht den Konstruktionsbedingungen entsprechen, und würde daher typischerweise zu einer verringerten volumetrischen Leistung führen. Die Gleichmäßigkeit der axialen Geschwindigkeit am Lüftereinlass bietet daher möglicherweise eine einzige Messgröße, die experimentell oder mit CFD bestimmt werden könnte und die verwendet werden könnte, um sowohl die volumetrische Leistung des Lüfters als auch die dynan**

**Diese Studie verwendet einen CFD-basierten Ansatz, um die Beziehung zwischen der Gleichmäßigkeit des ACC-Ventilator-Zuflusses, quantifiziert durch einen Gleichmäßigkeitsindex, und der volumetrischen Ventilatorleistung sowie der dynamischen Rotorblattbelastung bei Wind zu untersuchen. Die numerischen Korrelationen wurden auch anhand von vor Ort von Dritten erhaltenen Testdaten validiert.**

## 2. Materialien und Methoden

### 2.1. Numerisches Modell

**Das numerische Modell bestand aus einem 3 × 6 Fächerzellen-ACC, der in einem großen Strömungsbereich platziert war (siehe Abbildung 2). Die Simulationen wurden in ANSYS Fluent 20 R1 unter Verwendung des stationären, einfachgenauen, druckbasierten Solvers durchgeführt. Für die Energiegleichung wurde eine Diskretisierung zweiter Ordnung verwendet , und für die Impulsgleichungen wurde eine gemischte Diskretisierung erster bis höherer Ordnung angewendet, um die Konvergenz des Fächermodells zu verbessern. Turbulenzen wurden unter Verwendung des realisierbaren k-ÿ- Modells mit Standard-Wandfunktionen (konsistent z. B. mit [16,17]) und Aufwinddiskretisierung erster Ordnung modelliert. Der Auftrieb wurde unter Verwendung der Boussinesq-Näherung berücksichtigt . Eine detaillierte Beschreibung des Modells, einschließlich Informationen zu Gittersensitivitätsanalysen , ist in [18] verfügbar.**




**(A)** **(B)**

**Abbildung 2. Berechnungsbereich für 0ÿ ÿ ÿw ÿ 90ÿ : (a) Draufsicht; (b) 3 × 6-Fächeranordnung.**

**Abbildung 2 zeigt die Lage der Domäneneinlass- und -auslassgrenzen für 0 ÿ ÿw ÿ 90ÿ ÿ ÿ sowie die Definition der Windrichtung** (ÿw), **die in diesem Dokument verwendet wird. Die Domänendimensionen basierten auf den Empfehlungen von Franke et al. [19] für computergestützte Modellierung für Windtechnikzwecke. Die längste Dimension des ACC wurde als konservative charakteristische Länge** (Lc) verwendet, **und eine Domänenhöhe (z-Richtung) von** 6Lc wurde verwendet. **Die atmosphärischen Windgrenzprofile von Richards und Hoxey [20]** für die z-Geschwindigkeitsverteilung, die turbulente kinetische Energie und die Dissipationsrate wurden verwendet, um eine horizontal homogene turbulente atmosphärische Grenzschicht bei Verwendung eines k-ÿ- **Turbulenzmodells zu simulieren . Die berücksichtigten Bereiche fü** Beachten Sie, dass der in Abbildung 2 **gezeigte Berechnungsbereich** für **ÿ90ÿ ÿ** ÿw **< 0ÿ gespiegelt wurde , so dass die relativen Positionen der Ein- und Auslaufränder für a Windrichtungen.**

**Jede Lüfterzelle bestand aus einem Axialventilator, einem A-förmigen Wärmetauscher und einem Dampfzufuhrkanal , wie in Abbildung 3 dargestellt.**

Machine Translated by Google



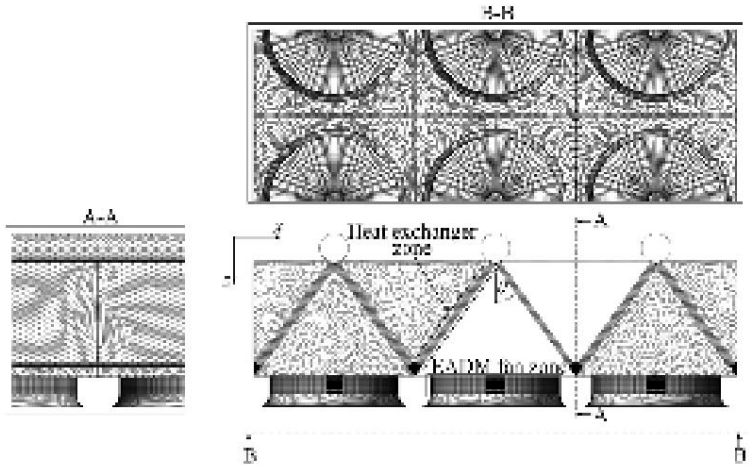



**Abbildung 3. Numerische Fächerzellenkonfiguration und -netz.**

**Die Rippenrohrwärmetauscher des ACC (siehe Tabelle 1) wurden mit porösen Medienzonen mit entsprechenden Impulssenken- und Energiequellenbegriffen zur Nachbildung der Strömungswiderstand und Wärmeübertragungsrate. Impulssenkenterme für den x-,** y- **und** z- **Impuls** Gleichungen wurden durch die Darcy-Forcheimer-Gleichung definiert, mit den viskosen und Trägheitsmomenten Verlustkoeffizienten, die aus den empirischen Druckverlustkoeffizienten abgeleitet wurden [21]. **Die Energie Der Quellterm wurde mit der e-NTU-Methode der Wärmetauscheranalyse** [22] berechnet **mit** die empirischen Wärmeübergangscharakteristiken nach [21].

**Tabelle 1. Spezifikationen des Wärmetauschers.**

| Parametername | Symbol | Wert |
|---|---|---|
| Rohrlänge | Lt | 10 m |
| Anzahl der Rohre (Reihe 1) | nt1 | 228 |
| Anzahl der Rohre (Reihe 2) | nt2 | 232 |
| Innenrohrhöhe | Ht | 0,097 m |
| Innenrohrbreite | | 0,017 m |
| Halber Scheitelwinkel | | 36ÿ |
| Wärmetauscher Stirnfläche | Gewicht ÿ ÿ Afr | 137,7 m2 |

**Der in dieser Arbeit betrachtete Axialventilator basierte auf einem handelsüblichen Industrieventilator; die Spezifikationen sind in Tabelle 2 angegeben.**

**Tabelle 2. Technische Daten des Axiallüfters.**

| Parametername | Symbol | Wert |
|---|---|---|
| Lüfterdurchmesser | df | 10.363 m |
| Nabendurchmesser | dh | 1,4 m |
| Anzahl der Klingen | Nr. | 9 |
| Drehzahl | N | 93,2 U/min |
| Auslegungsdurchfluss [1] | $\dot{V}$ | 576,54 m3/s |
| Auslegungsdruckerhöhung [1] | ÿp | 119,8 Pa |

[1] **Bei einer Bezugsluftdichte von** ÿa **= 1,22 kg/m3 .**

**ÿ** **ÿ**

**Die Lüfter wurden mit dem Extended Actuator Disk Fan Model (EADM) modelliert – siehe [23] für eine vollständige Beschreibung), ähnlich wie [16,17]. Die EADM ist eine Adaption der Das auf der Schaufelelementtheorie basierende Aktuatorscheibenmodell [4] wurde in einer strukturierten Gitterbereich mit Einzelelementdicke und** nr **= 20 radial und** *nÿ* **= 120 tangential Unterteilungen, die den Rotor des Fans darstellen (siehe Abbildung 3, Ebene B–B). Jede Rotorregionszelle wurde approximiert als zweidimensionales Tragflächenprofil (Blattelement) mit Auftrieb** (ÿL) **und Widerstand** (ÿD)

Machine Translated by Google



**Kräfte, die von der relativen Geschwindigkeit** (wm) **und den Auftriebs-** (CL) **und** Widerstandskoeffizienten (CD) **des Tragflächenprofils des Blattelements abhängen. Die relative Geschwindigkeit wurde aus dem eingehenden Geschwindigkeitsvektor** (vm) **und der mit der Lüfterdrehzahl verknüpften Tangentialgeschwindigkeit** (ÿr) berechnet . **Die Auftriebs- und** Widerstandskräfte wurden in die Impulsgleichungen des Lösers als axiale (Gleichung (1)) **und tangentiale (Gleichung (2)) Quellterme eingeführt :**

$$Sz = \frac{\ddot{y}\ddot{y}\, fz}{\ddot{y}V} = \frac{1}{2}\,\ddot{y}\, w_M^2\, \frac{\ddot{y}}{T}\,(CL\cos\ddot{y}m + CD\sin\ddot{y}m), \quad \text{(1)}$$

$$S\ddot{y} = \frac{\ddot{y}\, f\ddot{y}}{\ddot{y}V} = \frac{1}{2}\,\ddot{y}\, w_M^2\, \frac{\ddot{y}}{T}\,(CL\sin\ddot{y}m + CD\cos\ddot{y}m), \quad \text{(2)}$$

**wobei** ÿm **der relative Geschwindigkeitswinkel war, wie in Abbildung 4 dargestellt,** t **die Rotorzonendicke und** ÿ **die Blattfestigkeit. Abbildung 4 zeigt die Geschwindigkeitsvektoren und Kraftrichtungen für ein einzelnes Blattelement:**

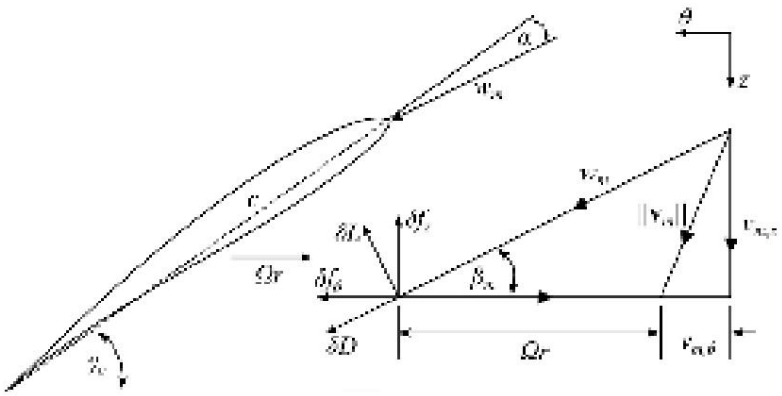


**Abbildung 4. EADM-Vektordiagramm.**

2.2. Numerische Bewertungsmetriken

**Ein Gleichmäßigkeitsindex von 1 steht für eine vollkommen gleichmäßige Strömung. Die Variation der Axialgeschwindigkeit innerhalb des Fanrotorbereichs wurde mit dem Gleichmäßigkeitsindex** *(ÿi )* ÿ quantifiziert , **der in Gleichung (3) definiert ist [24]:**

$$\ddot{y}\,\ddot{y}i = \ddot{y}\left(1 - \frac{\ddot{y}_{k=1}^{Nr}\ddot{y}\ddot{y}_{j=1}^{n\ddot{y}} vz,kj\ddot{y}\left|vAz - \overline{vAz}\right|Az,kj}{2\left|\overline{vAz}\right|\ddot{y}\ddot{y}_{k=1}^{Nr}\ddot{y}_{j=1}^{n\ddot{y}} Az,kj}\right), \quad \text{(3)}$$

**wobei** vz,kj **die Axialgeschwindigkeit im Element** (k,j) **des Rotorbereichs des Fans ist,** Az,kj **die entsprechende Oberfläche senkrecht zur Axialrichtung ist und** vAz **die flächengewichtete durchschnittliche Axialgeschwindigkeit ist, die durch Gleichung (4) gegeben ist:** ÿ ÿ *nÿ* ÿ

$$\overline{vAz} = \frac{\ddot{y}_{k=1}^{Nr}\ddot{y}_{j=1}^{n\ddot{y}} vz,kjAz,kj}{\ddot{y}_{k=1}^{Nr}\ddot{y}_{j=1}^{n\ddot{y}} Az,kj}, \quad \text{(4)}$$

**Die volumetrische Leistung jedes einzelnen Lüfters wurde mithilfe der volumetrischen Effektivitätsmetrik** *(ÿi )* **quantifiziert, wie in Gleichung (5) dargestellt:**

$$\ddot{y}i = \frac{\overline{vAz,i}}{\overline{vAz,id}}, \quad \text{(5)}$$

**wobei** vAz,i **die flächengewichtete durchschnittliche Axialgeschwindigkeit durch den Fächer** (i) **und vAz,id** die **„ideale“ flächengewichtete durchschnittliche Axialgeschwindigkeit durch den Fächer mit der gleichmäßigsten Axialgeschwindigkeit (höchster Gleichmäßigkeitsindex) innerhalb des Datensatzes war .**

Machine Translated by Google



Die Biegemomentverteilung (Mz,ÿ ) wurde zur Bewertung der Belastung der Fanschaufeln verwendet [7,13]. Diese Verteilung wurde unter Verwendung der differentiellen Axialkräfte (ÿfZ,kj, siehe Gleichung (1)) berechnet, die auf jedes der Rotorbereichselemente ausgeübt werden, wie in Gleichung

$$\mathbf{mz,j} = \ddot{y} \sum_{k=1}^{Nr} \ddot{y}\, \mathbf{fz,kj}\, rkj\, \ddot{\mathbf{y}}\, rh\, \mathbf{für}\, j = \mathbf{1, \ldots,}\, n\ddot{y}\,, \quad \mathbf{(6)}$$

wobei mz,j der j- te Eintrag des Mz,ÿ- Arrays, rkj der Radius zum Mittelpunkt des Elements (k,j) maxM und rh der Radius der Fächernabe war.

Als Indikator für die Stärke der dynamischen Blattbelastung wurde das maximale Biegemoment (Mp) (Gleichung (7)) verwendet. Venter [15] kam zu dem Schluss, dass dieses Maß die beste Korrelation mit experimentellen dynamischen Blattbelastungstrends bietet :

$$Mp = \mathbf{max}(|\mathbf{Mz,\ddot{y}}|), \quad \mathbf{(7)}$$

Dieses maximale Biegemoment wurde normalisiert mit dem maximalen Biegemoment bei der „idealer“ möglichst gleichmäßiger Einlassluftstromzustand ($\overline{Mp}$,id bei vAz,id), gemäß Gleichung (8):

$$\ddot{y}i = \frac{\mathbf{Mp,i}}{\text{MP, ich würde}}, \quad \mathbf{(8)}$$

2.3. Experimentelle Messungen und Bewertungsmetriken ÿ ÿ ÿ

Experimentelle Daten, die während der in [2] beschriebenen Tests gesammelt wurden, wurden zur Validierung der CFD-Ergebnisse in dieser Studie verwendet . Die in [2] durchgeführten Vor-Ort-Tests fanden in einem Kraftwerk statt , das einen 3 × 6-Zellen-ACC (Abbildung 5) mit einer Lüfterplattformhöhe von Hp/df = 1,353 verwendete, und im numerischen Modell wurde der gleiche Axialventilator verwendet. Hierin werden die Daten zur Axialströmung und Rotorblattbelastung eines einzelnen Lüfters über einen Zeitraum von drei Tagen verwendet. Die Windrichtung in diesem Zeitraum war überwiegend südwestlich bis nor

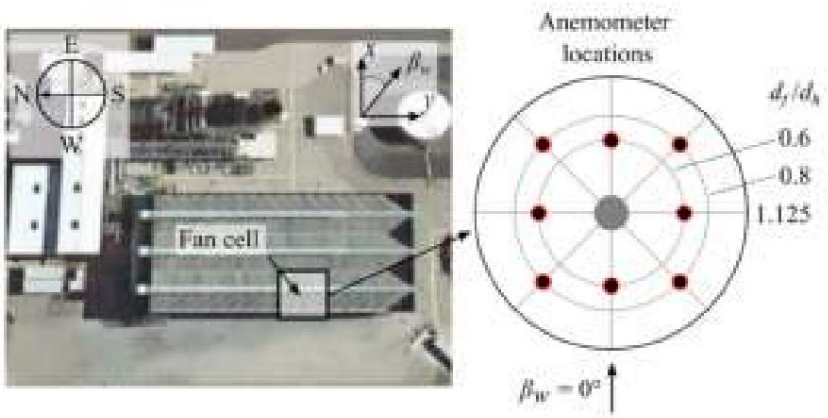



**Abbildung 5. ACC-Layout und Anemometerstandorte (adaptiert aus [2]).**

Die Positionen des Ventilators und des Anemometers am Ventilatoreinlassgitter sind in Abbildung 5 dargestellt. *Die ÿ-* Belastung der Flügel wurde mithilfe von Lastmesszellen gemessen, die an den Haltebolzen von sechs der neun Ventilatorflügel angebracht waren. Hier werden Daten einer einzelnen Lastmesszelle berücksichtigt. Die Rohdaten (Anemometer und Lastmesszelle) wurden zu Durchschnitts- und Standardabweichungswerten verarbeitet, die über dreiminütige Intervallsegmente berechnet wurden.

Der experimentelle Gleichmäßigkeitsindex (ÿex) wurde mithilfe der durchschnittlichen Axialgeschwindigkeit ( $\overline{vz}$) der acht Anemometermessungen (na = 8) und nicht mithilfe des flächengewichteten Durchsch Daher wurde Gleichung (3) angepasst, um Gleichung (9) zu ergeben:

$$\ddot{y}ex = \mathbf{1}\, \ddot{\mathbf{y}}\, \frac{\ddot{y}_{j=1}^{n/A}\, \mathbf{vz,j}\, \ddot{\mathbf{y}}\, \overline{vz}/na}{2\overline{vz}}, \quad \mathbf{(9)}$$

Machine Translated by Google



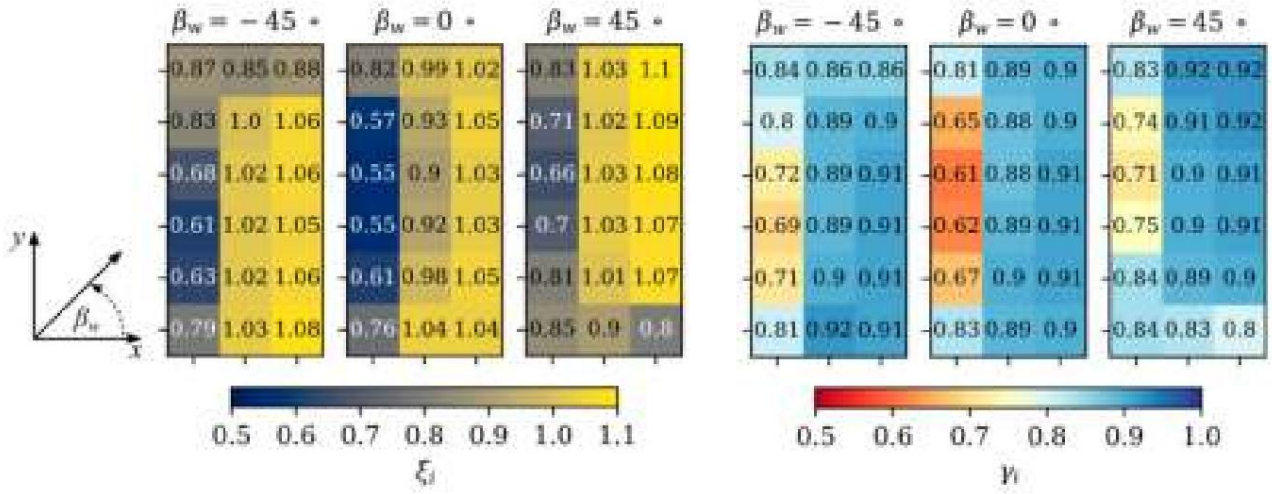
Die volumetrische Leistung des Ventilators wird **anhand des Durchschnitts der acht Anemometermessungen als volumetrische Effektivität** (ÿex, ***ÿ*** Gleichung (5)) dargestellt. Die experimentelle **dynamische Flügelbelastung wurde unter Verwendung von Gleichung (8)** als normalisierte Spi **Die Spitzenlast** (Lp) **wurde aus der Standardabweichung der Wägezellenmessung über das Drei-Minuten-Intervall** *(Lÿ)* **unter Verwendung von Gleichung (10) bestimmt, die auf der Annahme basierte, dass das Signal rein sinusförmig sei:**

$$Lp = L\ddot{y}\,\ddot{y}\,2, \qquad (10)$$

**3. Ergebnisse**

3.1. Der Einfluss des Gleichmäßigkeitsindex auf die Lüfterleistung und die dynamische Schaufelbelastung

**Abbildung 6 zeigt die numerisch vorhergesagte volumetrische Effektivität** *ÿ (ÿi ,* **Gleichung (5)) und den Gleichmäßigkeitsindex** *(ÿi ,* **Gleichung (3)) der einzelnen Fächerzellen für den 3 × 6-Zellen-ACC bei einer Windgeschwindigkeit von** vw **= 7 m/s.**




**(A)** **(B)**

**Abbildung 6. Numerisch vorhergesagte einzelne Fächerzelle: (a) volumetrische Wirksamkeit; (b) Gleichmäßigkeitsindex bei wechselnder Windrichtung** (vw **= 7 m/s).**

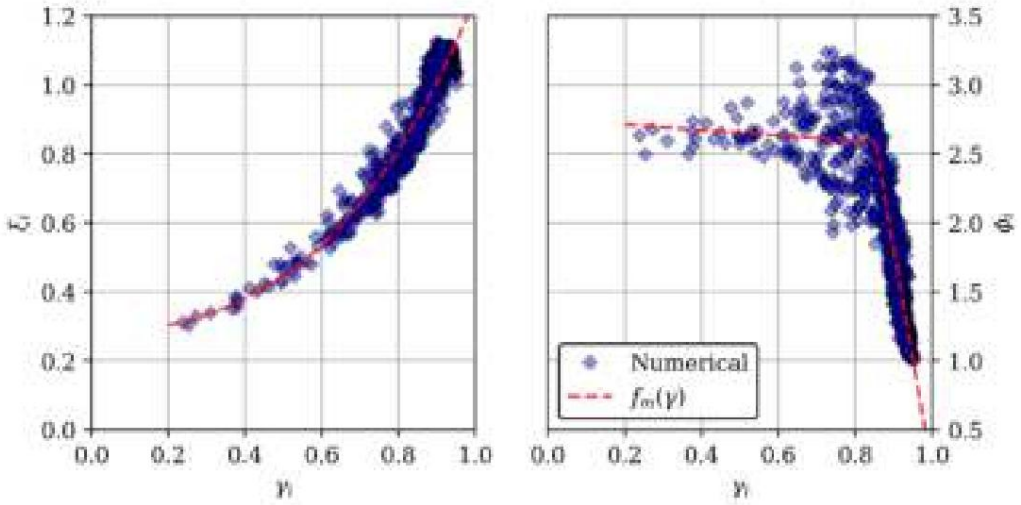
**Abbildung 6 zeigt ähnliche Trends sowohl beim volumetrischen Wirkungsgrad** *ÿ (ÿi )* **als auch beim Gleichmäßigkeitsindex** *(ÿi ).* **Dies ist zu erwarten, da der Ventilator bei einem Gleichmäßigkeitsindex nahe eins wahrscheinlich nahe den Auslegungsbedingungen oder „idealen" Bedingungen arbeitet und somit** ÿi **ÿ 1 ist. Ein sinkender Gleichmäßigkeitsindex bedeutet, dass der Ventilator verzerrten Einlassbedingungen ausgesetzt ist, die sich bekanntermaßen negativ auf den Volumenstrom durch den Ventilator auswirken** *(ÿi* **< 1). Interessant ist, dass** die **Ergebnisse für ÿw = ÿ45ÿ und ÿw = 45ÿ nicht einfach gespiegelt sind . Diese „ Asymmetrie** " ist **auf die Tatsache zurückzuführen, dass sich alle Ventilatoren in die gleiche Richtung drehten (im Uhrzeigersinn in Abbildung 6). Infolgedessen unterschieden sich die relativen Geschwindigkeiten der Ventilatorblätter je nach Windrichtung, was zu Unterschieden bei der Ventilatorleistung und der Blattbelastung f**

**In Abbildung 7 sind die volumetrische Effektivität der einzelnen Ventilatorzellen und das normalisierte Spitzenbiegemoment** *( ÿi ,* **Gleichung (8)) gegenüber dem Gleichmäßigkeitsindex aufgetragen. Die Abbildung zeigt die Ergebnisse für alle 18 Ventilatorzellen über den gesamten Bereich simulierter Windgeschwindigkeiten (1 ÿ** vw **ÿ 11 m/s) ÿ ÿ** *ÿ* **ÿ und Richtungen (ÿ90ÿ ÿ** ÿw **ÿ 90ÿ ). Insgesamt sind 972 Ventilatorzellen-Betriebspunkte in** *ÿ* enthalten. **Abbildung 7. Außerdem werden die mittleren Trendlinien durch die Daten** (fm(ÿ)) **angezeigt.**

**Abbildung 7 zeigt klare Beziehungen zwischen dem Fan-Gleichmäßigkeitsindex und beiden interessierenden Metriken. Für die volumetrische Wirksamkeit ist ein gleichmäßiger, exponentieller Trend erkennbar. Das normalisierte Spitzenbiegemoment nahm mit abnehmendem** ÿi schnell zu **und erreichte ein Maximum bei** ÿi **ÿ 0,85. Danach (d. h. bei weiter abnehmender Gleichmäßigkeit) nahm der Einfluss von** ÿi **ab und erreichte schließlich ein Plateau. Das Plateau war wahrscheinlich darauf zurückzuführen, dass die Geschwindigkeitsvektoren am Fan-Einlass (insbesondere die Axialgeschwindigkeit) in der windaufwärts gelegenen Hälfte der Rotationsebene des Fans Bedingungen erreichten, die zu einem Belastungsszenario führten, d**

