ZEITGENAUE NUMERISCHE SIMULATION DER STRÖMUNG IN EINEM RADIALEN VERDICHTER MIT CASING TREATMENT.

G. Brignole, H.-P. Kau
Lehrstuhl für Flugantriebe – TU München
Boltzmannstraße 15, 85747 Garching

1. KURZFASSUNG

Radialverdichter sind wegen ihrer Fähigkeit, hohe Druckverhältnisse auf kleinstem Bauraum zu erzielen, schon seit den Anfängen der Strahltriebwerke für die Luftfahrt äußerst interessant. Radiale Verdichter werden oft als letzte Verdichterstufe in Strahltriebwerken der unteren Schubklasse, bei kleinen Wellenleistungsgasturbinen, bei Turboprops und in Hilfsgasturbinen eingesetzt. Die Vorteile radialer Maschinen sind jedoch stets auch mit niedrigeren Wirkungsgraden verbunden. Grund hierfür sind insbesondere die sekundären, dreidimensionalen Strömungsphänomene, die sich entlang des langen Schaufelkanals infolge eines hohen aspect ratios in großen Dimensionen entwickeln können [1, 2]. Die Wirkung der Spaltströmung auf das gesamte Strömungsbild in einem radialen Verdichter ist gravierend. Das so genannte *wake*-Gebiet, ein Teil der Passage im Laufrad, in dem sich Luft mit niedriger Energie sammelt, wird von der verlustreichen Spaltströmung ständig gespeist. Das Strömungsprofil am Austritt des Laufrades, charakterisiert durch eine scharfe Trennung zwischen den energiearmen und energiereichen Bereichen, ist nicht nur in Bezug auf Rotorwirkungsgrad und Stabilität ungünstig, sondern auch primäre Ursache instationärer Anregungen für einen nachfolgenden Diffusor.

Strukturen in der Gehäusewand, die eine rezirkulierende Strömung über den Schaufelspitzen im Impellerbereich generieren, sind in der Lage, die Spaltströmung gezielt zu beeinflussen. Basierend auf erfolgreichen Anwendungen in axialen Verdichtern beschäftigt sich diese Arbeit mit solchen Strukturen und ihrer Wirkung auf die Rotorströmung in Radialverdichtern. In einer numerischen Studie wird ein Laufrad ohne *splitters* modelliert und um Gehäusestrukturierungen erweitert. Mit Hilfe zeitgenauer Analysen auf Basis eines 3D-Navier-Stokes-Strömungslösers wird die entstehende Wechselwirkung detailliert untersucht. Das Druckverhältnis des untersuchten Verdichters im Auslegungspunkt liegt bei 4, und die relative Anströmmachzahl an der Schaufelspitze beträgt ungefähr 0,9.

2. EINLEITUNG

Der Begriff "*casing treatment*" bezeichnet die Einbringung von Strukturen in das Gehäuse eines Verdichters. Aus der Interaktion der Strömung in diese Kavitäten mit der Hauptströmung ergibt sich generell eine Verbesserung des Betriebverhaltens der Maschine [3]. In der Regel wird eine Erweiterung des stabilen Arbeitsbereiches des Verdichters durch eine Verschiebung der Pumpgrenze in Richtung niedrigerer Massenströme beobachtet. Diese Auswirkung wurde schon in den 70er Jahren erkannt. Die ersten Studien, die sich damit beschäftigten, konnten sich immer nur mit einer sehr begrenzten Anzahl an experimentellen Konfigurationen befassen [4]. Damit war jegliche Anpassung bzw. Optimierung des *casing treatments* unmöglich. Auch ein genaueres Verständnis der Interaktionsmechanismen fehlte. Erst in den letzten zehn Jahren hat sich mit dem Einsatz von numerischen Untersuchungsmethoden das Potenzial von Gehäusestrukturierungen gezeigt: eine Erweiterung des stabilen Arbeitsbereiches kann ohne Verluste im Wirkungsgrad erreicht werden. Mit Hilfe des detaillierteren Verständnisses der Strömungsphänomene und der Möglichkeiten, ein *casing treatment* für die jeweilige Maschine zu optimieren, gelang es sogar, Gehäusestrukturierungen zu entwerfen, die in der Lage sind, die Effizienz des Verdichters zu verbessern [5]. Diese Entwicklung wurde grundsätzlich jedoch nur an axialen Maschinen registriert. Beispiele von *casing treatments* für Radial-Verdichter sind äußerst selten [3, 6].

Die Auslegung eines geeigneten *casing treatments* für einen Verdichter muss von einer genauen Analyse der Strömungsphänomene in der gewählten Maschine ausgehen. Besonders bei radialen Verdichtern ist es notwendig, die Eigenschaften jeder einzelnen Maschine zu berücksichtigen. Auch wenn gemeinsame Strömungsmuster, wie die *jet-wake*-Struktur, erkennbar sind, kann es zu grundlegenden Unterschieden kommen. Eine entscheidende Wirkung auf das Strömungsfeld haben unter Anderem eine Teilbeschaufelung, ein stark transsonisches Verhalten, eine Rückwärtskrümmung oder die Form des Gehäuses. Die Untersuchungen in der Ausgangsgeometrie haben hier zu wichtigen Erkenntnissen geführt, auf Grund deren darauf verzichtet wurde Gehäusestrukturierungen in der Nähe der Vorderkante anzuwenden [3, 7].