Machine Translated by Google

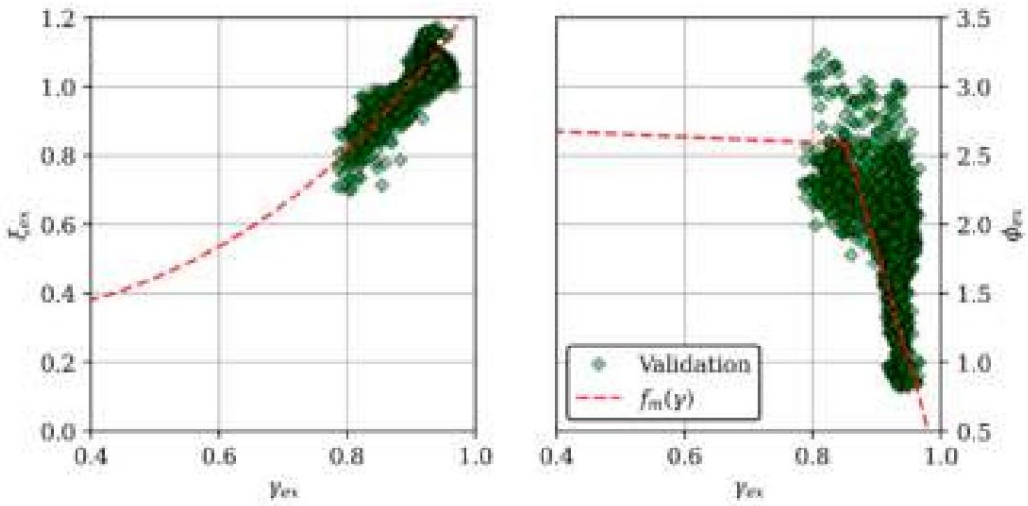





**(A)** **(B)**

**Abbildung 7. Die Auswirkung des individuellen Gleichmäßigkeitsindex *(ÿi )* der Fächerzellen auf: (a) die volumetrische Wirksamkeit; (b) normalisiertes maximales Biegemoment.**

**Abbildung 8 zeigt die entsprechenden experimentellen Daten sowie die Trendlinien** (fm(ÿ)) **aus Abbildung 7. Es ist klar, dass die numerischen und experimentellen Daten eng übereinstimmen, und Die numerischen Ergebnisse gelten daher als gültig.**




**(A)** **(B)**

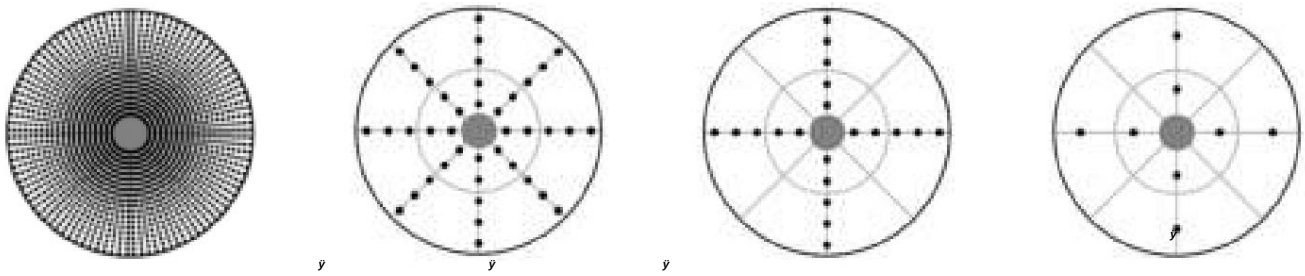
**Abbildung 8. Experimentell gemessene Auswirkung des Gleichmäßigkeitsindex auf (a) den volumetrischen Wirkungsgrad; (b) die normalisierte Spitzenblattbelastung.**

3.2. Empfindlichkeit des Uniformitätsindex gegenüber der Probenauflösung

**Der experimentelle Gleichmäßigkeitsindex wird anhand der gemessenen Axialgeschwindigkeiten berechnet an diskreten Punkten innerhalb eines Polarkoordinatenrasters. Eine Änderung der Abtastauflösung kann und somit den Wert des Uniformitätsindex für ein gegebenes Szenario beeinflussen. Diese Sensitivität wurde untersucht durch Abtasten der simulierten Axialgeschwindigkeitsverteilung am Lüftereinlass (ursprünglich** (nr **= 20) ×** (nÿ **= 120) = 2400 Datenpunkte) unter Verwendung einer gröberen Auflösung und Neuberechnung der **Uniformitätsindex (Gleichung (3)) aus den abgetasteten numerischen Ergebnissen. Der Probenort zur gröberen Berechnung des Gleichmäßigkeitsindex innerhalb des Lüfterrotors ist in Abbildung 9 dargestellt. Abbildung 9c zeigt die minimale Messauflösung des CTI-PTG-143-Standards [12]:**

Machine Translated by Google

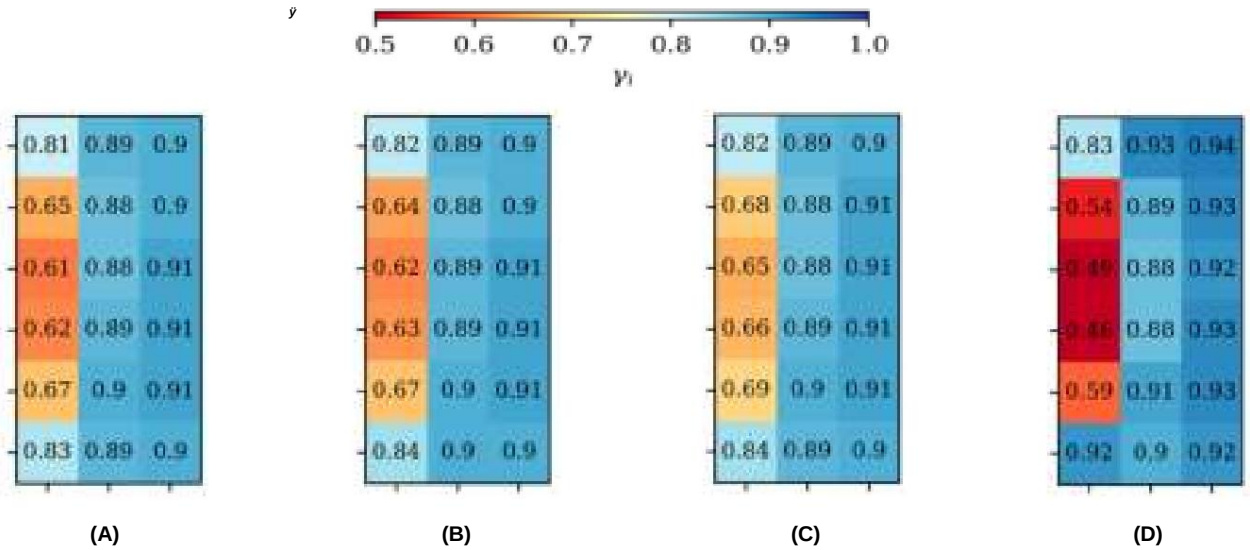




**(A)** **(B)** **(C)** **(D)**

**Abbildung 9. Abtastauflösung zur Berechnung des Uniformitätsindex: (a)** nr **= 20,** *nÿ* **= 120; (b)** nr **= 5,** *nÿ* **= 8; (c)** nr **= 5,** *nÿ* **= 4; (d)** nr **= 2,** *nÿ* **= 4.**

**Die Ergebnisse des Einheitlichkeitsindex sind in Abbildung 10 für eine Windgeschwindigkeit von** dargestellt vw **= 7 m/s mit** ÿw **= 0ÿ . Der Effekt der Abtastauflösung wird deutlich signifikant bei niedrige Auflösungen (z. B. Abbildung 10c,d). Die von der CTI empfohlene Mindestauflösung (Abbildung 9c) scheint in diesem Fall relativ robust zu sein, da der Wind auf einen der Probenahmerichtungen. Es ist zu erwarten, dass eine solche Probenahmekonfiguration mit weniger tangentiale Teilungen können einen größeren Einfluss auf die Genauigkeit des Uniformitätsindex haben für nicht ausgerichtete Windrichtungen (zÿB.** ÿw **= 45ÿ ).**




**(A)** **(B)** **(C)** **(D)**

**Abbildung 10. Der Einfluss der Abtastauflösung auf den Uniformitätsindex: (a)** nr **= 20,** *nÿ* **= 120; (b)** nr **= 5,** *nÿ* **= 8; (c)** nr **= 5,** *nÿ* **= 4; (d)** nr **= 2,** *nÿ* **= 4** (vw **= 7 m/s;** ÿw **= 0ÿ ).**

**Aufgrund unserer Ergebnisse empfehlen wir vorläufig eine Stichprobenauflösung von** n **= 5 und** *nÿ* **= 8, um den Gleichmäßigkeitsindex in ACCs aus Vor-Ort-Daten genau zu bestimmen Messungen; es sind jedoch weitere Untersuchungen erforderlich, um die Auswirkungen einer größere Vielfalt an Windbedingungen.**

## 4. Diskussion

**Umgebungswind wirkt sich negativ auf die volumetrische Leistung des ACC-Lüfters aus und erhöht dynamische Belastung der Lüfterschaufeln. Die direkte Untersuchung dieser Effekte durch Messungen vor Ort oder die numerische Analyse ist kompliziert, und die meisten bisherigen Arbeiten konzentrierten sich nur auf eine Effekt auf Kosten des anderen. Die Gleichmäßigkeit der axialen Geschwindigkeit des Einströmens des Lüfters wurde als Bietet das Potenzial, den ACC-Lüfterbetrieb unter windigen Bedingungen ganzheitlich zu qualifizieren.**
**Die Gleichmäßigkeit des Lüfterzuflusses wurde daher für verschiedene Windverhältnisse mit CFD untersucht. mit Validierung anhand von Vor-Ort-Messungen für einen bestimmten ACC.**

Machine Translated by Google



**Die Ergebnisse weisen auf klare Beziehungen zwischen dem Zuflussgleichmäßigkeitsindex (ÿ – Gleichung (3)) und sowohl der volumetrischen Leistungsfähigkeit des Ventilators als auch der dynamischen Blattbelastung hin (siehe Abbildung 7). Der Zuflussgleichmäßigkeitsindex (ÿ) kann daher als einzelnes Maß verwendet werden, um die Schwere sowohl der Verringerung der volumetrischen Leistung des Ventilators als auch der Zunahme der dynamischen Blattbelastung bei Wind abzuschätzen. Die gleiche proportionale Beziehung wurde sowohl bei den numerischen als auch den experimentellen Daten beobachtet, was nahelegt, dass der Gleichmäßigkeitsindex sowohl bei numerischen als auch bei experimentellen Arbeiten verwendet werden kann, um eine qualitative Untersuchung der Windeffekte (und ihrer Abschwächung) zu ermöglichen.**

**Der potenzielle Nutzen des Gleichmäßigkeitsindex bei numerischen Simulationen liegt darin, dass der Zustand der dynamischen Belastung der Lüfterblätter ohne zusätzliche Datenverarbeitung oder die Notwendigkeit von Lüftermodellen auf Grundlage der Blattelementtheorie abgeleitet werden kann. Bei kontinuierlichen experimentellen Messungen vor Ort kann der Gleichmäßigkeitsindex die volumetrische Leistung und die dynamische Blattbelastung einer Lüfterzelle anzeigen, wobei deutlich weniger Messgeräte erforderlich sind (weniger als 40 Anemometer und keine Dehnungsmessstreifen, Brückenverstärker und drahtlose Sende Darüber hinaus kann der Gleichmäßigkeitsindex (erstellt mithilfe vereinfachter CFD-Modelle) verwendet werden, um den potenziellen Schweregrad der zu erwartenden Betriebsbedingungen bei der Installation eines Axialventilators anzugeben und um Anbieter und Kunden bei der Entwicklung und Auswahl zuverlässigerer Ventilatoren (sowohl hinsichtlich der Leistung als auch der strukturellen Integrität) zu unterstützen.**

**Beiträge der Autoren: Konzeptualisierung, MO und JM; Methodik, FM; Software, FM; Validierung, FM, MO und JM; formale Analyse, FM; Untersuchung, PH; Ressourcen, MO und JM; Datenkuratierung, FM und PH; Schreiben – Vorbereitung des Originalentwurfs, FM; Schreiben – Überprüfung und Bearbeitung, MO und JM; Visualisierung, FM; Überwachung, MO und JM; Projektverwaltung, MO; Mittelbeschaffung, MO und JM. Alle Autoren haben die veröffentlichte Version des Manuskripts gelesen und stimmen ihr zu .**

**Finanzierung: Diese Forschung erhielt finanzielle Unterstützung von der Solar Thermal Energy Research Group, Stellenbosch University, Stellenbosch 7600, Südafrika.**

**Erklärung des Institutional Review Board: Nicht zutreffend.**

**Einverständniserklärung: Nicht zutreffend.**

**Datenverfügbarkeitserklärung: Numerische Daten sind auf Anfrage beim entsprechenden Autor erhältlich. Die Rohdaten des Experiments wurden von Dritten bereitgestellt und unterliegen dem Zugriff Dritter.**

**Danksagungen: Die Autoren danken dem Centre for High-Performance Computing (CHPC), Südafrika, für die bereitgestellten Rechenressourcen.**

**Interessenkonflikte: Die Autoren erklären, dass keine Interessenkonflikte vorliegen.**

## Verweise

1. **Maulbetsch, J.; DiFilippo, M.** Einfluss von Windgeschwindigkeit und -richtung auf die Leistung luftgekühlter Kondensatoren; **California Energy Auftrag: Sacramento, CA, USA, 2008; Veröffentlichungsnummer CEC-5002013-065-APB.**
2. **Maulbetsch, J.; DiFilippo, M.** Der Einsatz von Windbarrieren zur Milderung der Auswirkungen von Wind auf luftgekühlte Kondensatoren; **California Energy Commission: Sacramento, CA, USA, 2016; Publikationsnummer: CEC-500-2016-047.**
3. **Bredell, JR; Kröger, DG; Thiart, GD Numerische Untersuchung der Lüfterleistung in einem luftgekühlten Dampfkondensator mit Druckzug** Appl. Therm. Eng. **2006,** 26, **846–852. [CrossRef]**
4. **Thiart, GD; Von Backström, TW Numerische Simulation des Strömungsfeldes in der Nähe eines Axialventilators, der unter verzerrten Zuflussbedingungen betrieben wird .** J. Wind Eng. Ind. Aerodyn. **1993,** 45, **189–214. [CrossRef]**
5. **Meyer, CJ Numerische Untersuchung der Auswirkungen von Einlassströmungsverzerrungen auf die Leistung von luftgekühlten Wärmetauschern mit Druckzug.** Appl. Therm. Eng. **2005,** 25, **1634–1649. [CrossRef]**
6. **Stinnes, WH; Von Backström, TW Einfluss von Querströmung auf die Leistung von luftgekühlten Wärmetauscherlüftern.** Appl. Therm. Eng. **2002,** 22, **1403–1415. [CrossRef]**
7. **Hotchkiss, PJ; Meyer, CJ; Von Backström, TW Numerische Untersuchung der Auswirkung von Querströmung auf die Leistung von Axialkolbenmaschinen Strömungsventilatoren in luftgekühlten Wärmetauschern mit Druckzug.** Appl. Therm. Eng. **2006,** 26, **200–208. [CrossRef]**
8. **Marincowitz, FS Experimentelle Untersuchung der Auswirkungen von Windschutzscheiben auf die Leistung luftgekühlter Kondensatorlüfter und Dynamische Rotorblattbelastung. Masterarbeit, Universität Stellenbosch, Stellenbosch, Südafrika, 2019.**
9. **Muiyser, J.; Els, DNJ; Van der Spuy, SJ; Zapke, A. Messung des Luftstroms und der Schaufelbelastung in einem Großkühlsystem Lüfter.** JS Afr. Inst. Mech. Ing. **2014,** 30, **30–38.**

Machine Translated by Google




10. **Yang, LJ; Du, XZ; Yang, YP Einfluss des Windes auf die Thermoströmungsleistung und deren Abklingeigenschaften bei luftgekühlten Kondensatoren in einem Kraftwerk.** Int. J. Therm. Sci. **2012,** 53, **175–187.** [CrossRef]
11. **Marincowitz, FS; Owen, MTF; Muiyser, J. Der Einfluss von Windschutzscheiben und Gehwegen auf die Leistung luftgekühlter Kondensatoren und Dynamische Belastung von Fanschaufeln.** J. Eng. Gas Turbines Power **2021,** 143, **101019.** [CrossRef]
12. **Cooling Tower Institute.** CTI-Standard PTG-143: Empfohlene Vorgehensweise für die Luftstromprüfung von Kühltürmen; **Cooling Tower Institute: Houston, TX, USA, 1994.**
13. **Bredell, JR; Kröger, DG; Thiart, GD Numerische Untersuchung der aerodynamischen Schaufelbelastung bei großen Axialventilatoren im unter verzerrten Zuflussbedingungen.** JS Afr. Inst. Mech. Eng. **2006,** 22, **12.**
14. **Bianchini, C.; Mirsky, G.; Frumkin, M. Windschutzscheibeneffekt auf Leistung und Struktur, vorher und nachher, und Vergleich mit CFD. In Proceedings of the ACC User Group, Colorado Springs, CO, USA, 8.–11. Oktober 2018.**
15. **Venter, AJ Numerische Analyse der Auswirkungen von Windschutzscheiben auf die Leistung und Schaufelbelastung luftgekühlter Kondensatorlüfter. Master Dissertation, Universität Stellenbosch, Stellenbosch, Südafrika, 2020.**
16. **Engelbrecht, RA; Meyer, CJ; Van der Spuy, SJ Modellierungsstrategie für die Analyse von luftgekühlten Kondensatoren mit Zwangszug unter Verwendung von Rotationslüftermodellen.** J. Therm. Sci. Eng. Appl. **2019,** 11, **051011.** [CrossRef]
17. **Venter, AJ; Owen, MTF; Muiyser, J. Eine numerische Analyse der Auswirkungen einer Windschutzscheibe auf die Leistung eines luftgekühlten Kondensatorlüfters.** App Therm. Eng. **2021,** 186, **116416.** [CrossRef]
18. **Marincowitz, FS Optimierung eines windbeständigen luftgekühlten Kondensators für den modernen Energiesektor. Dissertation, Universität Stellenbosch, Stellenbosch, Südafrika, 2021.**
19. **Franke, J.; Hirsch, C.; Jensen, G.; Krüs, GW; Miles, SD; Schatzmann, M.; Westbury, PS; Wisse, JA; Wright, N. Empfehlungen zur Verwendung von CFD in der Windtechnik. In Proceedings der International Conference on Urban Wind Engineering and Buildings Aerodynamics, Sint-Genesius-Rode, Belgien, 5.–7. Mai 2004.**
20. **Richards, PJ; Hoxey, RP Geeignete Randbedingungen für rechnergestützte Windtechnikmodelle unter Verwendung der k-ÿ- Turbulenz Modell.** J. Wind Eng. Ind. Aerodyn. **1993,** 46–47, **145–153.** [CrossRef]
21. **Kröger, DG** Luftgekühlte Wärmetauscher und Kühltürme: Bewertung und Design der Wärmeflussleistung; **PennWell Corporation: Tulsa, OK, USA, 2004.**
22. **Kays, WM; London, AL** Compact Heat Exchangers, **3. Auflage; McGraw-Hill: New York, NY, USA, 1984.**
23. **Van der Spuy, SJ; Von Backström, TW Eine Bewertung vereinfachter CFD-Modelle, die auf Perimeterventilatoren in luftgekühlten Dampfkraftwerken angewendet werden. Kondensatoren.** Proc. Inst. Mech. Eng. Teil A J. Power Energy **2015,** 229, **948–967.** [CrossRef]
24. **ANSYS Inc.** ANSYS Fluent Theory Guide; **Version 15.0; ANSYS Inc.: Canonsburg, PA, USA, 2013.**

Machine Translated by Google

Internationale Zeitschrift für
*Turbomaschinen*
*Antrieb und Leistung*

MDPI

Artikel

# Bewertung der verschleißfesten Plattenleistung auf Verschiedene Positionen im Fließweg eines großen Hochleistungs-Radialventilator

**Nicola Aldi [1], Nicola Casari [1], Michele Pinelli [1,*], Alessio Suman [1], Alessandro Vulpio [1], Ottavio Mantovani [2] und Paolo Saccenti [2]**

[1] Fakultät für Ingenieurwissenschaften, Universität Ferrara, Via Giuseppe Saragat 1, 44122 Ferrara, FE, Italien
[2] Boldrocchi Group, Via Trento e Trieste, 93, 20853 Biassono, MB, Italien
* Korrespondenz: michele.pinelli@unife.it

**Zusammenfassung: In industriellen Anwendungen wie Chemieanlagen, Zementfabriken und Glasherstellern werden häufig große Radialventilatoren für die staubbeladene Strömungsverarbeitung verwendet. In vielen Fällen ist die Verunreinigung auf feste Partikel zurückzuführen, die für Fouling und Erosion verantwortlich sind. Erosion führt zu einer Verringerung des mechanischen Widerstands und gleichzeitig zu einer Veränderung der Geometrie und der Oberflächeneigenschaften des internen Strömungswegs. Der Prozess funktioniert entsprechend den Eigenschaften der erodierenden Partikel, wie z. B. Größe und Härte, die mit den mechanischen Eigenschaften des Substrats, wie Härte und Rauheitsgrad, gekoppelt werden müssen . Darüber hinaus hängt die Intensität der Erosion von den dynamischen Eigenschaften der Partikel ab, insbesondere von Geschwindigkeit und Aufprallwinkel. Aus diesen Gründen sind erosionsbedingte Probleme schwer vorherzusagen und zu reduzieren. In einem Versuch, die strukturelle Integrität der Innenwände zu bewahren, werden verschleißfeste Platten dort angebracht, wo die auftreffenden Verunreinigungen schädlicher sein sollen. In der vorliegenden Arbeit wird ein kombinierter experimenteller und numerischer Ansatz vorgeschlagen, um die richtige Anordnung von verschleißfesten Platten über dem Strömungsweg eines großen Radialventilators zu bewerten. Die Ergebnisse zeigen, wie verschiedene Bereiche (rotierende und stationäre Wände) unterschiedlichem Aufprallverhalten ausgesetzt sind, und zeigen, dass die Gestaltung der Position der verschleißfesten Platte nicht einfach ist. Es werden Vorschläge zur Reduzierung der Erosionsintensität vorgelegt,**

**Schlüsselwörter: großer Radialventilator; Erosion; verschleißfeste Platte; staubbeladener Fluss**

check for updates

**Zitat: Aldi, N.; Casari, N.; Pinelli, M.; Suman, A.; Vulpio, A.; Mantovani, O.; Saccenti, P. Bewertung der Verschleißfestigkeit Plattenleistung auf verschiedenen Standorte über dem Fließweg eines Großer Hochleistungs-Radialventilator.** Int. J. Turbomach. Propuls. Power **2022, 7, 32. https://doi.org/10.3390/ ijtpp7040032**

**Wissenschaftlicher Redakteur: Thomas Carolus**

**Erhalten: 5. September 2022**
**Akzeptiert: 14. November 2022**
**Veröffentlicht: 17. November 2022**

**Anmerkung des Herausgebers: MDPI bleibt neutral in Bezug auf Zuständigkeitsansprüche in veröffentlichten Karten und institutionelle Zugehörigkeit. iationen.**

**Copyright: © 2022 bei den Autoren. Lizenznehmer MDPI, Basel, Schweiz.**
**Dieser Artikel ist ein Open Access-Artikel, der unter den Bedingungen und Bedingungen der Creative Commons Namensnennungs-Lizenz (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/ ).**

## 1. Einleitung

**Hochleistungs-Radialventilatoren werden in der Prozessindustrie zur Zement-, Stahl- und Stromerzeugung eingesetzt. Zu diesen Maschinen gehören Absauganlagen, die für verschiedene Zwecke verwendet werden: In der Metallurgie werden sie zur Agglomeration verwendet, wobei Staub aus dem Agglomerationsprozess durch sie hindurchströmt, oder in Heiz- und Kraftwerken, wo Aschepartikel im Gasstrom suspendiert werden. Normalerweise werden diese Maschinen maßgeschneidert, um die Anforderungen des Kunden hinsichtlich Massenstrom und Druck, Platzbeschränkungen, strukturellen Anforderungen usw. zu erfüllen. Die meisten großen Radialventilatoren haben derzeit einen Laufraddurchmesser von 3 m bis 4 m, eine Leistung von bis zu 4 MW ur**

**Die Wechselwirkung der Partikel mit stationären und rotierenden Maschinenkomponenten kann zu Verschmutzung oder Erosion führen. Das erste Phänomen bezieht sich auf die Anhaftung von Partikeln an den Oberflächen, während das zweite die fortschreitende Entfernung von Material aus bestimmten Bereichen der Maschinen betrifft. Das erste Problem kann durch die Reinigung der Maschine mit speziell dafür vorgesehenen Geräten überwunden werden. Das zweite hingegen ist ein unüberwindbares Problem, und Überholungsarbeiten sind zwingend erforderlich, um die Leistung der Maschine wiederherzustellen. Schließlich konzentrieren wir uns auf das Erosionsphänomen: Da die Gasgeschwindigkeit sehr hohe Werte erreich**

Machine Translated by Google



verfügen über eine hohe kinetische Energie, die zum Materialabtrag an den stoßbedingten Teilen beiträgt .

Darüber hinaus verändert der Oberflächenverschleiß der Schaufelblätter mit der Zeit die Lüftergeometrie weit von ihrem Konstruktionszustand ab, was die Effizienz des Lüfters verringert. Darüber hinaus kann die fortschreitende Erosion zu vorzeitigen Ausfällen der am stärksten betroffenen Teile führen, wenn Überholungsarbeiten verschoben oder gar ignoriert werden. Dies stellt eine ernste Bedrohung für die Zuverlässigkeit und Sicherheit der Maschine dar. Die Erosionsschäden an stationären Teilen stehen hauptsächlich im Zusammenhang mit der Effizienz und Zuverlässigkeit der Anlage, während die Schäden an rotierender

Im Jahr 1980 untersuchten die Forschungslabors der Westinghouse Electric Corporation Kraftwerke mit einer Leistung von über 100 MW und mit Kesseln, die mit Kohlestaub befeuert wurden. Die Ergebnisse dieser Untersuchung sind in einem technischen Bericht von Glasser et al. [1] zusammengefasst. Die Ergebnisse zeigten, dass Erosionsschäden hauptsächlich an den Vorderkanten, Hinterkanten und Mittelplatten der Rotorblätter auftraten. Die Erosion der Vorderkanten war am gravierendsten. Die Autoren schätzten, dass jährlich insgesamt 27.000 Arbeitsstunden für die Reparatur von Erosionsschäden an diesen Maschinen aufgewendet wurden und dass die Kosten für den Kauf von Ersatzstrom während der Überholung bei etwa 11 Millionen Dollar pro Jahr lagen.

Zahlreiche Studien untersuchen die Erosionsphänomene von Hochleistungsventilatoren mit Hilfe numerischer Simulationen. Der Kürze halber werden nur einige davon wiedergegeben. Cardillo et al. [2] untersuchten die Partikelerosion in einem großen Radialventilator, der in Zementwerken eingesetzt wird. Die Autoren betonten, dass in derartigen Maschinen die Entstehung von Sekundärströmungen die Partikel in Richtung der Schaufelblätter, der Nabe und der Abdeckung verteilt. Castorrini et al. [3] untersuchten die Wirkung der Erosion auf einen Axialventilator, der zur Abgasabsaugung in einem Festbrennstoffkraftwerk eingesetzt wird. Die Autoren ermittelten die am stärksten von Partikelerosion betroffenen Zonen und modifizierten die ursprüngliche Geometrie, indem sie d
Die Erosion war auf der Saugseite des Rotorblatts stärker ausgeprägt. Die numerischen Erosionsmuster stimmten qualitativ mit den Beobachtungen vor Ort überein.
Fritsche et al. [4] untersuchten das Erosionsverhalten großer Radialventilatoren in Recyclinganlagen für Altautos. Anhand von CFD-Simulationen zeigten sie, dass der Aufprallwinkel von Metallverunreinigungen (1 mm große Partikel) einen stärkeren Einfluss hat als die Aufprallgeschwindigkeit . In diesem Fall erwiesen sich größere Spiralkonstruktionen (d. h. größere Spiralsteigungswinkel) zur Reduzierung des Erosionsausmaßes als vorzuziehen, da der Aufprallwinkel steiler wird.
Aldi et al. [5] untersuchten den Einfluss von Schäden im Bereich der Einlassöffnung des Lüfters. Die numerische Untersuchung zeigte, dass das Vorhandensein von Schäden in dieser Zone zu einer Veränderung des Strömungsfelds im Laufrad und zum Auftreten zusätzlicher Schäden in den Lüfterzonen führte, in denen nie Erosionsprobleme beobachtet wurden.

Eine gängige Strategie zur Reduzierung des Verschleißproblems solcher Maschinen besteht in der Verwendung von Opferplatten, die Partikelerosion widerstehen sollen. Verschleißfeste Platten werden in den Lüfterzonen angebracht, die am stärksten von Partikelerosion betroffen sind. Solche Materialien sind auf dem Markt erhältlich und haben je nach ihrer Leistung gegen Partikelverschleiß unterschiedliche Kosten.
Die Auswahl der verschleißfesten Platten und ihre Positionierung im Lüfter wird in der Regel durch eine Kombination aus der Erfahrung des Herstellers und den Kosten des verschleißfesten Materials bestimmt. Neuere Arbeiten [6,7] zeigen, dass diese Opferplatten eine Verschleißfestigkeit aufweisen, die auf die in einer Gusseisenmatrix verteilten Carbide zurückzuführen ist. Ihre Leistung basiert auf der Fähigkeit der Carbide (Chrom und Niob), Partikelerosion und Abrieb zu widerstehen.
Die Härte des Karbids und die Neigung der Matrix, die Stöße der Partikel zu absorbieren, verringern die schädlichen Auswirkungen der Partikel [6,7]. Die vorliegende Arbeit kombiniert einen numerischen und einen experimentellen Ansatz zur Bewertung der Erosionsintensität der Maschine, um die Positionierung der verschleißfesten Platten im Lüfter zu optimieren. Zunächst wird die Verschleißfestigkeit von drei handelsüblichen verschleißfesten Platten experimentell auf einem speziell entwickelten Strahlaufprallprüfstand bewertet. Die Verschleißfestigkeit des Materials wurde unter Verwendung desselben Substrats und derselben Partikel wie in der realen Anlage bewertet, um auf der Grundlage der numerischen Analyse die beste Vorhersage des Erosionsausmaßes zu erhalten. Anschließend wurde eine Strömungsdynamiksimulation durchgeführt, um den Verschleiß der rotierenden und stationären Teile zu bewerten

Machine Translated by Google



**der Maschine. Die Aufteilung der Maschine in Bereiche erleichterte die Auswahl der richtigen verschleißfesten Platte für jede Zone, basierend auf den örtlichen Bedingungen der Erosion.**

## 2. Experimentelle Untersuchung

**Ziel der Versuchskampagne ist es, das Erosionsverhalten der Materialien bei unterschiedlichen Aufprallwinkeln und Geschwindigkeiten zu charakterisieren. Die Ergebnisse der Erosionsversuche werden als Erosionsrate** (ER) ausgedrückt, **das Verhältnis zwischen dem Massenverlust des Ziels nach dem Versuch und der darauf aufgeprallten Partikelmasse. Im Allgemeinen wird die Erosionsrate mithilfe der folgenden Beziehung** modelliert **[8]:**

$$ER(V, \ddot{y})_{\ddot{y}} = \mathbf{K90} \; V \; \mathbf{n90} \; f(\ddot{y}) \quad \mathbf{(1)}$$

**wobei** V **die Partikelaufprallgeschwindigkeit,** $\ddot{y}$ **der Partikelaufprallwinkel, K90 und n90 die Erosionskoeffizienten für den normalen Aufprallwinkel sind und die Winkelfunktion** $f(\ddot{y})$ **das Verhältnis zwischen der Erosionsrate bei einem allgemeinen Aufprallwinkel und der Erosionsrate bei**

**90°** ist : $\ddot{y}\ddot{y}/\ddot{y} = (\ddot{y})\ f(\ddot{y}) = ER\ddot{y}/ER90$ **(2)**

### 2.1. Prüfstand

**Der vorliegende Abschnitt beschreibt einen Strahlaufprall-Prüfstand, der im Fluid Machinery Laboratory der Fakultät für Ingenieurwissenschaften der Universität Ferrara entwickelt und g Die schematische Darstellung der gesamten Erosionsanlage und der Hauptkomponenten ist in Abbildung 1 dargestellt. Der Prüfstand verwendet trockene und saubere Werkstattluft, die von einem Schraubenkompressor bereitges Die Luft wird mit einer dosierten Menge Pulver vermischt und dann in einer Sandstrahldüse auf eine quadratische Probe in der Prüfkammer beschleunigt. Der Düsenauslassabschnitt hat einen Durchmesser von 4 mm. Ein an einen Kamin angeschlossener Abluftventilator zirkuliert die Luft in der Prüf Der Luftmassenstrom wird durch einen Druckregler vor der Düse geregelt. Die Probe wird auf einem Targethalter platziert, der eine genaue Regulierung des Neigungswinkels und des Abstands zum Düsenauslassbereich ermöglicht. Für die vorliegende Anwendung wird ein Abstand von 10 mm zwischen Düse und Probenoberfläche gewählt. Vorversuche wurden mit Aluminiumoxidpartikeln (Al2O3) (mit 50 µm Durchmesser) an 20MnB4 -Proben (gemäß UNI EN 10269 [9]) mit einem Elementgehalt als Gewichtsanteil (Gew.-%) von 0,228 % C, 0,943 % Mn, 0,068 % Si, 0,010 % S, 0,009 % P, 0,025 % Al, 0,003 % B, 0,042 % Ti, 0,070 % Cr, 0,033 % Ni, 0,039 % Cu, 0,0001 % Pb und Eisen (Rest) durchgeführt. Durch die Vorversuche** wurde die Zuverlässigkeit des Prüfstands bestätigt, da die Ergebnisse mit denen **der ASTM G76 [10] übereinstimmten . Eine detaillierte Beschreibung der Leistung und Verwendung des Prüfstands finden Sie in [6,7].**

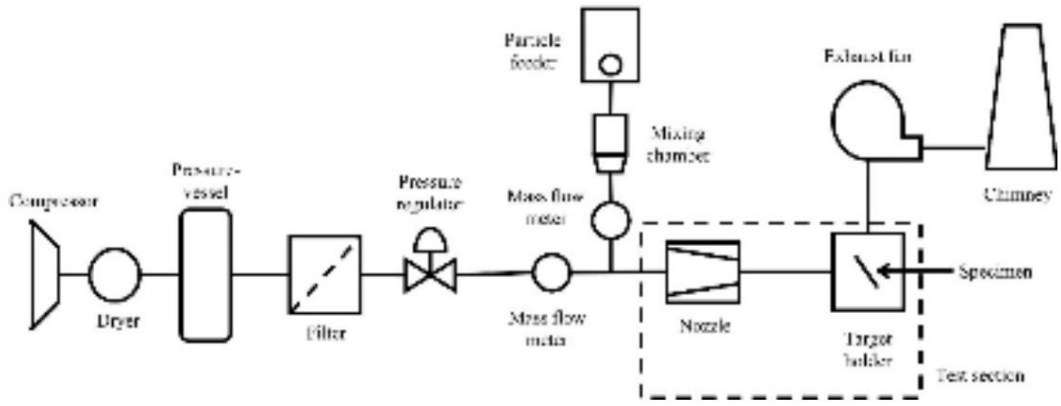



**Abbildung 1. Schematischer Aufbau des Versuchsprüfstands.**

### 2.2. Partikel- und Substratmaterialien

**Die experimentellen Tests wurden mit Partikel- und Substratmaterialien durchgeführt, die im Hochleistungsbetrieb von Radialventilatoren verwendet werden. Das in der vorliegenden Anwendung verwendete Pulver ist ein festes Material, das als Zwischenprodukt bei der Herstellung von Po**

Machine Translated by Google



Es wurde während der **Zementofenphase durch Sintern von Kalkstein und Alumosilikat-Materialien wie Ton hergestellt .** Das im vorliegenden Versuch verwendete Pulver wurde **direkt aus der Anlage gesammelt, in der der Ventilator betrieben wird. Die Pulvermorphologie ist in Abbildung 2a dargestellt, während seine Anzahl und Massenverteilung in Abbildung 2b gezeigt werden. Die Partikeldichte beträgt 2,717 kg/m³ und sein mittlerer Durchmesser beträgt 4,34 µm. Der Malvern Mastersizer 3000 (Malvern Panalytical, Malvern, UK) und das Pyknometer AccuPyc II 1340 (Micromeritics Instrument Corporation, Norcross, GA, USA) wurden verwendet, um die Partikelverteilung bzw. Partikeldichte**

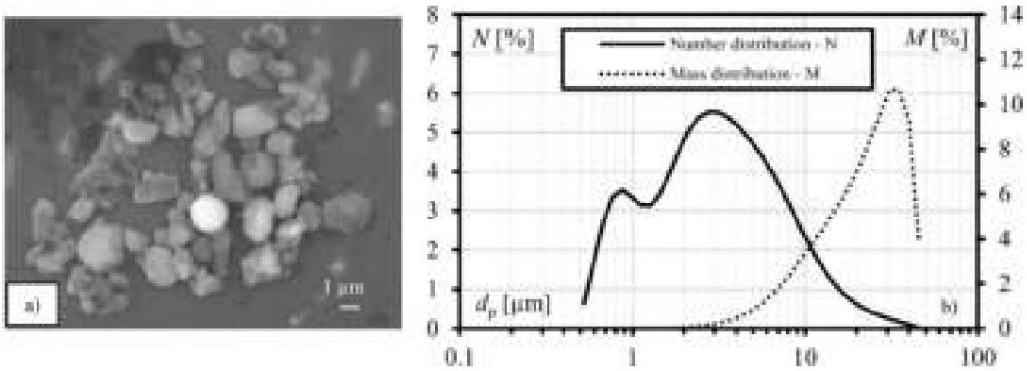



**Abbildung 2. Eigenschaften des verwendeten Pulvers: (a) SEM-Beobachtung und (b) Anzahl- und Massenverteilung.**

**Drei kommerzielle verschleißfeste Platten mit den Namen M1, M2 und M3 wurden in der vorliegenden Kampagne getestet: •**

**M1 ist eine schichtweise zusammengesetzte Verschleißplatte, die durch Lichtbogenschweißen eines Fülldrahts ( DIN 8555, Legierungsgruppe 10) und zusätzlichem Metalllegierungspulver hergestellt wird. Ihre Beschichtung besteht aus primären Carbiden und komplexen Carbiden in einer Matrix aus austenitisc Der Karbidgehalt beträgt 62,1 % (27,4 % primär und 34,7 % eutektisch) und hat folgende Strukturen: Cr7C3, Mo2C, NbC und WC. • M2 ist ein**

**schweißplattierter Schichtverbundwerkstoff mit Hartauftragung nach DIN 8555, Legierungsgruppe 10, hergestellt im offenen Lichtbogenschweißverfahren. Der deklarierte Anteil an Karbiden ist größer als 50 %. Die Strukturen der gebildeten Karbide sind M7C3, Cr2B und NbC. • M3 ist eine Nickelbasislegierung, die**

**reich an gegossenen/zerkleinerten Wolframkarbiden ist (60 % des Beschichtungsgehalts ). Die Beschichtung besteht aus Ni (37 %), WC (60 %) und anderen Komponenten (3 %).**

**Aufgrund der unterschiedlichen chemischen Zusammensetzung und Eigenschaften ändert sich die Erosionsbeständigkeit dieser Werkstoffe entsprechend. Insbesondere zeigte M3 auf Basis von Erfahrungswerten eine höhere Verschleißfestigkeit als M2 und M1.**

2.3. Experimentelle Testergebnisse und Modellanpassung

**Die drei Materialien werden bei drei mittleren Aufprallgeschwindigkeiten und fünf Aufprallwinkeln (15° , 30° und 90° ) getestet. Jeder Test wird mit einem Pulvermassenstrom von 10 g minÿ1** durchgeführt . **Jede**

**Aufprallwinkel- und Geschwindigkeitskombination wird an unterschiedlichen Proben dreimal wiederholt . Um die mit dem Testverfahren verbundene Variabilität zu berücksichtigen, wurde ein Fehlerband verwendet, das nach dem von Schrade et al.** [11] beschriebenen Verfahren berechnet wurde. Die experimentellen **Ergebnisse sind in Abbildung 3 dargestellt: Abbildung 3a zeigt die ER-Werte bei normalem Aufprallwinkel und die aus Gleichung (1) abgeleiteten Interpolationsgeraden, während Abbildung 3b die experimentellen Werte der Winkelfunktion zeigt. Die Platte M3 bestätigt die höhere Beständigkeit gegen Partikelverschleiß. M1 und M2 weisen eine vergleichbare Verschleißfestigkeit auf. Die Winkelfunktion zeigt eine deutliche Mischung aus duktil-sprödem Verhalten des Erosionsprozesses über dem Aufprallwinkel: Das Maximum der ER liegt bei fast 45ÿ . Die drei Plattenmaterialien zeigen ähnliche Verläufe** der Winkelfunktion **f** *(ÿ)* .

Machine Translated by Google



ÿ

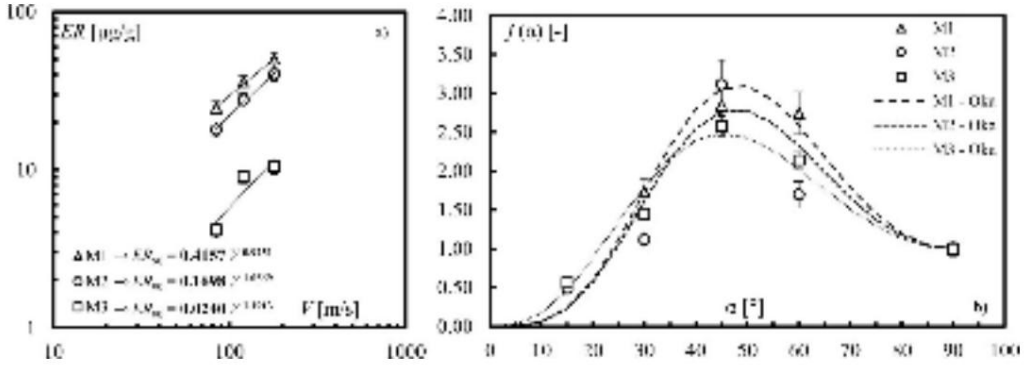



**Abbildung 3. Ergebnisse des experimentellen Tests: (a) Erosionsrate bei normalem Aufprallwinkel und (b) Erosionsrate über dem Winkel (experimentelle Werte und Oka-Modellinterpolation).**

**Um eine allgemeine Formulierung der Winkelfunktion** *f(ÿ)* zu erhalten , **die verwendet werden kann in numerischen Simulationen wurden die experimentellen Ergebnisse durch Okas Modellgleichung [12], die die Winkelfunktion als Kombination trigonometrischer Funktionen berechnet:**

$$f(ÿ) = (\sin ÿ)^{n1}(1 + HV(1 - \sin ÿ))n2 \quad (3)$$

**wobei n1 und n2 numerische Koeffizienten sind und** HV **die Materialhärte ausgedrückt ist in GPa. Die Ergebnisse der Oka-Modellinterpolation sind in Abbildung 3b als gestrichelte Die in Gleichung (3) verwendeten Koeffizienten sind in Tabelle 1 für die drei geprüfte Materialien.**

**Tabelle 1. Materialeigenschaften und Erosionskoeffizienten der verschleißfesten Plattenmaterialien.**

| Material | m (kg/m3 ) ÿ | K90 | N90 | HV (GPa) | Nr. 1 | Nr. 2 |
|---|---|---|---|---|---|---|
| M1 | 4375 | 0,4157 | 0,9251 | 8.532 | 4.0 | 2.0 |
| M2 | 7500 | 0,1698 | 1,0569 | 6.767 | 4.0 | 2.2 |
| BMW M3 | 9375 | 0,0240 | 1.1913 | 6.473 | 2.9 | 1.8 |

## 3. Numerische Analyse

### 3.1. Strömungsdynamische Simulationen

**Bei dem untersuchten Ventilator handelt es sich um einen großen einseitig saugenden Radialventilator, der in einem Zementwerk, das von der Boldrocchi Group entworfen und gebaut wurde. Der Ventilator ist im Ålborg Portlandzementwerk. Der Ventilator besteht aus einem geschlossenen Laufrad mit konstanter Breite, 12 rückwärts gekrümmten Einzelbogenschaufeln und einer Spiralspirale mit konstanter Breite. Die Rückseite des Lau Die Laufradscheibe weist fünf radiale Rippen zum Ausgleich des Axialschubs auf. Der Außendurchmesser des Laufrads beträgt 4 m, und die Drehzahl des Ventilators beträgt 652 U/min. Ein Einlasskasten mit drei festen Schaufeln von konstanter Dicke lenkt den Strom vom Einlasskanal ab, der normal zum Laufradachse, in axialer Richtung durch die Einströmdüse des Ventilators. Die Einströmdüse ist mit Schrauben die vordere Seitenplatte der Spirale, die mit dem Einlasskasten gemeinsam ist. Verschleißfest Auf der Druckseite und an der Eintrittskante sind Platten mit einer Dicke von 10 mm eingebaut von Lüfterschaufeln, auf der Innenfläche der Laufradscheibe, auf einem Teil der Laufradabdeckung in der Nähe der Schaufelhinterkante auf der Druckseite und ein Band der Spirale gegenüber der Laufradauslassabschnitt. Die Spirale und das Laufrad des Ventilators sind in Abbildung 4a dargestellt. Charakterisieren Sie das interne Strömungsfeld und die Partikelbahnen des Radialventilators, ein 3D Die fluiddynamische Mehrphasensimulation wird am tatsächlichen Betriebspunkt des Lüfters durchgeführt, von Massenstrom und Gesamtdruckanstieg, also 122 kg/s und 8300 Pa. Der Leser kann sich auf Aldi et al. [13] für alle Details zum Aufbau der CFD-Simulation und zur Validierung.**

Machine Translated by Google



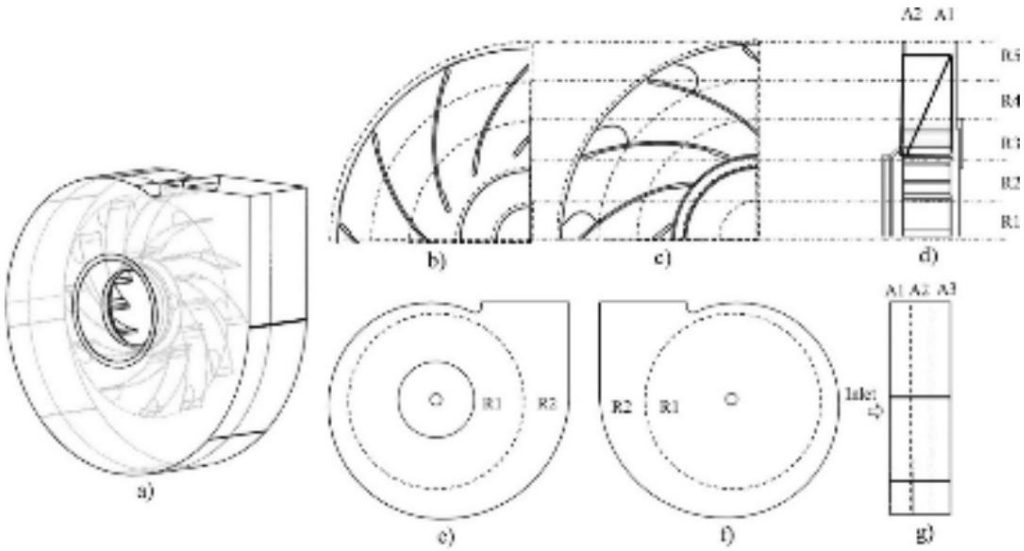



**Abbildung 4. Die Strategie zum Ausbessern der Lüfteroberfläche: (a) Lüftermodell, (b) Nabe, (c) Abdeckung, (d) Rotor, (e)** Vorderseite **der Spirale , (f) Rückseite der Spirale und (g) seitliche Seite der Spirale.**

3.2. Strategie zum Ausbessern von

Lüfteroberflächen **Um den Verschleißgrad in bestimmten Zonen zu quantifizieren, wird die Maschine in Flicken unterteilt gemäß dem in Abbildung 4 dargestellten Schema.**

**Das Laufrad wurde in drei Zonen unterteilt: Nabe (Rückplatte), Abdeckung (Frontplatte) und Schaufelblätter. Nabe und Abdeckung sind entsprechend der radialen Diskretisierung unterteilt. Die Nabe (Abbildung 4b) ist in fünf ringförmige Bereiche unterteilt, die fortlaufend von R1 bis R5 benannt sind und jeweils Dicken von 355 mm, 385 mm, 440 mm, 435 mm und 435 mm aufweisen. Die Abdeckung (Abbildung 4c) ist in drei kreisförmige Bereiche unterteilt, die als R3, R4 und R5 bezeichnet werden. Die Größen von R3, R4 und R5 sind dieselben wie die entsprechenden Bereiche auf der Nabe. Die Abdeckungsflicken berücksichtigen auch die zusätzliche Verschleißschutzplatte (TE genannt), die an der Hinterkantenzone der Schaufel angebracht ist, entsprechend der Schaufeldruckseite. Jede Schaufel wurde in dreizehn Flicken unterteilt: ein Flicken für die Vorderkante, sechs Flicken auf der Druckseite und sechs Flicken auf der Saugseite (Abbildung 4d). Sowohl die Druckseite als auch die Saugseite jeder Schaufel wurden in zwei axiale Zonen (A1 und A2) und drei radiale Zonen (R3, R4 und R5) unterteilt. Die radiale Unterteilung erfolgte nach den zuvor an Nabe und Gehäuse beschriebenen Unterteilungen R3, R4**

**Die Spirale wurde in drei Hauptzonen unterteilt: die Vorderseite (Einlassseite), die Lateralseite und die Rückseite. Die Vorder- und Rückseite der Spirale wurden in zwei radiale Sektoren mit den Namen R1 und R2 unterteilt (Abbildung 4e,f). Der kreisförmige Bereich mit der Bezeichnung R1 befindet sich in der Mitte der Spirale und hat einen Durchmesser von 4,40 m, was geringfügig größer ist als der Laufraddurchmesser. Der Sektor R2 umfasst den verbleibenden Teil des vorderen und hinteren Spiralgehäuses. Die Lateralseite wurde in drei axiale Abschnitte (A1, A2 und A3) mit einer Dicke von jeweils 510 mm unterteilt (Abbildung 4g). Der Spiralgrenzbereich ist im Hinblick auf Partikelverschleiß von großem Interesse, da dieser Bereich stark von Erosionsprozessen betroffen sein kann. Aus diesem Grund wurde die Grenzzone isolie**

**4. Ergebnisse**

**Das komplexe Strömungsfeld, das sich im Inneren des Lüfters entwickelt, und die entstehende hohe Ablösezone erfordern den Einsatz numerischer Simulationen, um die Aufprallmuster auf den Lüfterkomponenten vorherzusagen. Die CFD-Simulation ermöglichte es, die Partikelbahnen zu verfolgen und Informationen über die Einschläge der Partikel auf die Lüfteroberflächen zu erhalten. Aufgrund der Partikelträgheit sind die Aufprallbereiche das Ergebnis der Wechselwirkung zwischen den Partikelbahnen und dem Strömungsfeld. In der vorliegenden Anwendung bestimmen die Partikeldichte und der Partikeldurchmesser (siehe Abbildung 2) eine reduzierte Partikelträgheit mit einem Diffusions-Trägheitstransportregime der Partikel [**

Machine Translated by Google



**Wechselwirkung eines großen Teils der Lüfteroberfläche mit dem Partikelaufprall. Gleichzeitig führt die verringerte Trägheit zu einer verringerten kinetischen Energie der Partikel, was für eine geringere Erosionsrate verantwortlich ist (siehe [7] für weitere Einzelheiten). Bei größerem Partikeldurchmesser (d. h. größerer Partikelträgheit ) ändert sich das Aufprallmuster entsprechend der verringerten Fähigkeit der Partikel, dem Strömungsfeld zu folgen. In diesem Fall sind die am stärksten betroffenen Bereiche die Laufradnabe (Rückplatte ) und die Schaufeldruckseite.**

Für die vorliegende Analyse wird angenommen, dass alle inneren Lüfteroberflächen mit **verschleißfesten Platten bedeckt sind .** Daher wird der Verschleiß der Lüfterzonen berechnet , **indem die Gleichungen (1) und (3) auf Grundlage der Ergebnisse der CFD-Simulation implementiert werden und die Koeffizienten in Tabelle 1 für die drei verschleißfesten Materialien verwendet werden. Die Ergebnisse werden als durchschnittliche Dickenabnahme** (ÿl) **über 8000 Stunden (fast ein Jahr) Betrieb an jede**

4.1. Nabe und Abdeckung

**Abbildung 5 zeigt die Dickenreduzierung an der Abdeckung (Abbildung 5b) und der Nabe (Abbildung 5c). Basierend auf den experimentellen Ergebnissen zeigt M1 die schlechteste Leistung in Bezug auf die Verschleißfestigkeit. Bei Betrachtung der Abdeckung weisen die drei Materialien unterschiedliche Trends in radialer Richtung auf. Dies ist hauptsächlich auf die unterschiedlichen Winkelfunktionen zurückzuführen, die während der experimentellen Tests gemessen wurden (Abbildung 3b). Dieser Effekt ist sichtbar, wenn man M3 und M1 über R3, R4 und R5 vergleicht. Eine höhere Verschleißintensität wird jedoch in der Zone nahe der Hinterkante festgestellt, die als TE bezeichnet wird. Bei allen Materialien ist der Verschleiß an der Nabe in Zone R1 am höchsten, nimmt in radialer Richtung bis R3 ab und nimmt in Richtung R5 leicht zu. Die Mitte der Scheibe (R1) ist kritisch, da ihre Positionierung vor dem Einlassabschnitt eine hohe Stoßfrequenz in dieser Zone fördert.**

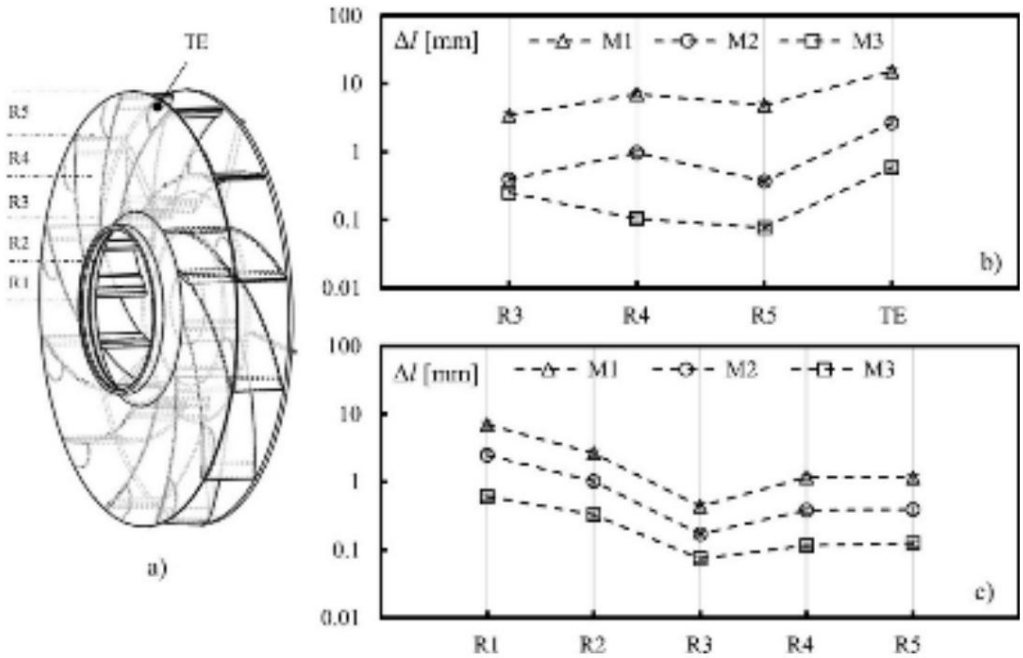



**Abbildung 5. Rotorverschleiß: (a) Fleckenkoordinaten und Materialverlust, (b) an der Abdeckung und (c) an der Nabe. R1, R2, R3, R4 und R5 sind die radialen Ringflächen, TE ist die Hinterkante.**

4.2. Klingen

**Abbildung 6 zeigt die Ergebnisse für die Druckseite (Abbildung 6b,c) und Saugseite (Abbildung 6e,f) der Schaufel. Die Ergebnisse für die Vorderkante sind in Abbildung 6b enthalten. Bezüglich der Druckseite der Schaufel nimmt die Verschleißstärke in radialer Richtung für den Teil der Schaufel in der Nähe der Nabe (A1) ab und in radialer Richtung für den Teil in der Nähe der Abdeckung (A2) zu . Allerdings ist der Verschleiß in der A1-Zone stärker als in A2. Insbesondere die Vorderkante ist die Laufradzone, in der ein hoher Materialverlust auftritt. Die Trends von** ÿl für die drei Materialien in radialer Richtung sind ähnlich, aber a

Machine Translated by Google



**die unterschiedliche Verschleißfestigkeit der drei Plattenmaterialien. Auf der Saugseite des Blattes ist der Verschleiß bei einem festen Plattenmaterial auf der gesamten Oberfläche nahezu gleichmäßig.**

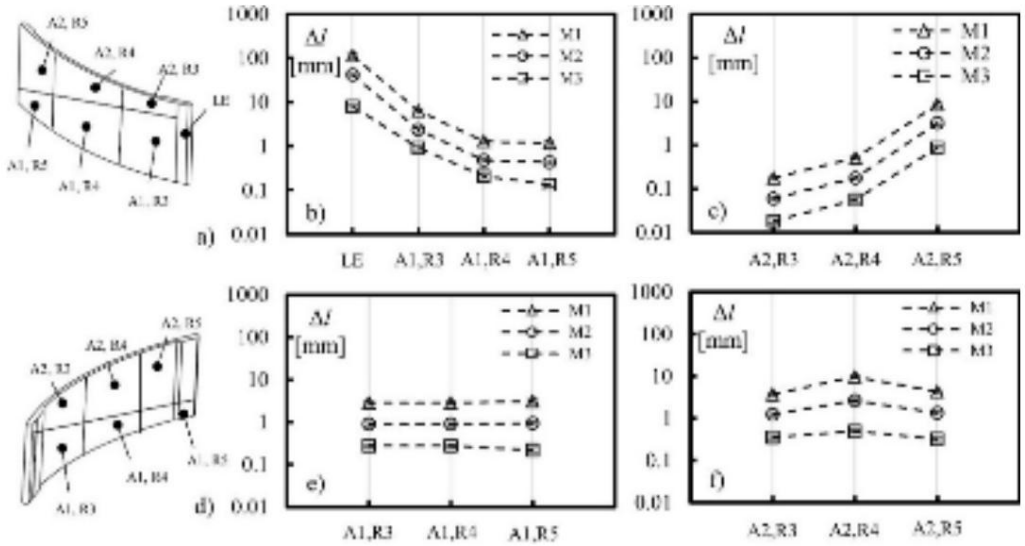



**Abbildung 6. Rotorverschleiß: (a) Koordinaten der Flicken auf der Druckseite und Materialverlust, (b) auf dem Axialabschnitt A1 und (c) auf dem Axialabschnitt A2; (d) Koordinaten der Flicken auf der Saugseite und Materialverlust, (e) auf dem Axialabschnitt A1 und (f) auf dem Axialabschnitt A2. R3, R4 und R5 sind die radialen Ringflächen, LE ist die Vorderkante.**

4.3. Spiralgehäuse

**Die Ergebnisse des Spiralverschleißes sind in Abbildung 7 für die Vorderseite (Abbildung 7b), Rückseite (Abbildung 7c), Seitenwand (Abbildung 7d) und den Abriss (Abbildung 7e) aufgeführt. Die Verschleißstärke der stationären Teile ist geringer als die der rotierenden Teile. Dies ist hauptsächlich auf die geringere Partikelaufprallzahl und Aufprallgeschwindigkeit in diesen Bereichen zurückzuführen. Die Vorderseite, Rückseite und Seitenwand weisen nach 8000 Betriebsstunden ähnliche Werte der Dickenreduzierung auf. Der Abriss ist der kritischste Teil der Spirale: Die maximale Dickenreduzierung findet sich im Axialbereich vor dem Laufradaustritt und erreicht nach 8000 Betriebsstunden bei einem Grenzradius von 175 mm eine Dickenreduzierung von 3 mm.**

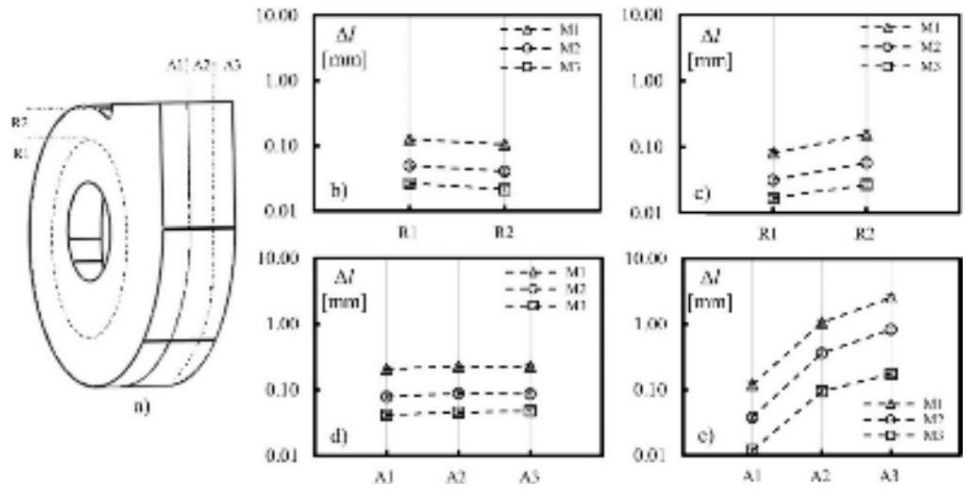



**Abbildung 7. Spiralverschleiß: (a) Koordinaten der Stellen auf der Spirale und Materialverlust, (b) auf der Vorderseite, (c) auf der Rückseite, (d) auf der Seite und (e)** am **Rand. R3 und R4 sind die radialen Ringflächen, A1, A2 und A3 sind die axialen Flächen.**

Machine Translated by Google



4.4. Optimierte Konfiguration **Die**

**Kombination numerischer und experimenteller Methoden ermöglichte eine zuverlässige Bewertung des Verschleißverhaltens des Lüfters bei staubhaltigen Strömen. Die Ergebnisse der vorliegenden Arbeit werden in Form der Dickenreduzierung über 8000 Betriebsstunden angegeben. Die Nutzbarkeit dieser Informationen spielt eine Schlüsselrolle bei der Schätzung der Wartungsintervalle und der Betriebslebensdauer der Maschine. Die Kundengarantie ist in der Tat ein ernstes Anliegen der Hersteller von Hochleistungslüftern, und ihre ordnungsgemäße Bewertung könnte einen erheblichen Wettbewerbsvorteil im Bereich der Versorgung mit Hochleistungsmaschinen darstellen.**
**Eine weitere entscheidende Rolle spielt die Kostensenkung ohne Einbußen bei Zuverlässigkeit und Haltbarkeit der Maschine. Die Abdeckung aller Maschinenteile mit dem Plattenmaterial mit der höchsten Verschleißfestigkeit, unabhängig vom Preis, wird zweifellos die höchstmögliche Haltbarkeit gewährleisten. Diese Strategie wird die Maschine jedoch automatisch vom Markt drängen. Mit der Absicht, einen Kompromiss zwischen Kosten und Haltbarkeit zu erzielen, wurden die zuvor dargestellten Ergebnisse analysiert, um eine optimale Konfiguration der Plattenpositionierung zu ermitteln . Eine Dickenreduzierung von 3 mm über 8000 Betriebsstunden wird als akzeptabler Grenzwert für den Verschleiß der Lüfterteile festgelegt. Dieser Grenzwert wurde unter Berücksichtigung der Tatsache gewählt, dass das aufgepanzerte Material der Platten eine Dicke von 5 mm aufweist. Gemäß dieser Wahl sollten nach 8000 Betriebsstunden Inspektionen durchgeführt werden, um den Gesamtzustand der Maschine zu beurteilen.**

**Die optimierte Konfiguration des Laufrads ist in Abbildung 8 für die Abdeckung (Abbildung 8b), die Nabe (Abbildung 8c), die Druckseite (Abbildung 8d) und die Saugseite (Abbildung**
**Die Plattenmaterialien wurden unter Berücksichtigung ihrer Kosten, ihrer Verschleißfestigkeit und der Verschleißstärke in der jeweiligen Zone des Laufrads positioniert. Es ist zu beachten, dass das Material mit der höchsten Verschleißfestigkeit (M3) nur in den Zonen positioniert ist, in denen die Erosionsstärke den Einsatz der billigsten Materialien (M1 und M2) nicht zulässt. Solche Zonen sind die Vorderkante (LE), ein Teil der Druckseite nahe der Hinterkante (A2, R5) und ein Teil der Abdeckung, der der Hinterkante entspricht (TE). Ebenso wird M2 in der Mitte der Scheibe (R1), im ersten radialen Sektor der Abdeckung (R3) und im ersten radialen Sektor der Druckseite (A1, R3) verwendet. Die restlichen Teile des Laufrads wurden mit M1 bedeckt. Betrachtet man den stationären Teil, führt die geringe Verschleißstärke der Spirale zu der logischen Wahl, das Material M1 für die Abdeckung der Vorderseite, Rückseite und der Lateralseite zu verwenden.**
**Der hohe Verschleiß am Absperrelement erfordert jedoch die Positionierung des M2-Materials nur in dieser Zone. Obwohl eine solche Lösung theoretisch die mit Partikelverschleiß verbundenen Kosten minimieren kann, ohne die Lüfterhaltbarkeit zu beeinträchtigen, muss betont werden, dass ihre Umsetzung aufgrund von Kompatibilitätsproblemen, die beim Zusammenschweißen verschiedener Hartstoffplatten auftreten können, unpraktisch sein könnte. Der in der vorliegenden Arbeit beschriebene Ansatz kann jedoch** für praktische Anwendungen angepasst werden, um nur die **am stärksten von Partikelverschleiß betroffenen Zonen abzudecken .**

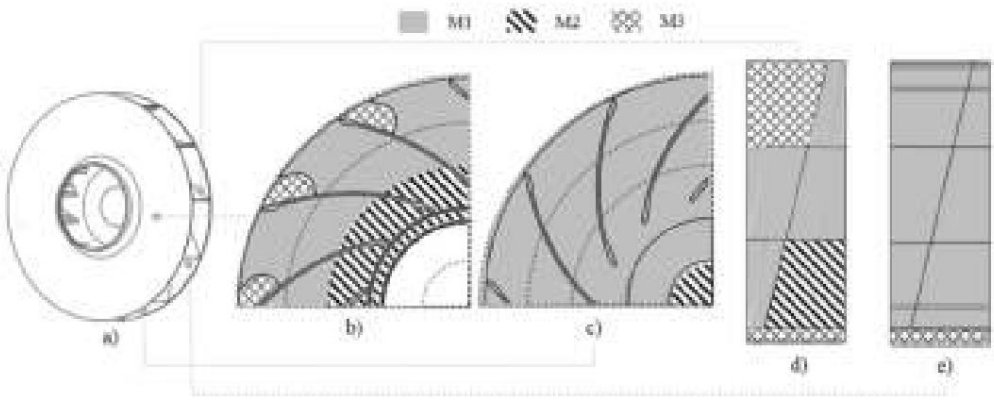



**Abbildung 8. Optimierte Konfiguration der verschleißfesten Platten am Rotor: (a) Ansicht des Rotors, (b) Mantelfläche, (c) Nabe, (d) Schaufeldruckseite und (e) Schaufelsaugseite.**

Machine Translated by Google



## 5. Schlussfolgerungen

**Die vorliegende Arbeit befasst sich mit der Beurteilung des Verschleißgrads der Innenteile eines Hochleistungs-Radialventilators und der Optimierung der Positionierung der verschleißfesten Platten entlang des Strömungswegs der Maschine.**

**Zunächst wurden experimentelle Tests durchgeführt, um die Verschleißfestigkeit der Hartbeschichtungsplatten gegenüber dem vom Lüfter erzeugten Staub zu ermitteln. Anschließend wurden die experimentellen Ergebnisse mithilfe eines in der Literatur beschriebenen Erosionsmodells interpoliert, um mathematische Beziehungen zu erhalten, mit denen sich das Ausmaß des Verschleißes unter allgemeinen Aufprallbedingungen vorhersagen lässt. Anschließend wurde eine mehrphasige Strömungsdynamiksimulation des Lüfters durchgeführt, um die Partikeleinwirkungen auf die rotierenden und stationären Teile zu ermitteln. Schließlich führte die Implementierung des Erosionsmodells, das mit experimentellen Koeffizienten gespeist wurde, zur Sch**

**Die rotierenden Teile unterliegen einem höheren Verschleiß als die stationären Teile, und die Vorderkante ist die Zone mit dem höchsten Materialverlust. Darüber hinaus weisen die drei Hartauftragslegierungen aufgrund ihrer unterschiedlichen Eigenschaften und chemischen Zusammensetzung erhebliche Unterschiede in der Erosionsbeständigkeit auf. Die numerischen Ergebnisse ermöglichten die Umsetzung einer optimierten Strategie zur Positionierung der verschleißfesten Platten, um Kosten zu senken und die Lebensdauer des Lüfters zu verlängern.**

**Beiträge der Autoren: Konzeptualisierung, PS, MP, AV und AS; Methodik, NA, NC, MP, AS und AV; formale Analyse, NA, NC, AS und AV; Untersuchung, NA, AS und AV; Ressourcen, PS und OM; Datenkuratierung, AV; Schreiben – Vorbereitung des Originalentwurfs, AV; Schreiben – Überprüfung und Bearbeitung, NA, NC, MP, AS, AV und PS; Visualisierung, AV und MP; Überwachung, MP und** PS; Projektverwaltung, PS; Mittelbeschaffung, MP. Alle Autoren haben die **veröffentlichte Version des Manuskripts gelesen und stimmen ihr zu .**

**Finanzierung: Diese Forschung wurde durch ein Technologietransferstipendium der BOLDROCCHI GROUP Srl finanziert. Stipendiennummer: 1.**

**Erklärung des Institutional Review Board: Nicht zutreffend.**

**Einverständniserklärung: Nicht zutreffend.**

**Datenverfügbarkeitserklärung: Nicht zutreffend.**

**Danksagungen: Die Autoren danken Nicola Zanini, Stefano Oliani und Ettore Fadiga für ihre Unterstützung während der Versuchskampagne.**

**Interessenkonflikte: Die Autoren erklären, dass keine Interessenkonflikte vorliegen.**

## Verweise

1. **Glasser, AD; Petlevich, WJ; Sverdrup, EF** Art und Kosten der Lüftererosion in Kohlekraftwerken (Nr. EPRI-CS-1596); **Westinghouse Electric Corp.: Pittsburgh, PA, USA, 1980.**
2. **Cardillo, L.; Corsini, A.; Delibra, G.; Rispoli, F.; Sheard, AG; Venturini, P. Simulation partikelbeladener Strömungen in einem großen Radialventilator zur Erosionsvorhersage. In** Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air; **American Society of Mechanical Engineers: New York, NY, USA, 2014; Band 45578, S. V01AT10A014.**
3. **Castorrini, A.; Venturini, P.; Corsini, A.; Rispoli, F. Numerische Simulation des Alterungsprozesses der Schaufelblätter eines Saugzuggebläses aufgrund langzeitiger Einwirkung von Flugaschepartikeln.** J. Eng. Gas Turbines Power **2019,** 141, **011025. [CrossRef]**
4. **Fritsche, M.; Epple, P.; Steber, M.; Rubwurm, HJ Erosionsoptimierte Radiallüfterräder und Spiralgehäuse für Partikelströmungen. In** ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition; **American Society of Mechanical Engineers: New York, NY, USA, 2017; Band 7.**
5. **Aldi, N.; Casari, N.; Pinelli, M.; Suman, A.; Vulpio, A.; Saccenti, P. Leistungsmodifikation eines durch Erosion beschädigten großen Radialventilators. In** Turbo Expo: Kraft für Land, Meer und Luft; **American Society of Mechanical Engineers: New York, NY, USA, 2021; Band 84898, S. V001T10A011.**
6. **Fortini, A.; Suman, A.; Vulpio, A.; Merlin, M.; Pinelli, M. Mikrostrukturelle und erosive Verschleißeigenschaften eines hochchromhaltigen Gusseisens.** Coatings **2021,** 11, **490. [CrossRef]**
7. **Fortini, A.; Suman, A.; Zanini, N.; Cruciani, G. Erosives Verschleißverhalten von hochchromhaltigem Gusseisen: Kombinierte Wirkung von erodierenden Pulvern und destabilisierenden Wärmebehandlungen.** Coatings **2022,** 12, **1218. [CrossRef]**
8. **Finnie, I.; McFadden, DH Über die Geschwindigkeitsabhängigkeit der Erosion duktiler Metalle durch feste Partikel bei niedrigen Einfallswinkeln** Wear **1978,** 48, **181–190. [CrossRef]**

Machine Translated by Google



**9.** EN 10269; **Stähle und Nickellegierungen für Verbindungselemente mit festgelegten Eigenschaften bei hohen und/oder niedrigen Temperaturen. Europäisches Komitee für Normung: Brüssel, Belgien, 2013.**

**10.** ASTM G76-04; **Standardprüfverfahren zur Durchführung von Erosionsprüfungen durch Festpartikelbeaufschlagung mittels Gasstrahlen. ASTM International: West Conshohocken, PA, USA, 2004.**

**11. Schrade, M.; Staudacher, S.; Voigt, M. Experimentelle und numerische Untersuchung der erosiven Formveränderung bei Hochdruckkompressoren . In** Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air; **American Society of Mechanical Engineers: New York, NY, USA, 2015; Band 56628, S. V001T01A001.**

**12. Oka, YI; Okamura, K.; Yoshida, T. Praktische Schätzung von Erosionsschäden durch Feststoffeinschläge: Teil 1: Auswirkungen von Einschlagparametern auf eine Vorhersagegleichung.** Wear **2005,** 259, **95–101. [CrossRef]**

**13. Aldi, N.; Casari, N.; Pinelli, M.; Suman, A.; Vulpio, A.; Saccenti, P.; Beretta, R.; Fortini, A.; Merlin, M. Erosionsverhalten eines großen Radialventilators. In Proceedings der 13. Europäischen Turbomaschinenkonferenz zu Turbomaschinen-Fluiddynamik und -Thermodynamik, Lausanne, Schweiz, 8.–12. April 2019; S. 1–8.**

**14. Young, J.; Leeming, A. Eine Theorie der Partikelablagerung in turbulenter Rohrströmung.** J. Fluid. Mech. **1997,** 340, **129–159. [CrossRef]**

Machine Translated by Google

Internationale Zeitschrift für
*Turbomaschinen*
*Antrieb und Leistung*

MDPI

Artikel

# Auswirkung des Sweeps auf Axiallüfter-Geräuschquellen mithilfe des Gitters Boltzmann-Methode

**Dipali Ghodake [1], Marlène Sanjosé 1,2, Stéphane Moreau 1,* und Manuel Henner [3]**

[1] **Fakultät für Maschinenbau, Université de Sherbrooke, 2500 Boulevard de l'Université, Sherbrooke, QC J1K2R1, Kanada**
[2] **Fakultät für Maschinenbau, École de Technologie Supérieure, 1100 rue Notre-Dame Ouest, Montréal, QC H3C1K3, Kanada**
**3 Simulation und Zuverlässigkeit Metier, Valeo Thermal Systems, 78320 La Verrière, Frankreich * Korrespondenz: stephane.moreau@usherbrooke.ca**

**Zusammenfassung: Die Auswirkung der Blattpfeilung wurde mithilfe der Lattice-Boltzmann-Methode numerisch an einer Familie von langsam laufenden Axialventilatoren mit freiem Wirbel und einer Pfeilung von ±45°** untersucht. **Zunächst zeigt sich bei allen Ventilatoren unter Konstruktionsbedingungen eine gute insgesamt aerodynamische** Übereinstimmung, insbesondere im Bereich der Blattspitzenlücke. Die **im Vergleich zum Vorwärtsfall bei den ungepfeilten und nach hinten gepfeilten Ventilatoren beobachteten lokal größeren Wanddruckschwankungen sind auf die stärkeren Blattspitzenwirbel zurückzuführen, die in der Rotationsebene verbleiben oder sich sogar stromaufwärts bewegen. Diese stärkeren und schnelleren Wirbel, die mit den Ventilatorblättern interagieren, sind dann für die höheren Geräuschpegel verantwortlich, die in den akustischen Spektren dieser Ventilatoren beobachtet werden, insbesondere für große subharmonische Buckel. Schließlich wird eine ausgezeichnete Übereinstimmung zwischen experimentellen und numerischen Geräuschvorhersagen berichtet, wobei das vorherrschende Blattspitzenge**

**Schlüsselwörter: Axialventilatorgeräusch; subharmonische Buckel; Lattice-Boltzmann-Methode; Geräuscherzeugungsmechanismus ; Lüfterschaufelschwenkung**

check for updates

**Zitat: Ghodake, D.; Sanjosé, M.; Moreau, S.; Henner, M. Wirkung von Abtasten von Axiallüfter-Geräuschquellen mithilfe der Lattice-Boltzmann-Methode.** Int. J. Turbomach. Propuls. Power **2022, 7, 34. https://doi.org/10.3390/ ijtpp7040034**

**Wissenschaftlicher Redakteur: Thomas Carolus**

**Empfangen: 23. August 2022**
**Akzeptiert: 14. November 2022**
**Veröffentlicht: 22. November 2022**

**Anmerkung des Herausgebers: MDPI bleibt neutral in Bezug auf Zuständigkeitsansprüche in veröffentlichten Karten und institutionelle Zugehörigkeit. iationen.**

**Copyright: © 2022 bei den Autoren. Lizenznehmer MDPI, Basel, Schweiz.**

**Dieser Artikel ist ein Open Access-Artikel, der unter den Bedingungen und Bedingungen der Creative Commons Namensnennungs-Lizenz (CC BY-NC-ND) (https:// creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/ ).**

## 1. Einleitung

**Axialventilatoren mit niedriger Drehzahl werden häufig in vielen Lüftungsanwendungen eingesetzt ( Kühlung von Automobil- und Zugmotoren, Tunnelentlüftung, Kühlung von elektronischen und elektrischen Motoren, Klimaanlagen in Wohngebäuden). Sie tragen zur zunehmenden Lärmbelästigung bei, die alle Ventilatorhersteller verringern müssen, um die neuen Vo Die kostengünstigste Lärmschutzstrategie zur Erreichung dieses Ziels besteht in der Modifizierung der Schaufelgeometrie** selbst. So **konnte beispielsweise nachgewiesen werden, dass eine Schrägstellung der Schaufeln [2]** den Lüfterlärm verringert und **es wurden bereits mehrere Patente zu den durch Vorwärts- oder Rückwärtspfeilung erzielten Lärmvorteilen angemeldet . Bei langsam rotierenden Maschinen ist die Pfeilung der in der Rotationsebene definierte Winkel [ 3].** Dies ist die Definition, die in der vorliegenden Arbeit verwendet wird. **Je nach Betriebsbedingungen wurden auch unterschiedliche Verhaltensweisen und Minderungsergebnisse** beobachtet. Außerdem **beruhen Lärmvorhersagen oft noch immer auf empirischen Modellen und iterativen, langwierigen experimentellen Untersuchungen, die kein genaues Verständnis der aeroakustischen Quellmechanismen und keine signifikante Lärmreduzierung ermöglichen. Tatsächlich ist der Ursprung der durch die Pfeilung verursachten Lärmreduzierung immer noch umstritten, wie in [4,5] betont wird,** was es schwierig macht , **die durch die Pfeilung erzielte Lärmreduzierung f**

**In den letzten Jahren sind jedoch neue Methoden wie die Lattice-Boltzmann-Methode aufgetaucht, die direkte Geräuschvorhersagen in komplexen, realistischen Umgebungen ermöglichen [5,6]. In der vorliegenden Studie wird der Effekt der Sweep-Funktion auf das Lüftergeräusch mithilfe eines instationären Lattice-Boltzmann-Lösers untersucht, indem die an der Friedrich-Alexander-Universität (FAU) durchgeführten Experimente an einer Familie von Lüftern, die mit unterschiedlichen Sweeps für dieselben Betriebsbedingungen** ausgelegt sind, so genau wie möglich nachgeahmt werden **[3,7–10]. Es werden sowohl aerodynamische als auch akustische Ergebnisse berichtet, um tiefere Einblicke in den aeroakustischen Effekt der Sweep-Funktion und in die Art und Weise zu geben, wie diese zur Minderung des Lüftergeräuschs beitragen kann.**

Machine Translated by Google



## 2. Experimenteller Hintergrund

### 2.1. Konfigurationsbeschreibung

**Die untersuchten Axialventilatoren mit einem Durchmesser von** D **= 495 mm, die in Abbildung 1** gezeigt sind , **haben 9 Rotorblätter aus NACA 4510-Profil. Es wurden verschiedene Rotorblattkonstruktionen betrachtet [5]: Wir konzentrieren uns hier auf die S1-Familie mit freiem Wirbel. Alle Ventilatoren wurden für die gleichen Betriebsbedingungen ausgelegt: ein Volumenstrom von 1,4 m3/s (Durchflusskoeffizient** *ÿ* **= 0,252), eine Differenz zwischen Gesamtdruck und statischem Druck von 150 Pa, bei 1500 U/min. Sie sind entweder ungepfeilt (US), vorwärtsgepfeilt (FS) oder rückwärtsgepfeilt (BS). Die letztgenannte Pfeilung ist signifikant, ±45° . Sie wurden im reflexionsarmen Windkanal der FAU (Erlangen-Nürnberg, Deutschland)** getestet , **der in Abbildung 2 gezeigt ist und aus einem großen reflexionsarmen Raum besteht, um den ein Impeller und Schalldämpfer gewickelt sind. Die Ventilatoren sind in einem kurzen Kanal mit einer trichterförmigen Öffnung platziert, die an dem stromabwärtigen Teil des Luftraums angebracht ist (Abbildung 2 (rechts)). Der Abstand zwischen Kanal und Lüfterspitze beträgt 2,5 mm. Bei den oben**

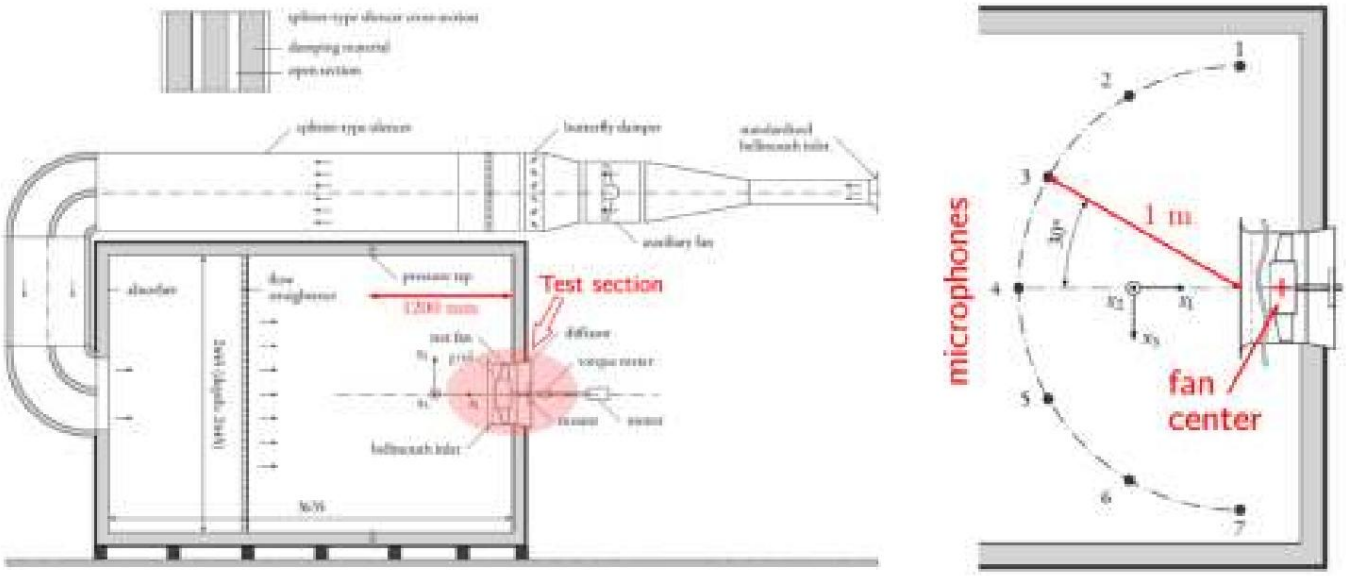
**Abbildung 1. Untersuchte Ventilatoren; links: ungekehrt (US); Mitte: vorwärtsgekehrt (FS); rechts: rückwärtsgekehrt (BS). Beachten Sie, dass die Drehrichtung im Uhrzeigersinn ist.**

### 2.2. Experimentelle

Datenbasis **Zunächst wurden die Gesamtströmungsleistungen aller Ventilatoren gemessen. Der Luftstrom tritt in Abbildung 2a oben durch eine standardisierte Einlasstrichteröffnung in den Prüfstand ein, um den Volumenstrom zu messen. Um homogene und wenig turbulente Zuströmungsbedingungen für den Prüfventilator zu schaffen, wird in der Prüfkammer ein Strömungsgleichrichter installiert. Die Differenz zwischen Gesamt- und statischem Druck wird mit einem Differenzdruckwandler gemessen, der an Druckmessstellen in der Prüfkammer und an eine Umgebungsdruckleitung außerhalb der Prüfkammer angeschlossen ist. Alle detaillierten Geschwindigkeitsmessungen wurden mit einem Laser-Doppler-Anemometer in zwei Ebenen 10 mm vor und nach den Ventilatoren durchgeführt. Die Schalldruckpegel wurden mit sieben 1/2-Zoll-Freifeldmikrophonen von Brüel & Kjær (Typ 4189-L-001) gemessen, die in einem Halbkreis mit einem Radius von 1 m um die Einlasstrichteröffnung in einer horizontalen Ebene auf gleicher Höhe wi**

Machine Translated by Google






**(A)** **(B)**

**Abbildung 2. Skizze des reflexionsarmen Versuchsstandes an der FAU (a) und Mikrofonanordnung (b) (adaptiert aus [5]).**

## 3. Numerische Untersuchung

### 3.1. Numerischer

Aufbau **Wie in [7] gezeigt , ist die Lattice-Boltzmann-Methode (LBM) eine sehr effiziente direkte rechnerische Aeroakustikmethode für langsam laufende Ventilatoren, die in einer komplexen Umgebung wie in Abbildung 2 beschrieben installiert sind, und wurde daher in der vorliegenden Studie ausgewählt. Alle Simulationen wurden mit dem von 3DS entwickelten kommerziellen Solver, PowerFLOW Version 5.5c [11–15], durchgeführt. Für die vorliegende Strömung mit niedriger Mach-Zahl wird das effiziente Diskretisierungsschema D3Q19 verwendet. Es weist hervorragende Dissipations- und Dispersionseigenschaften auf, wie beispielsweise** von Marié **[16] gezeigt, und bietet nicht nur einen direkten Einblick in die Nahfeld-Schallquellen im Ventilator,**

Der Berechnungsbereich umfasst den größten Teil des in **Abbildung 2** (links) **dargestellten schalltoten Windkanals , eingebettet in einen großen Bereich, der das eigentliche Labor darstellt, wie in Abbildung 3 gezeigt Zusätzliche große Dämpfungszonen umhüllen den in Abbildung 3 gezeigten Bereich, um jegliche Reflexion zu verhindern. Die einzige Vereinfachung bestand darin, den Außenkanal auf den letzten geraden Abschnitt und die Biegung mit Deflektor zu beschränken. Tatsächlich wird die Strömung mit dem Splitter-Schalldämpfer im geraden Kanal gleichmäßig. Beachten Sie, dass der wabenförmige Strömungsgleichrichter im Inneren des Plenums in Abbildung 2 (links) in der Simulation durch ein äquivalentes anisotropes poröses Medium berücksichtigt wird. Der Berechnungsbereich wird dann durch kubische Elemente, sogenannte Voxel, diskretisiert, in die alle Teile des Windkanals eingetaucht sind. Dann wird ein Octree-Netz mit aufeinanderfolgenden 1:2-Gitterverfeinerungen erstellt. Insgesamt werden im vorliegenden Modell zwölf Voxel-Verfeinerungen (VR) verwendet, mit einer Voxelgröße an der Mikrofonposition von 13 mm (VR7) und einer kleineren Größe in der Spitzenregion von 0,2 mm (VR12). Die extrudierte Gitterverfeinerung um das Blatt herum beträgt für die ersten 75ÿ% der Spannweite von der Nabe 0,8ÿmm, wobei ein Donut den Dies erwies sich als notwendig, um Gitterunabhängigkeit in der Spitze zu erreichen, wie bereits von Moreau und Sanjosé [17] am H380EC1fan bei ähnlichen Strömungsbedingungen und ähnlicher Reynoldszahl an der Spitze basierend auf der Sehne gezeigt wurde. Das feinste Netz besitzt 125 Millionen Zellen und 15 Millionen Oberflächenelemente. Der atmosphärische Druck von 101.325 Pa wird auf den Auslass ausgeübt, während der Volumenstrom auf den Kanaleinlass ausgeübt wird. Das Volumen um den Fan wird in Rotation versetzt, wie von Perot et al. [6] beschrieben . Erweiterte logarithmische Wandfunktionen, die Druckgradienten berücksichtigen [14], werden auf alle Wandoberflächen angewendet. Die Simulationen werden mit einer gleichmäßigen Strömung im Ruhezustand au**

Machine Translated by Google



**VR11 und VR12 werden nur für die mittleren bzw. feinen Gitter aktiviert, um räumliche Konvergenz zu erreichen: Auf den mittleren und feinen Gittern werden ähnliche mittlere Eigenschaften um den Lüfter herum erhalten. Zeitliche Konvergenz des Gesamtdruckanstiegs und des Wanddrucks sowie der akustischen Fernfeldspektren wird nach etwa 15 Lüfterumdrehungen erreicht, und es werden Daten für sechs Lüfterumdrehungen erfasst. Der statische Druck wird an den genauen Positionen der Mikrofone in den Experimenten aufgezeichnet. Darüber hinaus werden einige Querschnitte, darunter die vor und nach dem Lüfter, und die Schaufeloberfläche mit Hochfrequenzabtastung für die Frequenzanalyse aufgezeichnet .** Das oben dargestellte numerische Modell wird durch den Vergleich von **Strömungsparametern (Geschwindigkeitskomponenten, Wanddruck) mit experimentellen Messungen va**

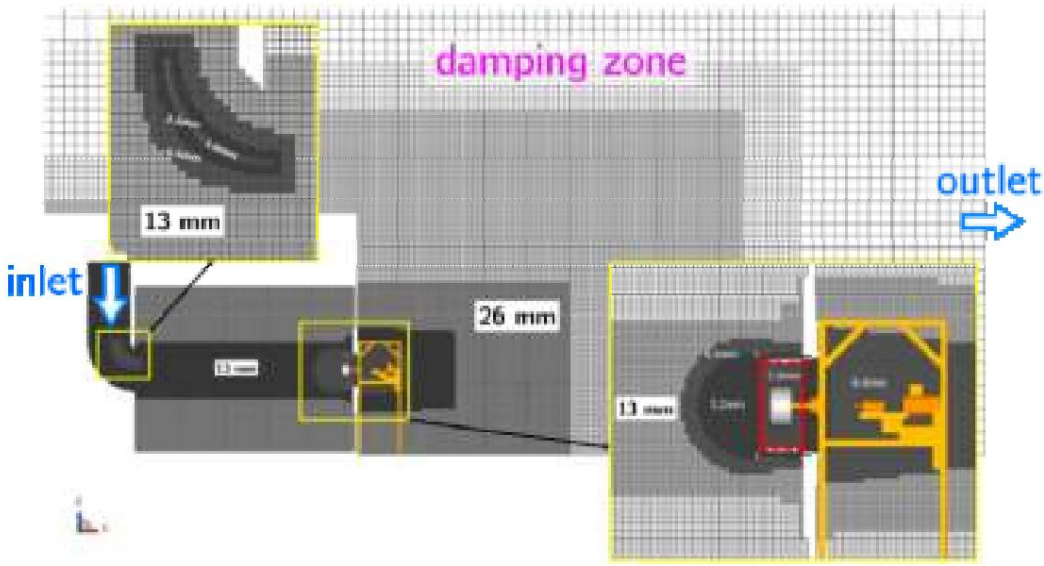



**Abbildung 3. Definitionen des Rechenbereichs und des Verfeinerungsvolumens der reflexionsarmen Versuchsanlage der Friedrich-Alexander-Universität mit Zoom auf den Mantelventilatorbereich. Rotes Quadrat: rotiere**

3.2. Numerische Ergebnisse

**3.2.1. Aerodynamische Ergebnisse**

**Eine gute Konvergenz des Gesamtdruckanstiegs wurde auf dem feineren Gitter erreicht (weniger als 10 % Unterschied). Folglich erfolgt der Großteil der unten dargestellten Nachbearbeitung auf dem letztgenannten Gitter. Darüber hinaus werden alle Vergleiche dann beim nominalen Durchflusskoeffizienten von $\ddot{y}$ = 0,252 durchgeführt, da dies der Standardbetriebspunkt der Lüfter ist, bei dem ihre Leistung konstruktionsbedingt übereinstimmt.**

**Die allgemeine mittlere Strömungstopologie für das ungepfeilte Lüftergehäuse im gesamten schalltoten Windkanal ist in Abbildung 4 dargestellt. Für die beiden anderen Lüfter ergeben sich ähnliche Strömungsmerkmale, da nur die Nahfelder durch die Rotorblattkonstruktion verändert werden. Der Deflektor im Einlasskanal und das Wabengitter zum Stoppen des Strahls im Plenum sind notwendig, um eine quasi-gleichmäßige Strömung am Kanaleinlass zu gewährleisten. Das Drehmomentmessgerät und der Rahmen, der das gesamte System hält, sind ebenfalls weit genug stromabwärts angebracht, um keine nennenswerten Strömungsblockaden und induzierten potenziellen Wechselwirkungen zu verursachen.**

Machine Translated by Google



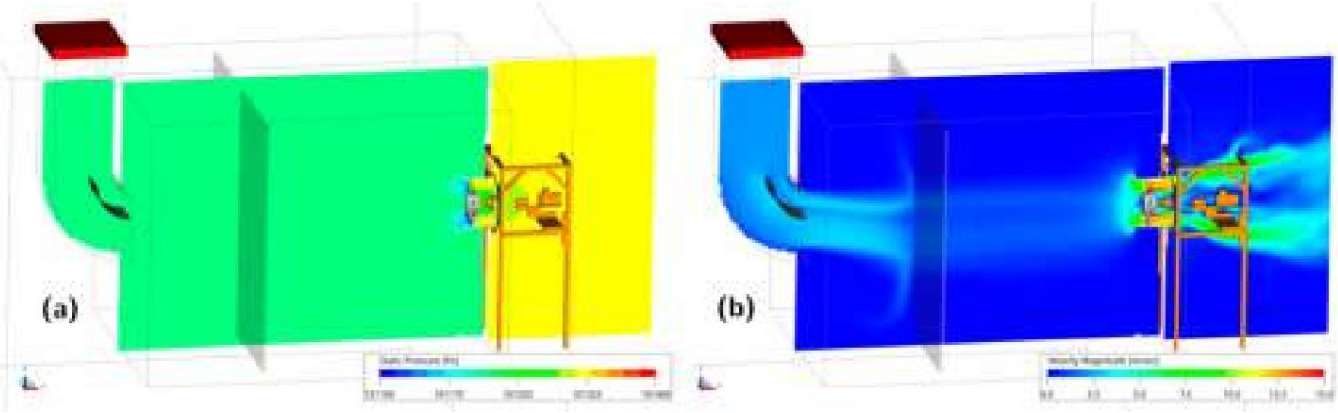



**Abbildung 4. Durchschnittliche Ergebnisse für den ungewälzten Fan-Fall: (a) statischer Druck; (b) Geschwindigkeitsbetrag.**

**Um eine quantitative aerodynamische Validierung im Nahfeld zu erhalten, können die LBM-Ergebnisse mit den LDA-Messungen vor und nach dem Fan verglichen** werden **[8]. Abbildung 5 zeigt die Verteilungen der mittleren Axialgeschwindigkeit in einer Ebene senkrecht zur Rotationsachse etwa 10 mm hinter der Fan-Hinterkante für alle drei Fälle. Abbildung 6 zeigt die entsprechende mittlere Tangentialgeschwindigkeit in derselben Ebene. Die experimentellen und numerischen Daten stimmen insgesamt gut überein. Lediglich die Schaufelnachläufe in den LBM-Simulationen sind dicker und weisen etwas tiefere Geschwindigkeitsdefizite und eine größere tangentiale Komponente unter 75 % der Spannweite auf. Dies ist höchstwahrscheinlich auf die geringere Maschenverfeinerung im unteren Teil der Schaufel zurückzuführen. An der Spitze stimmen jedoch dank der feinsten VR sowohl die Ebenen als auch die Muster weitgehend überein .** Für die radiale Komponente und in der **stromaufwärtigen Ebene werden ähnliche Ergebnisse erhal**

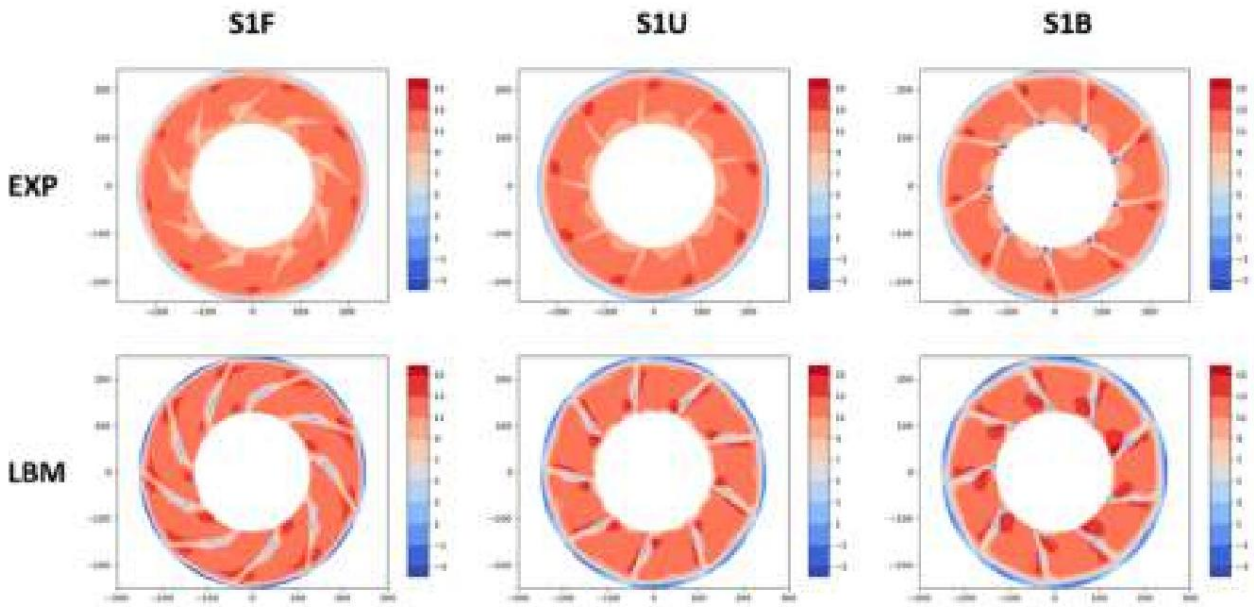



**Abbildung 5. Mittlere Axialgeschwindigkeit an der Hinterkante: Vergleich von Experiment (oben) und LBM-Ergebnissen (unten) für S1F- (links), S1U- (Mitte) und S1B-** Lüfter **(rechts) . Lüfterabmessungen in mm und Geschwindigkeit in m/s.**

Machine Translated by Google



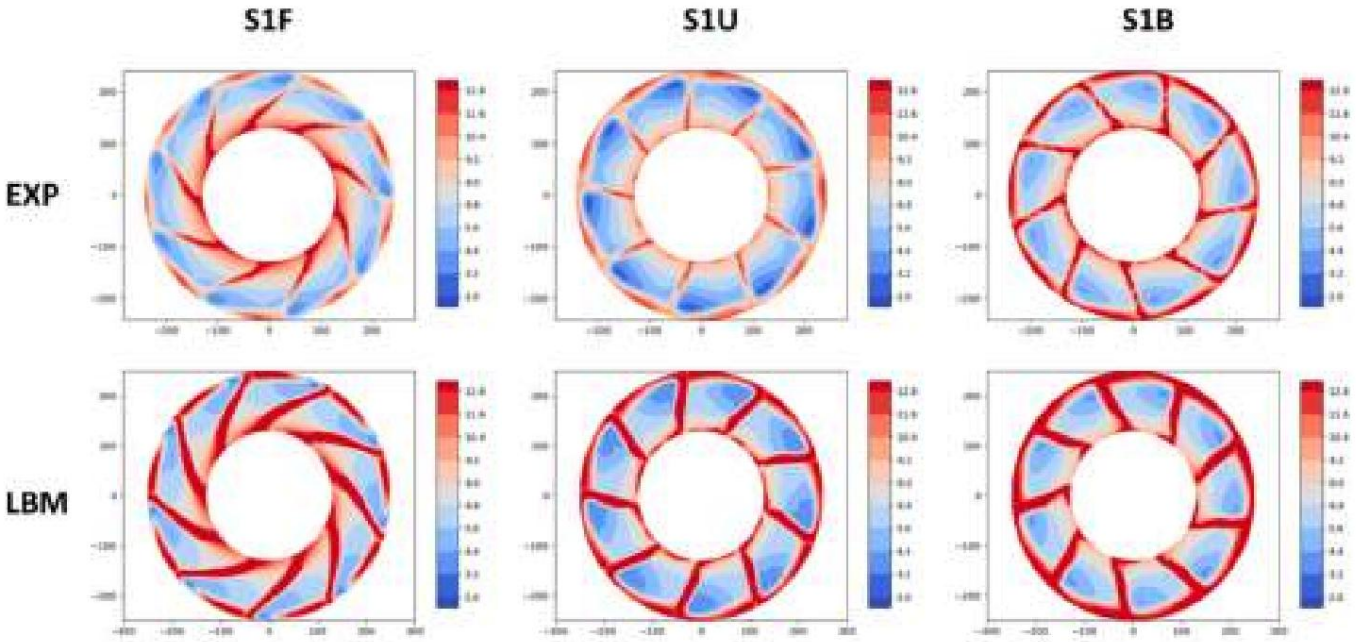



**Abbildung 6. Mittlere Tangentialgeschwindigkeit an der Hinterkante: Vergleich von Experiment (oben) und LBM-Ergebnissen (unten) für S1F- (links), S1U- (Mitte) und S1B-Lüfter (rechts) . Lüfterabmessungen in mm und Geschwindigkeit in m/s.**

**Auch bei den quadratischen Mittelwertkomponenten der Geschwindigkeit hinter dem Ventilator wird insgesamt eine gute Übereinstimmung erzielt. Das von LBM vorhergesagte mittlere Strömungsfeld stimmt daher sehr gut mit dem experimentellen überein. Wie jedoch die akustische Analogie von Ffowcs Williams und Hawkings [18] zeigt, sind die Lärmquellen bei Ventilatoren mit niedriger Geschwindigkeit die Strömungsunstetigkeit und insbesondere die Wanddruckschwankungen.**

**Um die Qualität der numerischen Vorhersagen im Spitzenbereich zu beurteilen, wo der Effekt der Schaufelneigung am stärksten zu spüren ist, werden Vergleiche mit den Wanddruckmessungen der Sonden angestellt, die auf der stationären Ummantelung im Spitzenbereich angebracht sind. Letztere werden in Bezug auf die Schaufelposition in Abbildung 7 gezeigt. Da die Schaufelschrägstellung die relative Position der Sonden in Bezug auf den Spitzenbereich verändert, wird dies in jedem Vergleich mit einem bestimmten Lüfter angegeben. Abbildung 8 zeigt die Leistungsdichte (PSD) des Wanddrucks an den Sonden 4 (links), 7 (Mitte) und 10 (rechts) für die Lüfter S1F (oben), S1U (Mitte) und S1B (unten) .** Beachten Sie, dass diese PSD alle mit der **in Matlab implementierten Pwelch-Funktion mit einer Bandbreite von 6 Hz und einem Hanning-Fenster mit 10 % Überlappung** sowohl für numerische als auch für experimentelle Daten **erhalten wurden, um einen fairen Vergleich zu ermöglichen. Bei allen Sonden und für alle Fächer (zumindest bis 1,5 kHz) wird ein ausgezeichneter Vergleich** zwischen den Ergebnissen des Experiments und des LBM erzielt , **was darauf schließen lässt, dass die Wirbeldynamik im Spitzenspalt für die relevanten größten Strukturen gut erfasst wird (die Wanddruckschwankungen sind die Spur an der Wand aller turbulenten Wirbel, die sich darüber entwickeln). Darüber hinaus sind der BPF und viele seiner Harmonischen bei allen Sonden innerhalb des Spitzenspalts für alle Fächer zu sehen. Der BPF und einige Harmonische sind auch vor und nach dem Spitzenspalt in den US- und BS-Konfigurationen zu sehen. Nur der FS-Fall zeigt keine Töne außerhalb des Spitzenspalts, mit den niedrigsten Breitbandpegeln, was auf die schwächste S**

Machine Translated by Google



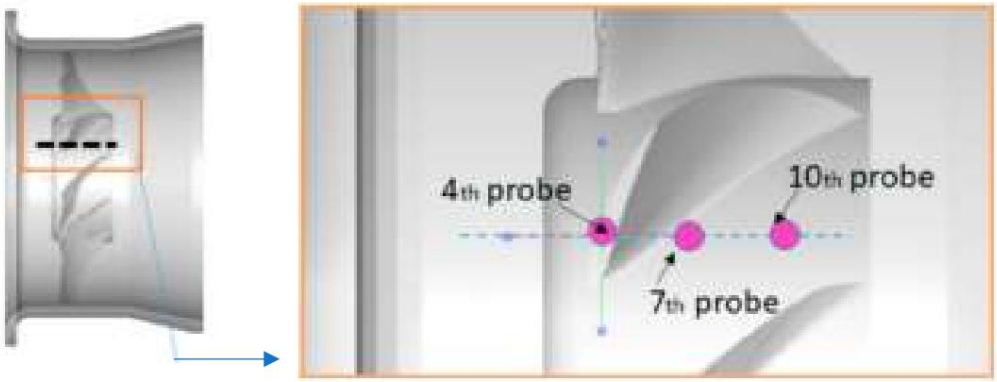



**Abbildung 7. Skizze der im Gehäuse befindlichen Sonden zur Aufzeichnung des instationären Wanddrucks.**

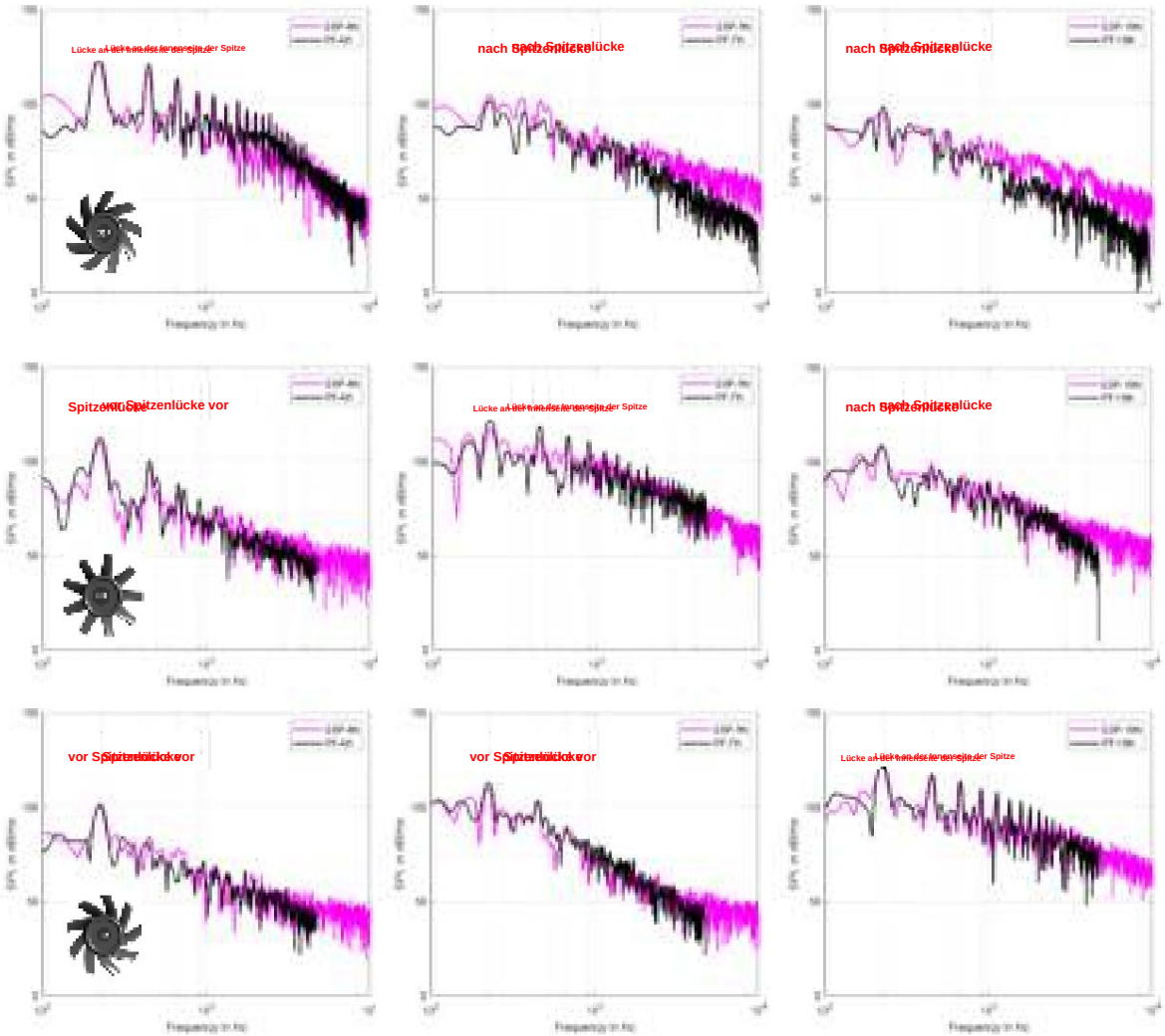


**Abbildung 8. PSD des Wanddrucks an den Sonden 4 (links), 7 (Mitte) und 10 (rechts) für S1F (oben), S1U (Mitte) und S1B (unten) Lüfter; die relative Position der Sonden in Bezug auf den Spitzenabstand ist oben dargestellt von jedem Grundstück.**

**Zur Bestätigung der obigen Beobachtungen zu Wanddruckschwankungen wurden Isokonturen von momentanes ÿ2- Kriterium (zweite Invariante des Geschwindigkeitstensors), das Wirbel in einem** In Abbildung 9 ist **im Spitzenbereich eine turbulente Strömung dargestellt, die durch die Geschwindigkeitsgröße eingefärbt ist . Die Ansicht von oben auf den Ventilator wurde gewählt, um die Wechselwirkung der Randwirbel hervorzuheben. mit der Schaufel. Offensichtlich verlassen die Spitzenwirbel mit einem Tip Leakage Vortex (TLV) die**

Machine Translated by Google



**Rotorblattvorderkante, interagieren in den US- und BS-Konfigurationen stärker mit dem Rotorblatt. Sie haben auch eine höhere Geschwindigkeit, was den Aufprall verstärkt. Im ungepfeilten Fall (US) interagieren die Spitzenwirbel mit der gesamten Blattsehne, und im rückwärts gepfeilten Fall (BS) bewegen sich die Spitzenwirbel noch weiter stromaufwärts und interagieren stark mit der Blattvorderkante und dem TLV. Nur im vorwärts gepfeilten Fall (FS) streifen die Spitzenwirbel das nächste Blatt und interagieren möglicherweise nur mit der Blatthinterkante. Dies erklärt folglich die geringsten Wanddruckschwankungen, die in dieser Konfiguration in Abbildung 8 beobachtet wurden.**

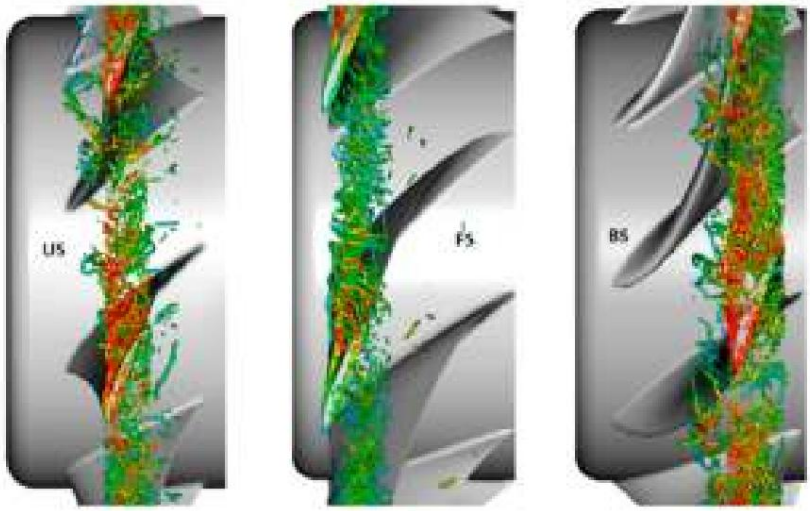



**Abbildung 9. Isokonturen des momentanen ÿ2 , eingefärbt nach Geschwindigkeitsgröße für die Fächer S1U (links), S1F (Mitte) und S1B (rechts).**

**3.2.2. Akustische Ergebnisse**

**Der Fernfeld-Schalldruck wird an jeder in Abbildung 2 (rechts) gezeigten Position für 17 Umdrehungen jeder Lüftersimulation mit einer Abtastfrequenz von 47,3 kHz direkt aufgeze**
**Beachten Sie, dass die PSD des Schalldrucks im Fernfeld, der numerisch für die drei Ventilatoren ermittelt wurde, in Abbildung 10 für Mikrofon 4 dargestellt ist, das vor dem Kanal auf der Drehachse des Ventilators platziert ist . In letzterem Diagramm entsprechen die vertikalen gestrichelten Linien den ersten beiden BPF. Beachten Sie erneut, dass diese PSD alle eine Bandbreite von 6 Hz für sowohl numerische als auch experimentelle Daten haben, um** einen fairen Vergleich zu ermöglichen, und mit der **in Matlab implementierten Pwelch-Funktion und einer Hanning-Fensterung mit 10 % Überlappung ermittelt wurden .** Die ersten drei Diagramme vergleichen die **LBM-Ergebnisse auf dem feinsten Netz mit den gemessenen Spektren. Die Breitband-Rauschpegel und Spektralformen werden über den gesamten Frequenzbereich für alle drei Ventilatoren (Abbildung 10a–c) für die Ventilatoren S1F, S1B und S1U gut reproduziert (innerhalb eines dB). Ähnlich gute Vergleiche wurden auch für die anderen Mikrofone erzielt. Nur die Spitzen, die im Experiment bei den BPF-Harmonischen zu sehen sind, werden nicht erfasst. Wie zuvor von Sturm et al. gezeigt wurde. Im reflexionsarmen Windkanal der Universität Siegen [19]** werden diese Töne durch die leichte **Asymmetrie der Installation des Lüftersystems im Prüfstand verursacht ,** wi
**Der in die Kammer eintretende Strahl wird durch das Wabensieb nicht vollständig gestreut und seine Richtung ist nicht perfekt auf die Achse des Lüftersystems ausgerichtet, was zu einem leichten Unterschied der Strömungsrückführung an der Ober- und Unterseite des Prüfstands führt, wie beispielsweise die Geschwindigkeitskonturen in Abbildung 4 für den ungepfeilten Lüfter zeigen. Diese vom Lüfter aufgenommene Strömungsverzerrung verursacht wiederum den tonalen Geräuschbeitrag. Dies wurde tatsächlich am groben Netz für den ungepfeilten Lüfter verifiziert, indem eine viel längere Simulation über die gesamte Füllzeit der Prüfeinrichtung durchgeführt wurde , wie dies zuvor von Sturm et al. [19**

Machine Translated by Google



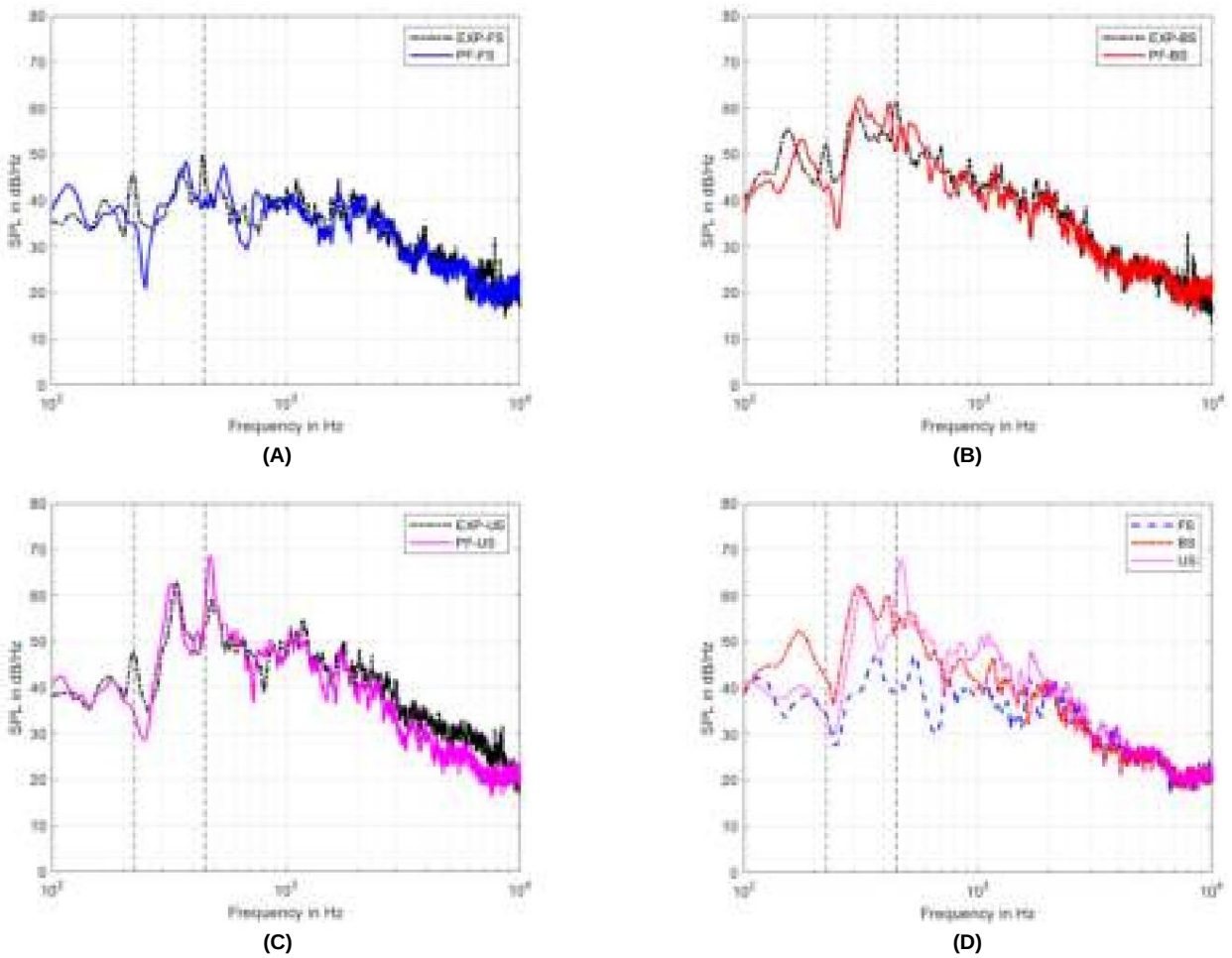



**Abbildung 10. PSD des Fernfeld-Schalldrucks für: S1F (a), S1B (b), S1U (c) und alle (d) Lüfter am Mikrofon 4 in Abbildung 2. Die vertikalen gestrichelten Linien kennzeichnen den BPF.**

**In Abbildung 10d werden die drei vorhergesagten Spektren verglichen. Unterhalb und oberhalb von 2 kHz ist eindeutig ein sehr unterschiedliches Verhalten zu erkennen. Bei niedrigen Frequenzen (unterhalb von 2 kHz) weist der vorwärts** gefegte Fächer viel niedrigere Pegel auf als die beiden anderen, wobei **bei den ungefegten und rückwärts gefegten Fächern zwei starke subharmonische Buckel** unterhalb des BPF und seiner ersten Ha **Magne et al. [20] sowie Moreau und Sanjosé [17] haben derartige Buckel bereits mit großen Wirbelstrukturen in Verbindung gebracht, die im Spalt an der Blattspitze auftreten.** Zhu et al. **[21] haben gezeigt, dass es sich dabei um dasselbe Phänomen handelt wie bei den Rotationsinstabilitäten, die zuvor von Kameier und Neise [22] nachgewiesen wurden. Der Frequenzbereich entspricht auch dem dominanten Blattspitzenrauschen, das Moreau und Sanjosé [17] sowie Sanjosé und Moreau [23] festgestellt haben. Bei hohen Frequenzen (über 2 kHz) verschmelzen alle Spektren, was dem voraussichtlich ähnlichen Beitrag des Hinterkantenrauschens entsprechen könnte, da die Fächer dieselben Profile aufweisen und unter denselben (oder ähnlichen) Strömungsbedingungen arbeiten, wie oben erwähnt.**

**Um weitere Einblicke in die Lärmquellen zu erhalten, wurden Isokonturen von Wanddruckschwankungen untersucht, die um ausgewählte Frequenzen gefiltert wurden, da sie den Hauptlärmquellen eines Lüfters bei niedriger Machzahl entsprechen. Abbildung 11 zeigt die PSD solcher Schwankungen um 350 Hz (den größten subharmonischen Buckel unter BPF2). Hohe Wanddruckschwankungen sind im Spitzenbereich der US- und BS-Lüfter sowohl auf der Saug- als auch auf der Druckseite zu beobachten, was den starken Einfluss der Spitzenwirbel auf die Schaufelblätter in Beachten Sie, dass der BS-Fall sogar die höchsten Pegel mit der größten Spannweitenspur auf den Blättern zeigt: Die Wirbel in Abbildung 9 sind nicht nur größer und energiereicher, sondern sie stürzen auch weiter in Richtung Nabe. Beim FS-Lüfter befinden sich die höchsten Pegel tatsächlich an der Nabe, verursacht durch die lokalen sekundären Strömungsmerkmale (Eckwirbel). Ähnliche Ergebnisse werden gefunden**

Machine Translated by Google



**von 150 Hz bis 2 kHz, was, wie bereits erwähnt, die Bedeutung des Spitzengeräusches in diesem Frequenzbereich unterstreicht .**

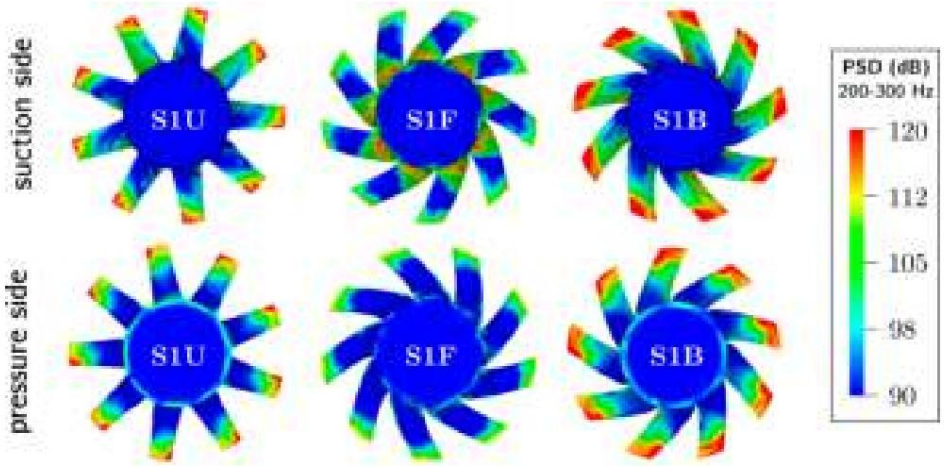



**Abbildung 11. PSD des Wanddrucks, gefiltert bei etwa 350 Hz für die Lüfter S1U (links), S1F (Mitte) und S1B (rechts) . Saug- (oben) und Druckseite (unten) der Lüfterblätter.**

**4. Schlussfolgerungen**

**Die Auswirkung der Schaufelbewegung auf das Geräusch von Axialventilatoren wurde numerisch mit der Lattice-Boltzmann-Methode untersucht. Eine Familie von Axialventilatoren mit freiem Wirbel, die an der Friedrich-Alexander-Universität entwickelt und getestet wurden, wurde in ihren tatsächlichen Testkonfigura Es wurden gute Gesamtleistungen vorhergesagt und die detaillierten Geschwindigkeitskarten vor und nach dem Lüfter lassen sich auch gut mit den vorherigen LDA-Messungen für alle drei Lüfter mit unterschiedlicher Pfeilung vergleichen. Schließlich wird eine ausgezeichnete Übereinstimmung bei allen Spektren der Wanddruckschwankungen im Spitzenspalt erreicht, wo der Großteil dieses Lüftergeräuschs bei niedriger Geschwindigkeit zu erwarten ist. Es ist ein deutlicher Unterschied zwischen dem vorwärtsgepfeilten Lüfter und den beiden anderen Lüftern erkennbar: Letztere haben höhere Wanddruckwerte und mehr Tongehalt über einen größeren Bereich im Spitzenspalt. Diese Schwankungen sind die Spuren der Spitzenwirbel, die in den ungepfeilten und rückwärtsgepfeilten Fällen stärker sind und einen größeren Bereich einnehmen. Die Analyse zeigt auch, dass die Spitzenwirbel beim ungepfeilten Lüfter in der Rotationsebene bleiben und sich im rückwärtsgepfeilten Fall sogar nach vorne bewegen, während sie im vorwärtsgepfeilten Fall stärker stromabwärts konvektiv geleitet werden und kaum mit dem nächsten Blatt interagieren. Die Lüfterpfeilung verändert das aerodynamische Strömungsfeld also erheblich. Darüber hinaus sind diese starken Wechselwirkungen der Spitzenwirbel mit den Lüfterblättern, wie bereits bei Ringventilatoren gezeigt, für große subharmonische Buckel in den akustischen Fernfeldspektren verantwortlich und tragen folglich zur starken Geräuschzunahme bei ungepfeilten und rückwärtsgepfeilten Lüftern im Vergleich zum vorwärtsgepfeilten Fall bei. Die simulierten Geräuschspektren lassen sich sowohl hinsichtlich der Pegel als auch der Formen sehr gut mit dem Experiment vergleichen. Diese Spektren und die entsprechenden Wanddruckkarten auf der Saug- und Druckseite aller Lüfterblätter bestätigen das dominante S**

**Die LBM-Simulationen haben neue Erkenntnisse über die besondere Rolle der Leckageströmung bei der Geräuschemission gebracht. Der Schwenkwinkel ist ein Lüfterparameter, der zur Begrenzung der Rotorblatt-Wirbel-Wechselwirkung und zur Verbesserung zukünftiger Lüfterkonstruktionen verwendet werden könnte.**

**Beiträge der Autoren: Konzeptualisierung, DG und SM; Methodik, MS, SM und MH; formale Analyse und Untersuchung, DG und SM; Datenkuratierung, DG und MS; Schreiben – Vorbereitung des Originalentwurfs , SM; Schreiben – Überprüfung und Bearbeitung, SM und MS; Visualisierung, DG und MS; Überwachung,** SM; Projektverwaltung, SM und MH; Mittelbeschaffung, SM. Alle Autoren haben **die veröffentlichte Version des Manuskripts gelesen und** stimmen ihr zu.

**Finanzierung: Diese Forschung wurde von Valeo (Frankreich) über den Chaire Aéroacoustique de l'Université de Sherbrooke finanziert.**

Machine Translated by Google



**Erklärung des Institutional Review Board: Nicht zutreffend.**

**Einverständniserklärung: Nicht zutreffend.**

**Datenverfügbarkeitserklärung: Nicht zutreffend.**

**Interessenkonflikte: Die Autoren erklären, dass keine Interessenkonflikte vorliegen.**

## Verweise


1. **Moreau, S. Eine Übersicht über Turbomaschinenlärm: Von analytischen Modellen zu hochpräzisen Simulationen. In** Grundlagen der hochpräzisen Auftrieb für zukünftige Zivilflugzeuge; **Springer: Cham, Schweiz, 2021.**
2. **Carolus, T.; Beiler, M. Schräge Schaufelblätter in Niederdruckventilatoren – Eine Untersuchung von Mechanismen zur Geräuschreduzierung, AIAA 97-1591-Artikel. Proceedings der 3. AIAA/CEAS-Aeroakustikkonferenz, Atlanta, GA, USA, 12.–14. Mai 1997.**
3. **Grasso, G.; Roger, M.; Moreau, S. Analytisches Modell der Schallquelle und -abstrahlung von der Hinterkante eines gepfeilten Tragflächenprofils.** J. Sound Vib. **2021,** 493, **115838. [CrossRef]**
4. **Krömer, FJ; Moreau, S.; Becker, S. Experimentelle Untersuchung des Zusammenspiels zwischen Schallfeld und Strömungsfeld in Schräggestellte Niederdruck-Axialventilatoren.** J. Sound Vib. **2019,** 442, **220–236. [CrossRef]**
5. **Zarri, A.; Christophe, J.; Moreau, S.; Schram, C. Einfluss gepfeilter Schaufelblätter auf die akustische Vorhersage niedriger Ordnung für Axialventilatoren.** Acoustics **2021, 2, 812–832. [CrossRef]**
6. **Pérot, F.; Kim, MS; Moreau, S.; Henner, M.; Neal, D. Direkte aeroakustische Vorhersage eines Axialventilators mit niedriger Geschwindigkeit, AIAA 2010- Artikel. In Proceedings der 16. AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, Stockholm, Schweden, 7.–9. Juni 2010.**
7. **Moreau, S. Direkte Geräuschberechnung von langsam laufenden Ringventilatoren.** Acta Acust. United Acust. **2019,** 105, **30–42. [CrossRef]**
8. **Zenger, F. Schallemission von Niederdruck-Axialventilatoren unter verzerrten Zuflussbedingungen. Dissertation, Friedrich-Alexander- Universität, Erlangen, Deutschland, 2017.**
9. **Herold, G.; Zenger, F.; Sarradj, E. Einfluss der Schaufelschrägstellung auf den Geräuschpegel von Axiallüfterkomponenten.** Int. J. Aeroacoustics **2017,** 16, **418–430. [Querverweis]**
10. **Schoder, S.; Junger, C.; Kaltenbacher, M. Computergestützte Aeroakustik des EAA-Benchmark-Falls eines Axialventilators.** Acta Acust. **2020, 4, 22. [CrossRef]**
11. **Chen, S.; Doolen, GD Lattice Boltzmann Methode für Fluidströmungen.** Annu. Rev. Fluid Mech. **1998,** 30, **329–364. [CrossRef]**
12. **Chen, H.; Teixeira, C.; Molvig, K. Realisierung von Fluid-Randbedingungen mittels diskreter Boltzmann-Dynamik.** Int. J. Mod. Phys. C **1998, 9, 1281–1292. [CrossRef]**
13. **Chen, H.; Orszag, SA; Staroselsky, I.; Succi, S. Erweiterte Analogie zwischen der Boltzmann-kinetischen Theorie von Flüssigkeiten und Turbulenzen.** J. Fluid Mech. **2004,** 519, **301–314. [CrossRef]**
14. **Fares, E. Unstationäre Strömungssimulation des Ahmed-Referenzkörpers mit einem Lattice-Boltzmann-Ansatz.** Comput. Fluids **2006,** 35, **940–950. [CrossRef]**
15. **Avallone, F.; van der Velden, WCP; Ragni, D.; Casalino, D. Rauschunterdrückungsmechanismen von Sägezahn- und gekämmten Sägezahnwellen Hinterkantenverzahnung.** J. Fluid Mech. **2018,** 848, **560–591. [CrossRef]**
16. **Marié, S. Etude de la Méthode Boltzmann sur Réseau pour les Simulations en Aéroacoustique. Ph.D. Diplomarbeit, Université Pierre et Marie Curie, Paris, Frankreich, 2008.**
17. **Moreau, S.; Sanjose, M. Subharmonische Breitbandhöcker und Spitzengeräusche bei langsam laufenden Ringventilatoren.** J. Acoust. Soc. Am. **2016,** 139, **118–127. [CrossRef] [PubMed]**
18. **Williams, JEF; Hawkings, DL Schallerzeugung durch Turbulenzen und Oberflächen in beliebiger Bewegung.** Phil. Trans. R. Soc. Lond. **1969,** 264, **321–342.**
19. **Sturm, M.; Sanjosé, M.; Moreau, S.; Carolus, T. Aeroakustische Simulation eines Axialventilators einschließlich des gesamten Prüfstands unter Verwendung des Lattice-Boltzmann-Methode. In Proceedings der Fan 2015-Konferenz, Lyon, Frankreich, 15.–17. April 2015.**
20. **Magne, S.; Moreau, S.; Berry, A. Subharmonisches tonales Rauschen von Rückflusswirbeln, abgestrahlt von langsam laufenden Ringrotoren in gleichmäßigen Einlassströmung.** J. Acous. Soc. Am. **2015,** 137, **198–225. [CrossRef] [PubMed]**
21. **Zhu, T.; Lallier-Daniels, D.; Sanjosé, M.; Moreau, S.; Carolus, T. Rotierende kohärente Strömungsstrukturen als Quelle für Schmalbandspitzen Spaltgeräusche von Axialventilatoren.** J. Sound Vib. **2018,** 417, **198–225. [CrossRef]**
22. **Kameier, F.; Neise, W. Experimentelle Untersuchung von Spitzenspielverlusten und Lärm in Axialturbomaschinen und deren Reduzierung.** J. Turbomach. **1997,** 119, **460–471. [CrossRef]**
23. **Sanjose, M.; Moreau, S. RANS-basierte analytische Modellierung von Breitbandrauschen für einen langsam laufenden Lüfter.** J. Acous. Soc. Am. **2018,** 143, **198–225. [CrossRef] [PubMed]**

Machine Translated by Google

Internationale Zeitschrift für
*Turbomaschinen*
*Antrieb und Leistung*

MDPI

Artikel

# Einfluss des Einlassspalts auf den von einem spiralförmigen Radialventilator

**Martin Ottersten 1,2,*, Hua-Dong Yao 2 und Lars Davidson 2**

1 Swegon Operations, SE-40125 Göteborg,
2 Schweden Department of Mechanics and Maritime Science, Chalmers University of Technology, SE-41296
Göteborg, Schweden * Korrespondenz: martin.ottersten@chalmers.se

**Zusammenfassung: In dieser Studie werden drei spiralförmige Radialventilatoren hinsichtlich ihrer aeroakustischen Leistung verglichen . Der Ton wird durch Kopplung des IDDES mit der Formel 1A von Farassat vorhergesagt. Die Quellen des Tons bei der Blattdrehfrequenz** (BPF) **werden identifiziert. Es wurde festgestellt, dass die Quellen mit dem Ventilatoreinlassspalt zusammenhängen, der höhere Geschwindigkeitsintensitäten und turbulente Schwankungen einführt, die mit der Blattvorderkante interagieren. Durch Neugestaltung des Spalts wird der Ton bei der** BPF **effektiv reduziert.**

**Schlüsselwörter: spiralförmiger Radialventilator; Spaltturbulenzen; tonaler Lärm; numerische Aeroakustik**

## 1. Einleitung

**Heutzutage verbringen die meisten Menschen den Großteil ihrer Zeit in Innenräumen. Die Raumklimaqualität (IEQ) wird dabei immer wichtiger. Wenn wir an IEQ denken, denken wir normalerweise an Temperatur, CO2- Gehalt und Luftfeuchtigkeit. Es wurde jedoch festgestellt, dass die Klangqualität ein wichtiger Faktor für ein gutes Raumklima ist [1,2].**

**Heutzutage wird ein Belüftungssystem üblicherweise von einem spiralförmigen Radialventilator angetrieben, der einen Spalt zwischen der rotierenden Lüfterfrontabdeckung und dem stationären Einlasskanal aufweist. Der Druckunterschied zwischen der Innen- und Außenseite des Lüfters treibt die Luft durch den Spalt. Wie Hariharan und Govardhan [3] klarstellen , verschlechtert eine Vergrößerung des Spalts die aerodynamische Leistung der Schaufelblätter.**

Es gibt einige frühere Studien zu spirallosen Radialventilatoren. Sowohl in **Simulationen als auch in Experimenten für einen spirallosen Ventilator [4] wurde festgestellt, dass das tonale Geräusch am** BPF **von einem spiralförmigen instationären Einlasswirbel erzeugt wird ,** der mit den rotierenden Schaufeln in der Nähe der Ventilatorrückplatte interagiert . **Eine weitere Ursache ist eine Zuflussverzerrung, die zu einer Strömungsablösung an der Schaufelwurzel in der Nähe der Rückplatte** führt **[5]. Zur Behebung der Zuflussverzerrung wurde vorgeschlagen, Strömungshindernisse vor dem Ventilatoreinlass zu platzieren [6]. Form und Lage der Hindernisse stellten sich als Schlüsselparameter zur Geräuschreduzierung heraus. Schaefer und Boehle [7] fanden mithilfe des Lattice-Boltzmann-Lösers heraus, dass die Genauigkeit der Geräuschvorhersage, insbesondere am** BPF, verbessert **wird , wenn das Netz am Spalt und am Ventilatorauslass verfeinert wird. Sie lieferten jedoch keine Diskussion über die**

**In einer aktuellen Studie haben die Autoren festgestellt, dass bei einem spiralförmigen Radialventilator die** mit dem BPF **verbundenen** Tonfrequenzen **mit Wanddruckschwankungen an der Schaufelvorderkante (BLE)** in Zusammenhang stehen **[8]. Diese entstehen, wenn turbulente Strukturen, die durch die Strömung durch den Spalt erzeugt werden, mit der BLE in der Nähe der Ummantelung interagieren. Um diese turbulenten Strukturen aufzulösen, musste das Netz im Spaltbereich verfeinert werden.**

**Die numerischen Simulationen in der vorliegenden Studie werden unter Verwendung einer Hybridmethode durchgeführt, welche die verbesserte verzögerte detachierte Eddy-Simulation (IDDES) [9] für die Strömungssimulation mit der Ffowcs Williams und Hawkings (FW-H) Gleichung [10] für die Rauschvorhersag Das IDDES wird in der Strömungssimulation verwendet und das FW-H dient zur Geräuschvorhersage.**

check for updates

**Zitat: Ottersten, M.; Yao, H.-D.; Davidson, L. Inlet Gap Effect auf tonales Rauschen, erzeugt durch eine Spiralloser Radialventilator.** Int. J. Turbomach. Propuls. Power **2022, 7, 33. https://doi.org/10.3390/ijtpp7040033**

**Wissenschaftlicher Redakteur: Thomas Carolus**

**Empfangen: 19. August 2022**
**Akzeptiert: 14. November 2022**
**Veröffentlicht: 18. November 2022**

**Anmerkung des Herausgebers: MDPI bleibt neutral in Bezug auf Zuständigkeitsansprüche in veröffentlichten Karten und institutionelle Zugehörigkeit. iationen.**

**Copyright: © 2022 bei den Autoren. Lizenznehmer MDPI, Basel, Schweiz. Dieser Artikel ist ein Open Access-Artikel, der unter den Bedingungen und Bedingungen der Creative Commons Namensnennungs-Lizenz (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/ ).**

Machine Translated by Google



**Ziel dieser Studie ist es, zu untersuchen, wie sich das tonale Geräusch am** BPF **verändert, wenn der Spalt verändert wird. Zwei verschiedene Spaltdesigns werden mit einem Referenzlüfter (Fall 1) verglichen, der derselbe Lüfter ist wie in der vorherigen Studie [8].**

**2. Konfiguration Der**

**Basislüfter (Fall 1) und die zwei unterschiedlichen Ausführungen (Fall 2 und Fall 3) sind in Abbildung 1 dargestellt. Fall 1 ist derselbe Lüfter wie der in [8] untersuchte. Die Lüftergeometrie ist in allen drei Fällen gleich, d. h. Flügel, Abdeckung und Rückplatte sind gleich . Der Lüfter hat sieben Flügel. Zwischen den stationären (braun) und rotierenden Teilen (grau) befindet sich ein Zwischenraum (d. h. der Spalt) . Fall 2 hat eine größere Spaltbreite (wcase2) und Fall 3 eine kleinere Spaltbreite (wcase3) als Fall 1. Die Spaltbreite wird durch Veränderung der Wandstärke des Einlasskanals variiert. Die abgerundete Kante des Einlasskanals ist für Fall 2 verkürzt und für Fall 3 verlängert. Der Einlasskanal wird für die unterschiedlichen Fälle in axialer Richtung verschoben, sodass die axiale Überlappung zwischen Lüfterabdeckung und Einlasskanal in allen Fällen gleich ist.**

**Wie in Abbildung 1d gezeigt, sind der Lüfter und der Einlasskanal in einem nachgeschalteten Kanal untergebracht, und der Einlasskanal ist mit einem vorgeschalteten Kanal verbunden. Diese einfache Geometrieanordnung ist für die numerischen Simulationen konzipiert. Diese Vereinfachung reduziert die Geometriekomplexität, behält jedoch die wichtigsten Strömungs- und Akustikeigenschaften bei. Die Lüfter- und Gehäuseparameter sind in Tabelle 1 aufgeführt. Hier** ist **d1 der Lüftereinlassdurchmesser an der BLE und d2 der Lüfterdurchmesser an der Schaufelhinterkante. Für den nachgeschalteten Kanal** bezeichnet **h2 die Kanallänge und d4 den Auslassdurchmesser . Für den vorgeschalteten Kanal** ist **h1 die Kanallänge und d3 der Einlassdurchmesser. Darüber hinaus** ist **h3 der Abstand zwischen dem Einlass**

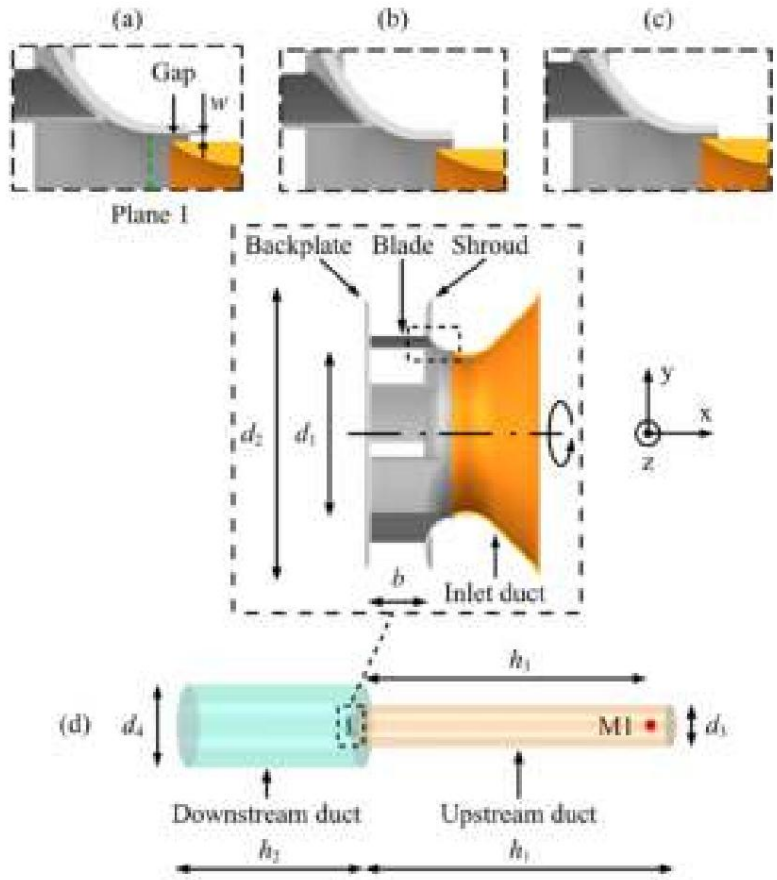



**Abbildung 1. Die Lüfterkonfigurationen. Grau zeigt den rotierenden Lüfter und Braun den stationären Einlasskanal an. (a) Fall 1 (Basislinie), (b) Fall 2 (mit einer größeren Spaltbreite = w) und (c) Fall 3 (mit einer kleineren Spaltbreite = w). (d) Das einfache Geometrielayout für die numerischen Simulationen. M1 ist die Mikrofonposition . Die Rotationsachse der Lüfter ist die x-Achse.**

Machine Translated by Google



**Tabelle 1. Die Lüfterparameter.**

| d1 | d2 | d3 | d4 | B | h1 | h2 | h3 | wcase1 | wcase2 | wcase3 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 0,165 m | 0,268 m | 0,6 m | 1,1 m | 0,053 | 4,0 m | 2,3 m | 3,2 m | 1,5 mm | 2,0 mm | 1,0 mm |

Die Lüfterdrehzahl beträgt 2800 U/min. Da der Lüfter sieben Flügel hat, ist der BPF 326,7 Hz. Die Betriebsbedingungen sind die gleichen wie in [7], wobei der Massenstrom auf 0,467 kg/s, und dies ergab einen Druckanstieg von 270 Pa für Fall 1.

## 3. Numerische Methodik

### 3.1. CFD-Methode

Die Luft wird als ideales Gas betrachtet. Die Strömung ist komprimierbar. Ein endliches Volumen Methode wird verwendet, um die Kontinuitäts-, Impuls- und Energiegleichungen zu diskretisieren. Die Methode verwendet einen getrennten Strömungslöser, der mit der semi-impliziten Methode erreicht wird für den Algorithmus Pressure-Linked Equations (SIMPLE). Die Unterrelaxationsfaktoren für die Geschwindigkeit und Druck im getrennten Strömungslöser werden auf 0,7 bzw. 0,4 eingestellt. Die Der Unterrelaxationsfaktor für die Turbulenzgleichungen beträgt 0,7. Alle Simulationen werden durchgeführt mit der kommerziellen Software STAR-CCM+ [11]. Die Turbulenz wird mit dem IDDES [12] kombiniert mit dem k-ÿ SST Turbulenzmodell. Dieser Aufbau wurde getestet in mehrere Studien an rotierenden Maschinen [13,14]. Die normalen Wandgrößen der Zellen der ersten Schicht in der Nähe aller Wände erfüllen $\ddot{y}^{+} < 1$.

### 3.2. Numerische Einstellungen

Der gesamte Rechenbereich ist in stationäre und rotierende Teile unterteilt. Die Maschen der stationären und rotierenden Maschen sind an den Schnittstellen zwischen ihnen nicht anpassungsfähig.

Die Massenstrom-Randbedingung wird am Einlass mit einer gleichmäßigen Geschwindigkeitsverteilung festgelegt . Die modellierte Turbulenzintensität wird auf I = 4% gesetzt, gemäß $I = 0{,}16(Re)$, wobei die Reynoldszahl auf Basis des Einlassdurchmessers d3 berechnet wird [11]. Die modellierte Die Turbulenzlängenskala wird auf = 0,5 m gesetzt, basierend auf = 0,7d3, wobei d3 die vorgelagerte Kanaldurchmesser. Die Druck-Auslass-Randbedingung wird am Auslass mit der statischen Druck von 101.325 Pa, der dem Referenzdruck (pre f) in der Umgebungsluft entspricht. Die rutschfeste Die Randbedingung ist für alle Wände festgelegt.

Um die Leistung des Ventilators sicherzustellen, sollte der Zustrom am Ventilatoreinlass nicht verzerrt. Außerdem darf es in der Nähe des Lüftereinlasses zu keiner Strömungsablösung kommen, insbesondere an der Wand vor dem Lüfterspalt. Diese Bedingungen werden in der vorliegenden Studie erfüllt durch Ausrichten eines geraden Kanals stromaufwärts mit der Ventilatorachse und Einfügen eines kleinen Abschnitts des Kanals in den Lüftereinlass, um den Abstand zwischen dem Kanal und dem Lüfter zu bilden.

Der Zeitschritt wird auf $\ddot{y}t = 2{,}0 \times 10\ddot{y}5$ s eingestellt. Dies ergibt einen maximalen konvektiven Courant Zahl von etwa 10, die an den Schaufelhinterkanten beobachtet wird. Dieser Wert erfüllt die numerische Stabilität, die für die implizite Zeitmarschmethode erforderlich ist. Die konvektive Die Courant-Zahl im Gap-Bereich liegt unter 1. Die maximale Anzahl innerer Iterationen pro Zeitschritt ist auf 12 eingestellt.

Die Abtastperiode des Geräusches beträgt in allen Fällen 0,3 s, was 14 Lüfterumdrehungen entspricht. Der Schalldruckpegel (SPL) wird mit dem von Hann-Fenster berechnet für 3000 Samples pro Signalabschnitt, was zu einer Frequenzauflösung von ca. 3 Hz führt. Die Signalabschnitte überlappen sich nicht.

### 3.3. FW-H-Gleichung

Zur Vorhersage des durch die Strömung erzeugten Lärms wird ein hybrider Ansatz verfolgt. Ansatz wird das IDDES mit der Formulierung 1A von Farassat [15] gekoppelt. Die Umgebungsluft Die Dichte wird auf $\ddot{y}0$ = 1,225 kg/m3 und die Schallgeschwindigkeit auf c0 = 340 m/s festgelegt.

Nach Neise [16] wird die Geräuschentwicklung bei niedrigen Machzahlen dominiert von Dipolrauschquellen, die auf der Grundlage der FW-H-Gleichung abgeleitet werden. Daher ist das Rauschen

Machine Translated by Google

= 1,225 kg/m3 = 340 m/s



Die Vorhersage in dieser Studie berücksichtigt nur eine undurchlässige integrale Oberfläche für Formulierung 1A. Die ausgewählten integralen Oberflächen sind die Lüfterblätter, die Abdeckung und die Rückplatte (siehe Abbildung 1). Die vor- und nachgeschalteten Kanäle sowie der Lüftereinlasskanal werden hingegen vernachlässigt. Tatsächlich gibt es von diesen Wänden nur eine begrenzte akustische Reflektion [17].

#### 4. Maschenware

Wir übernehmen die gleiche Netzgenerierungsstrategie, die in [8] entwickelt und evaluiert wurde, wobei der Lüfter derselbe ist wie in Fall 1. Eine Methode zur Generierung polyedrischer Netze wurde verwendet, um Prismenschichten in der Nähe der Wände und polyedrische Zellen im restlichen Berechnungsbereich zu erzeugen. Die Verwendung polyedrischer Zellen für Turbomaschinen wurde in [17,18] demonstriert. Die Wachstumsrate wird auf 1,05 eingestellt, wie in [19] vorgeschlagen. Das wichtigste Ergebnis der in [8] durchgeführten Netzstudie war, dass eine lokale Netzverfeinerung in den Bereichen vorgenommen werden muss, die sich vom Spalt bis zur BLE und entlang der Ummantelung bis zur Schaufelhinterkante erstrecken ( dunkelgrau gefärbt), wie in Abbildung 2 dargestellt. Für die drei Fälle werden dieselbe Netzverteilung und -verfeinerung verwende

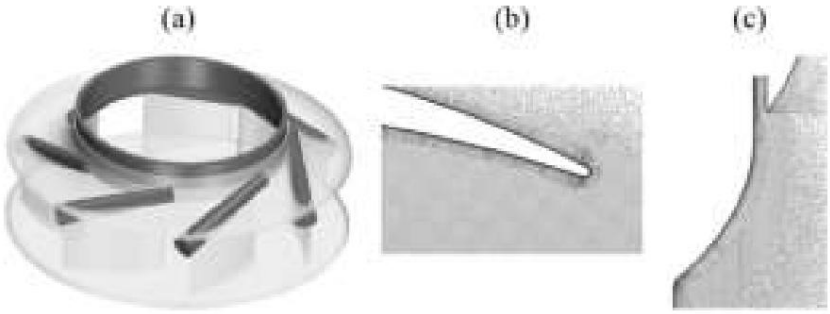



Abbildung 2. Wichtige Netzbereiche: (a) Netzverfeinerungsbereiche (dunkelgrau) am Einlassspalt und im oberen Bereich der Schaufelblätter. Netzzellen in der Nähe von (b) der Schaufelhinterkante und (c) dem Einlassspalt.

Tabelle 2. Die Netzparameter.

| | | Fälle 1–3 | |
|---|---|---|---|
| Gesamtzahl der Zellen | | 52 × 106 | 52 × 10 |
| Anzahl der Zellen in der rotierenden Zone in der Nähe + des Schaufelblattes | | 41,9 × 106 | 41,9 × 1 |
| Maximale erste Zellenhöhe ÿy Wände | ÿ | 0,73 | |
| Zellwachstumsverhältnis | | 1,05 | |

#### 5. Ergebnisse und Diskussion

5.1. Identifizierung von Quellen für tonales Rauschen für Fall 1

Die Konturen der Wirbelstärken $\ddot{y}$ an der Blattvorderkante für Fall 1 sind in Abbildung 3a dargestellt . Stromaufwärts der BLE gibt es Bereiche mit hoher Wirbelstärke. Die BLE sind hier mit einer gestrichelten Linie markiert. Sie entstehen, wenn sich die Spaltströmung mit der Hauptströmung vermischt. Dieses Phänomen wurde auch in früheren Untersuchungen beobachtet [8,20]. Die schwarze gestrichelte Linie ist eine Überwachungslinie, die an der BLE eines Rotorblatts positioniert ist und von der Rückplatte bis zur Abdeckung reicht. Die Überwachungslinie folgt dem Rotorblatt, während sich der Lüfter dreht, und der Wanddruck wird 12 Lüfterumdrehungen lang überwacht. Der quadratische Mittelwert (RMS) der Wanddruckschwankungen ist in Abbildung 3b dargestellt. An der Position, die der Abdeckung am nächsten liegt, hat der RMS seinen höchsten Wert. Mit zunehmender Entfernung zur Abdeckung nimmt der Druck-RMS-Wert ab. An der Rückplatte beträgt der Druck-RMS-Wert 5 Pa, was ungefähr 4 % des Wertes an der Abdeckung (129 Pa) entspricht.

Machine Translated by Google



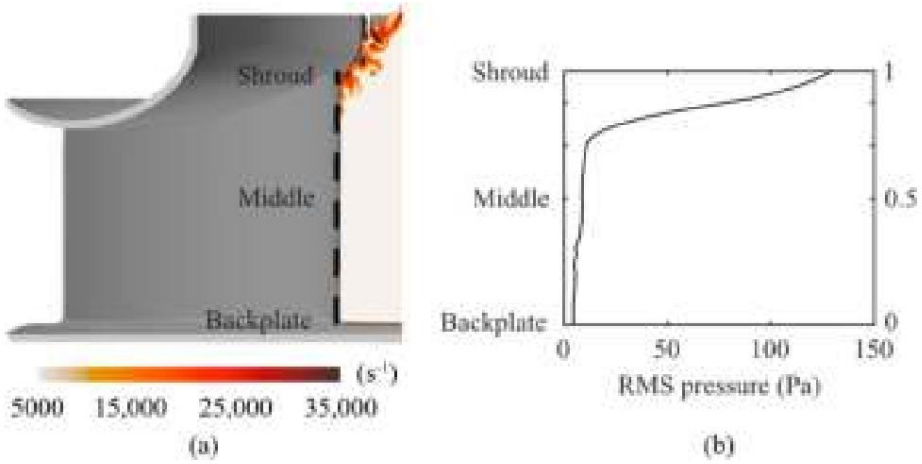



**Abbildung 3. Turbulenzen an der BLE: (a) Die Wirbelstärke** ÿÿ**ÿ**ÿ**

Machine Translated by Google



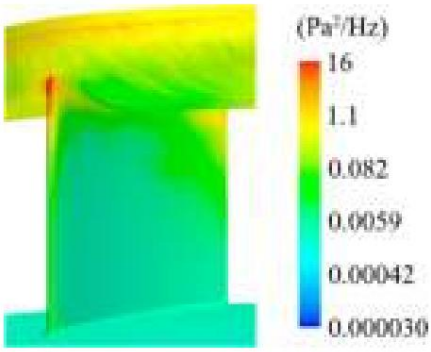



**Abbildung 5. PSD der Wanddruckschwankungen bei** BPF **(326,7 Hz).**

**( = 101,325 Pa)**

5.2. Vergleich der Lüfterleistung

**( = 101,325 Pa)**

**Der statische Druck ohne den Referenzdruck** pre f = **101.325 Pa wird** für die drei Fälle in Abbildung **6 entlang der axialsymmetrischen Linie** angezeigt. Alle Fälle zeigen ähnliche **Druckamplituden im Kanal stromaufwärts des Fans, während stromabwärts Unterschiede zu erkennen sind. Fall 3 weist den höchsten Druck auf, Fall 2 den niedrigsten. Der Unterschied im Druckanstieg stromabwärts des Fans ist nur auf die Spaltgestaltung zurückzuführen. Hariharan und Govardhan haben klargestellt [3] , dass sich die aerodynamische Leistung der Rotorblätter verschlechtert, wenn die Spaltbreite vergrößert wird. Darüber hinaus verbessert sich die Leistung, wenn die Spaltbreite verkleinert wird, wie in Abbildung 6 zu sehen ist. Laut Lee [20] verbessert ein kleinerer Spalt die Strömung beim Wechsel von axial zu radial und verbessert auch die St**

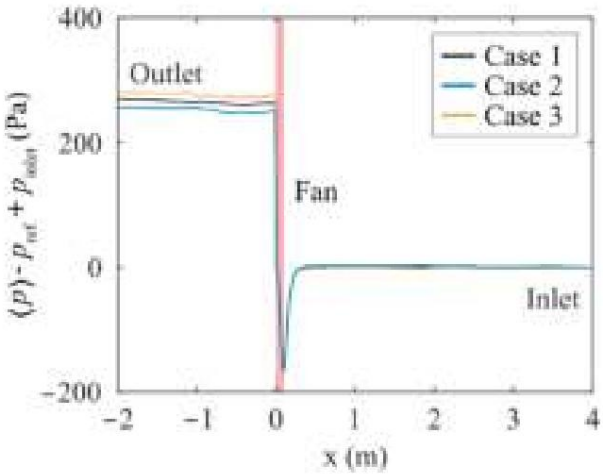



**Abbildung 6. Der Druck entlang der Axialachse des Lüfters im gesamten Berechnungsbereich. Hier** entspricht x **= ÿ2 der Position in der Nähe des Auslasses und** x **= 4 in der Nähe des Einlasses. Die Lüfterposition ist durch die rote Zone gekennzeichnet.**

5.3. Vergleich von Wanddruckschwankungen

**Die RMS-Werte der Druckschwankungen an der Überwachungsleitung an der BLE (beschrieben in Abbildung 2a) sind für alle Fälle in Abbildung 7a dargestellt. An der Position, die der Ummantelung am nächsten ist, wird in allen Fällen der höchste Druck-RMS-Wert beobachtet. Die RMS-Werte der Drücke weisen in allen drei Fällen das gleiche physikalische Verhalten auf, und wenn der Abstand zur Ummantelung zunimmt, nehmen die Druckschwankungen ab. Von der Ummantelung bis zur Rückplatte weist Fall 2 den niedrigsten Druck-RMS-Wert auf, und die Fälle 1 und 3 haben den höchsten. An der Rückplatte weisen die Fälle fast den gleichen Druck-RM**

Machine Translated by Google



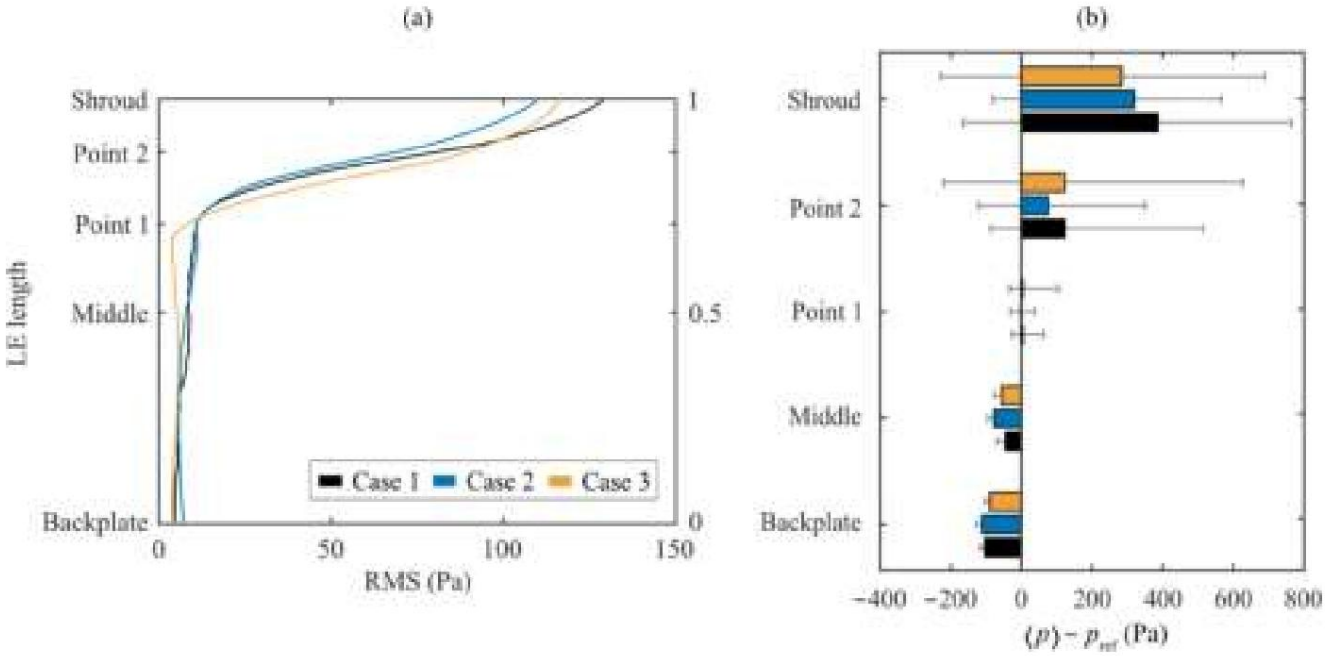



**Abbildung 7. Druck bei BLE. (a) Der RMS der Druckschwankungen für 12 Lüfterumdrehungen an einem Rotorblatt an der Überwachungslinie; (b) der zeitliche Durchschnittsdruck und Fehlerbalken, die den minimalen und maximalen Druck zeigen.**

**In Abbildung** 7b **ist der zeitliche Durchschnitt der Wanddrücke an der BLE für alle Fälle an verschiedenen Positionen dargestellt . Die Maximalwerte treten in allen Fällen an der Ummantelung auf, während die Werte an der Rückplatte negativ sind. Die Amplituden des Maximal- und Minimaldrucks (Fehlerbalken) sind an der Ummantelung am größten und werden in allen Fällen kleiner, wenn der Abstand von der Ummantelung zunimmt. An der Ummantelung weist Fall 1 die höchste Amplitude auf. Fall 2 weist an allen Positionen die niedrigsten Amplituden auf. An Punkt 2 sind die maximalen positiven Schwankungen größer als die negativen, und dies ist in allen Fällen gleich.**

**Abbildung 8 zeigt den zeitlichen Verlauf des Wanddrucks für alle Fälle an Punkt 2 während 12 Lüfterperioden. Die gestrichelten Linien zeigen den Durchschnittswert für jeden Fall an, und wie in Abbildung 7b dargestellt, ist er für Fall 2 am niedrigsten. Für die Fälle 1 und 3 werden Druckschwankungen mit großen Amplituden und hohen Frequenzen beobachtet. Auch für Fall 2 sind Schwankungen deutlich, die Amplituden sind jedoch kleiner. Darüber hinaus ist für Fall 2 eine periodische niederfrequente Schwankung in Bezug auf die Lüfterrotation erkennbar, die auch in [21] festgestellt wurde. Für die Fälle 1 und 3 gibt es keine klare periodische niederfrequente Schwankung. Für alle Fälle sind die maximalen Absolutwerte der positiven Schwankungen größer als die der negativen Schwankungen. Der Grund lie**

Die Konturen der **in Gleichung (1) definierten Geschwindigkeitsgrößen** |vR| in der **yz -Ebene (siehe Abbildung 1) und die Stromlinien (grau eingefärbt) der relativen Geschwindigkeitsvektoren in Ebene 1 (Lage siehe Abbildung 1a) sind für alle Fälle in Abbildung 9 dargestellt. Beachten Sie, dass die axiale Geschwindigkeitskomponente entlang der Lüfterrotationsachse von den Vektoren ausgeschlossen ist. Für Fall 1 und 3 gibt es Bereiche mit großen Geschwindigkeitsgrößen in der Nähe der Abdeckung. Diese Bereiche treten periodisch in Bezug auf die Schaufelpositionen auf. Diese Bereic**

**Dies lässt darauf schließen, dass die Strömung in der Nähe der Abdeckung aufgrund der Spaltturbulenzen stark schwankt und dass im Fall 2 oberhalb der Schaufeln (in der Nähe des Lüftereinlasses) weniger Turbulenzen auftreten.**

$$|vR| = v \overline{{}_{j}^{2}\,{}^{2} + v_{z}} \quad \textbf{(1)}$$

Machine Translated by Google



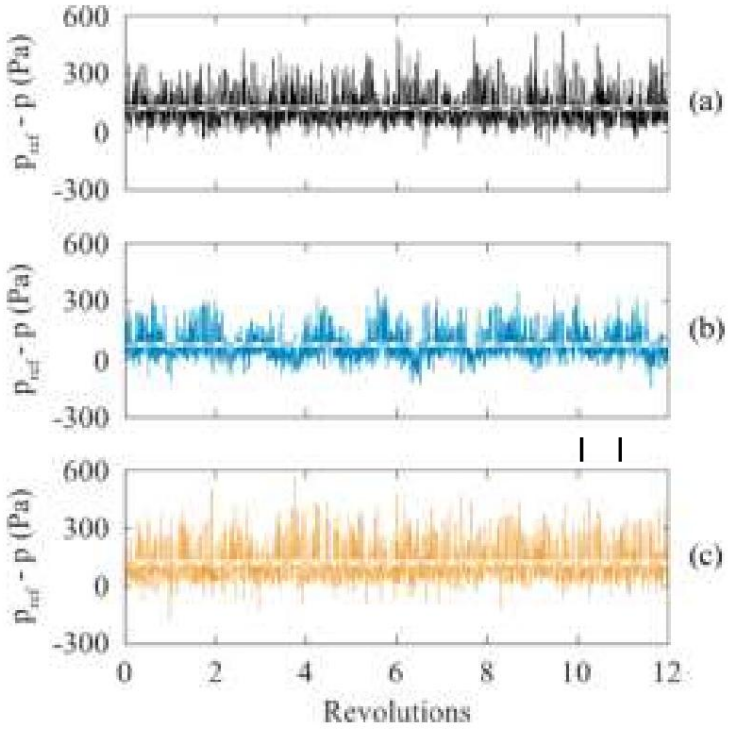



**Abbildung 8. Der zeitliche Verlauf des Wanddrucks entlang der BLE am Punkt 2: (a) Fall 1, (b) Fall 2 und (c) Fall 3. Die gestrichelten Linien geben den Durchschnittswert für jeden Fall an.**

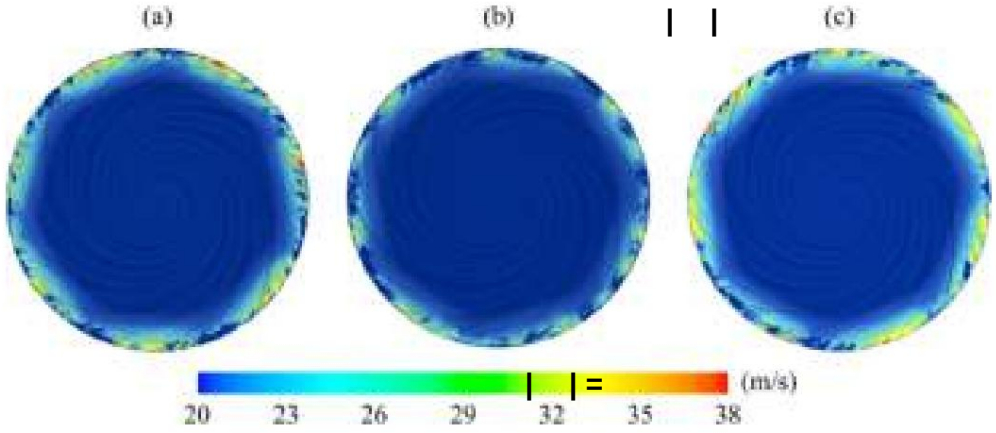



**Abbildung 9. Momentane Geschwindigkeitsgrößen** |vR| **visualisiert in Ebene 1: (a) Fall 1, (b) Fall 2 und (c) Fall 3.**

**In den vorherigen Studien zu Fall 1, in denen die numerische Vorhersage verglichen wurde mit experimentellen Daten [17,21] wurde gezeigt, dass der SPL am** BPF **am besten vor dem der Lüfter. Der vor dem Lüfter (Mikrofon M1) vorhergesagte Schalldruckpegel für die Tonfrequenz** Der BPF **wird zwischen den Fällen in Abbildung 10** verglichen. **Fall 1 und 3 haben fast den gleichen** BPF **Amplitude. Die niedrigste** BPF- **Amplitude hat Fall 2, wo der Pegel um 5,7 dB abnahm verglichen mit Fall 1. Diese Ergebnisse stimmen mit den Ergebnissen aus den Abbildungen 7–9 überein, wobei Fall 2 hatte den niedrigsten Wanddruck auf der BLE.**

In Tabelle **3 werden die Gehäuse hinsichtlich ihrer aerodynamischen und akustischen Leistung verglichen . Durch die Vergrößerung des Spalts verringert sich das tonale Rauschen am** BPF **und der statische Druckanstieg nimmt auch ab.**

Machine Translated by Google



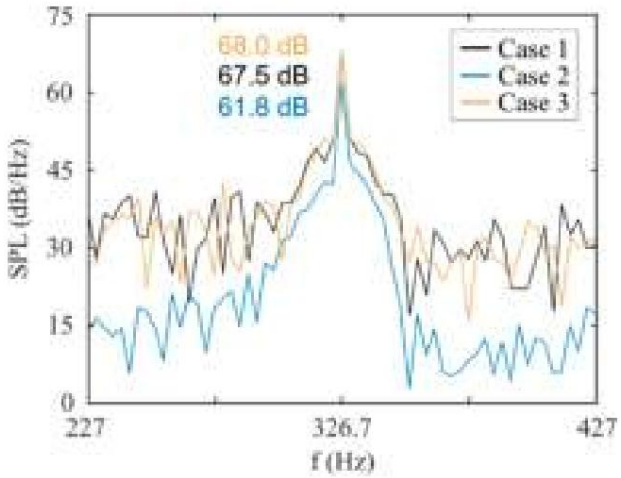



**Abbildung 10. Schalldruckpegel des Geräusches vor dem Ventilator. Die Tonfrequenz** BPF = **326,7 Hz.**

**Tabelle 3. Aerodynamische und akustische Leistung.**

| Vergleichsmerkmale | Fall 1 | Fall 2 | Fall 3 |
|---|---|---|---|
| Spaltbreite (mm) | 1.5 | 2.0 | 1.0 |
| Statischer Druckanstieg (Pa) | 268 | 261 | 281 |
| Schalldruckpegel bei BPF (dB) | 67,5 | 61,8 | 68,0 |

**Die Ergebnisse der Wanddruckschwankungen am** BPF **werden für die drei Fälle in Abbildung 11. Hier werden nur Größenordnungen über 1,5 Pa2/Hz mit bunten Konturen. Der Ort der größten Wanddruckschwankungen liegt an der gleichen Stelle (die BLE in der Nähe des Leichentuchs) für alle Fälle. Die Unterschiede liegen in der Größe und der Größe des Bereichs mit hoher Magnitude. Fall 1 und Fall 3 haben den größten Schalldruck (siehe Abbildung 10) und sie haben auch die größte Fläche und Größenordnung für die Tonfrequenz. Die energiereichen Stellen stehen im Einklang mit den Wanddruckschwankungen in Abbildung 7. Die hohe Energie entsteht durch die Wechselwirkung zwischen Einlassspaltwirbeln und mit der Spaltturbulenz und der BLE [8]. Nach Lee [20] entsteht durch den Spalt eine lokale Strahl, und die Geschwindigkeit der durch den Spalt strömenden Luft nimmt mit abnehmender Spaltgröße. Höhere Geschwindigkeit führt zu mehr Einlassspaltwirbeln, die mit der BLE interagieren, was ist auch in Abbildung 11 zu sehen, wo die Fälle 1 und 3 einen höheren PSD-Wert für den** BPF haben **als mit Fall 2.**

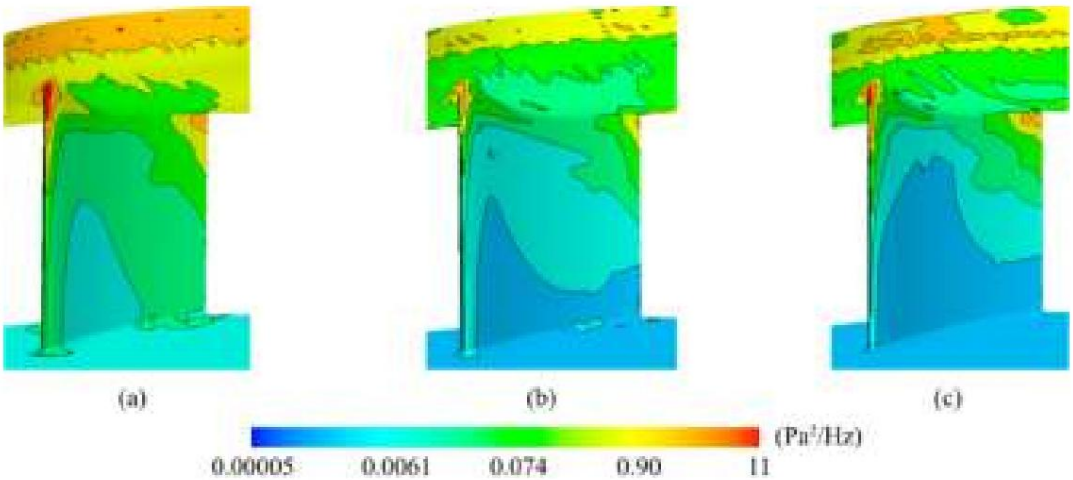



**Abbildung 11. Die PSD bei** BPF **(326,7 Hz) für Wanddruckschwankungen: (a) Fall 1, (b) Fall 2 und (c) Fall 3.**

Machine Translated by Google



## 6. Schlussfolgerungen

**Das tonale Geräusch am** BPF **wird für drei verschiedene Spaltgrößen eines spiralförmigen Radialventilators verglichen. Die vorliegende Studie basiert auf einer früheren Studie [8], in der festgestellt wurde, dass die Spaltströmung** eine wichtige Rolle bei der Entstehung des tonalen Geräusches spielt. Die Strömung wird **mithilfe einer Hybridmethode simuliert, die** das IDDES mit der Formulierung 1A von Farassa

**Bereiche mit hoher Wirbelstärke finden sich zwischen der BLE und dem Spalt und werden der Turbulenz zugeschrieben, die vom Einlassspalt ausgeht. Die Turbulenz entwickelt sich entlang der Ummantelung und interagiert mit der BLE. Die Interaktion führt zu einem RMS-Wert mit hohem Druck an der BLE in der Nähe der Ummantelung. Darüber hinaus schwankt der Druck an der Ummantelung mit hoher Frequenz. Mit zunehmender Entfernung zum Einlassspalt und der Ummantelung nimmt der RMS-Wert des Drucks ab. In der mittleren Position werden nur geringe**

**Für den Wanddruck wird eine Spektralanalyse durchgeführt. Es gibt Bereiche mit hoher Energie, die mit den Stellen identisch sind, an denen sich die Spaltturbulenzen entwickeln und für den Aufprall auf die BLE verantwortlich sind. Dies zeigt, dass die Spaltturbulenzen die Tongeräuscherzeugung am** BPF dominieren. **Die Spektralanalyse wird dann verwendet, um das Tongeräusch am** BPF **für drei verschiedene Spaltdesigns zu vergleichen.**

**Die drei Designs zeigen einen ähnlichen Trend des Druck-RMS-Werts. Der Druck- RMS-Wert ist an der Abdeckung am größten und nimmt ab, wenn der Abstand zum Spalt zunimmt.** Darüber hinaus **erreicht der Druck-RMS-Wert an der Position von 20 % Schaufelbreite zur Abdeckung (Punkt 1 in Abbildung 7)** den kleinsten Wert. Fall 2 weist **im Vergleich zu den anderen Fällen insgesamt an allen Positionen geringere RMS-Amplituden auf.**

**Fall 2 weist das geringste tonale Rauschen am** BPF auf. **Dies stimmt mit den Beobachtungen der Druckschwankungen überein. Die Spektralanalyse zeigt auch, dass Fall 2 im Vergleich zu den anderen Fällen die geringste Stärke am BLE in der Nähe der Abdeckung aufweist. Laut der vorliegenden Studie führt die größte Spaltgröße zum geringsten tonalen Rauschen am** BPF, **und der statische Druckanstieg ist auch am geringsten. Die kleinste Spaltgröße weist das höchste tonale Rauschen am** BPF auf, **und der statische Druckanstieg ist am höchsten.**

**Beiträge der Autoren: MO, Konzeptualisierung, Methodik, Software, Analyse, Untersuchung, Schreiben – Originalentwurf, Schreiben – Überprüfung und Bearbeitung und Visualisierung; H.-DY, Überprüfung und Bearbeitung** und Überwachung; LD, Überprüfung und Überwachung. Alle Autoren haben die veröffentlichte **Version des Manuskripts gelesen und ihr zugestimmt .**

**Finanzierung: Die Studie wurde von Swegon Operations AB durch einen Industrie-Doktoranden finanziert. Fördernummer : Keine.**

**Erklärung zur Datenverfügbarkeit: Die Daten, die die Ergebnisse dieser Studie stützen, sind auf angemessene Anfrage beim entsprechenden Autor erhältlich.**

**Danksagungen: Die Simulationen wurden mit Ressourcen durchgeführt, die von der schwedischen nationalen Computerinfrastruktur (SNIC) am C3SE bereitgestellt wurden.**

**Interessenkonflikte: Swegon Operation finanziert die vorliegende Arbeit.**

## Verweise

1. **Berglund, B.; Lindvall, T.; Schwela, D. Neue Richtlinien für Lärm in der Gemeinde.** Noise Vib. Worldw. **2000,** 31, **24–29. [CrossRef]**
2. **Azimi, M. Lärmreduzierung in Gebäuden durch schallabsorbierende Materialien.** J. Archit. Eng. Technol. **2017, 6, 198.**
3. **Hariharan, C.; Govardhan, M. Einfluss des Einlassspalts auf die aerodynamische Leistung eines Radialgebläses.** Int. J. Turbo Jet Engines **2016,** 33, **215–228. [CrossRef]**
4. **Wolfram, D.; Carolus, TH Experimentelle und numerische Untersuchung des instationären Strömungsfeldes und der Tonerzeugung in einem isolierten Laufrad eines Radialventilators.** J. Sound Vib. **2010,** 329, **4380–4397. [CrossRef]**
5. **Sanjose, M.; Moreau, S. Direkte Geräuschvorhersage und Steuerung eines installierten großen Radiallüfters mit niedriger Geschwindigkeit.** Eur. J. Mech. **2017,** 61, **235–243. [CrossRef]**
6. **Pérot, F.; Kim, MS; Goff, VL; Carniel, X.; Goth, Y.; Chassaignon, C. Numerische Optimierung des tonalen Geräusches eines rückwärts gerichteten Radiallüfters unter Verwendung einer Strömungshindernis.** Noise Control. Eng. J. **2013,** 61, **307–319. [CrossRef]**
7. **Schaefer, R.; Boehle, M. Einfluss der Maschenweite auf die Aerodynamik und Aeroakustik eines Radialventilators unter Verwendung der Lattice- Boltzmann-Methode. In Proceedings des 23. Internationalen Kongresses für Akustik, Aachen, Deutschland, 9.–13. September 2019; S. 1882–1889.**

Machine Translated by Google




8. **Ottersten, M.; Yao, H.-D.; Davidson, L. Tonales Geräusch eines spirallosen Radialventilators, erzeugt durch Turbulenzen, die aus dem vorgelagerten Einlassspalt stammen.** Phys. Fluids **2021,** 33, **75110.** [CrossRef]
9. **Shur, ML; Spalart, PR; Strelets, MK; Travin, AK Ein hybrider RANS-LES-Ansatz mit Delayed-DES und Wall-Modelled LES Fähigkeiten.** Int. J. Heat Fluid Flow **2008,** 29, **1638–1649.** [CrossRef]
10. **Ffowcs Williams, JE; Hawkings, DL Theorie zum Geräusch rotierender Maschinen.** J. Sound Vib. **1969,** 10, **10–21.** [CrossRef]
11. **Siemens PLM Software.** STAR-CCM+ Benutzerhandbuch (Version 12.04); **Siemens PLM: Plano, TX, USA, 2017.**
12. **Salunkhe, S.; Fajri, OE; Bhushane, S.; Thompson, D.; O'Dohety, D.; O´Dohety, T.; Mason-Jones, A. Validierung von Vorhersagen des Nachlaufs von Gezeitenturbinen und Analyse des Mechanismus zur Wiederherstellung des Nachlaufs.** J. Mar. Sci. Eng. **2019, 7, 362.** [CrossRef]
13. **Rynell, A.; Efraimsson, G.; Chevalier, M.; Åbom, M.** Einbeziehung von Statistiken über turbulente Zuflüsse stromaufwärts zur numerischen Ermittlung geeigneter Lüftergeräuscheigenschaften; **SAE Technical Paper 2016-01-1811; SAE International: Warrendale, PA, USA, 2016.**
14. **Rynell, A.; Chevalier, M.; Åbom, M.; Efraimsson, G. Eine numerische Untersuchung der Geräuscheigenschaften eines umhüllten Unterschall-Automobillüfter.** Appl. Acoust. **2018,** 140, **110–121.** [CrossRef]
15. **Brentner, KS; Farassat, F. Analytischer Vergleich der akustischen Analogie und der Kirchhoff-Formulierung für bewegte Oberflächen.** AIAA J. **1998,** 36, **1379–1386.** [CrossRef]
16. **Neise, W. Überblick über Mechanismen und Kontrollmethoden zur Erzeugung von Lüftergeräuschen. In Proceedings of the Fan Noise 1992 International Symposium, Senlis, Frankreich, 1.–3. September 1992; S. 45–56.**
17. **Ottersten, M.; Yao, H.-D.; Davidson, L. Unstationäre Simulation von tonalem Rauschen eines isolierten Radialventilators. In Proceedings of the Fan Noise 2018 Symposium, Darmstadt, Deutschland, 18.–20. April 2018.**
18. **Baris, O.; Mendonça, F. CFD für Turboladerkompressoren in Kraftfahrzeugen und Erweiterung zur Berücksichtigung von Installationseffekten. In Proceedings of the ASME Turbo Expo 2011: Power for Land, Sea and Air, Vancouver, BC, Kanada, 6.–10. Juni 2011.**
19. **Yao, H.-D.; Davidson, L.; Eriksson, LE Oberflächenintegralanalogie-Ansätze zur Vorhersage von Rauschen aus 3D-High-Lift-Low-Noise Flügel.** Acta Mech. Sin. **2014,** 30, **326–338.** [CrossRef]
20. **Lee, Y. Einfluss der Lüfterspaltströmung auf die Aerodynamik von Kreiselrädern.** J. Fluids Eng. **2010,** 132, **091103.** [CrossRef]
21. **Ottersten, M.; Yao, H.-D.; Davidson, L. Numerische und experimentelle Untersuchung von tonalen Geräuschquellen am Ausgang eines isolierten Radialventilator.** arXiv **2020, arXiv:2011.13645.**