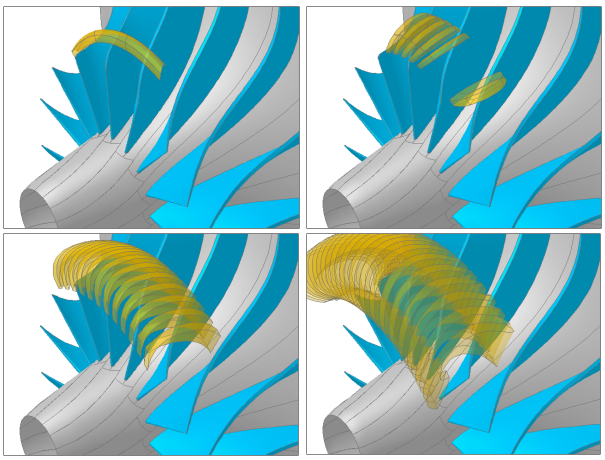

BILD 1. Untersuchte Konfigurationen: Umfangsnuten (oben, links), axiale Schlitze nach [5] (oben, rechts) und Rohrstrukturen (unten)

3. DAS MODELL

3.1. Der untersuchte Rotor

Die Geometrie des Laufrads entspricht der vom RADIVER Radialverdichter. Diese Maschine wurde von Ziegler [8] an der RWTH Aachen vermessen und steht als *test-case* zur Verfügung.

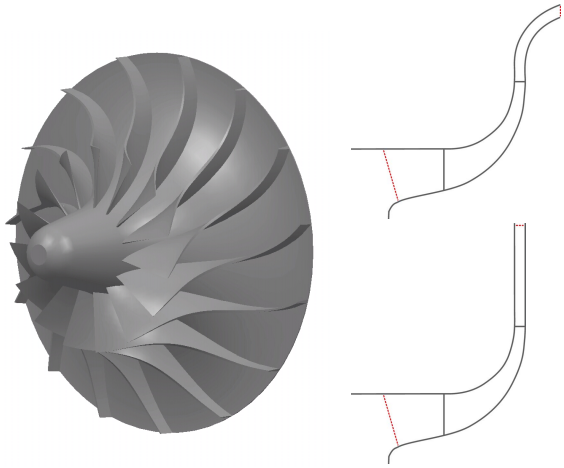

BILD 2. RADIVER-Laufrad (links) und Geometrie des Diffusors: erste (rechts, oben) und zweite, reale Konfiguration (rechts, unten)

Für die Untersuchung des Einflusses der Spaltströmung und der Auswirkung eines *casing treatments* auf das Betriebsverhalten erwies sich die splitterlose Schaufelkonfiguration des Impellers als günstig. Die Wechselwirkung einer Teilbeschaufelung hätte die Komplexität der auftretenden Strömungsphänomene noch erhöht. Folgende Tabelle fasst die wichtigsten Merkmale dieser Maschine zusammen:

Schaufelzahl	**15**
Auslegungsdrehzahl	**35200 *min*$^{-1}$**
Totaldruckverhältnis	**4,07**
Radius am Austritt	**135 *mm***
Rückwärtskrümmung	**38°**
Spalthöhe (Eintritt)	**0,7 *mm***
Spalthöhe (Austritt)	**0,48 *mm***

Die hier präsentierten ersten Untersuchungen konzentrieren sich auf eine Konfiguration mit unbeschaufeltem Diffusor. Dadurch wurde das Rechenmodell vereinfacht. Die Auswirkung des *casing treatments* auf die Rotor-Stator-Interaktion konnte deshalb nicht untersucht werden. Obwohl die meisten Messungen dieser Maschine bei einer reduzierten Drehzahl von 80% der Auslegungsdrehzahl gesammelt wurden, sind die Gehäusstrukturierungen für einen Betrieb bei voller Drehzahl ausgelegt. Erst dort ist der Charakter der Maschine transsonisch. Simulationen bei Teillast dienten zur Validierung und sollten nachweisen, dass die Gehäusestrukturierungen bei niedrigen Drehzahlen das Betriebsverhalten des Verdichter nicht verschlechtern.

3.2. Die numerischen Simulationen

Die numerischen Simulationen wurden mit Hilfe der Strömungslöser (*solver*) EURANUS von Numeca in zwei Phasen durchgeführt. In einer ersten Testreihe wurden Netze mit ungefähr 0,3 Millionen Knoten verwendet. Die Form des Diffusors wurde verändert, um die Konvergenz der Berechnungen zu erleichtern (Bild 2). Zuerst wurde das Laufrad ohne Gehäusestrukturierung simuliert. Anhand der Ergebnisse wurden verschiedene casing-treatment-Konfigurationen entwickelt und getestet (Bild 1). Aus diesem Optimierungsverfahren ergab sich eine Geometrie, die bei 100% und 80% Drehzahl ausführlicher untersucht wurde. In der darauf folgenden Testreihe wurden die Netze verfeinert bis zu einer Zellenanzahl von 2,1 Millionen. Die Form des Diffusors wurde wieder der realen Geometrie angepasst. Mit diesem Modell wurden die Ergebnisse für die Konfiguration ohne Gehäusestrukturen validiert. Die Netze, die in dieser Phase zum Einsatz kamen, unterscheiden sich von den ersten auch in der Topologie: statt eine einfache H-O-H Vernetzungsstrategie zu verwenden, wurde hier ein C-Netz um die Schaufel gelegt und der Rest des Kanals wurde mit 4 H-Blöcken diskretisiert. Daraus resultieren besser Werte für die Orthogonalität der Zellen an den Schaufelwänden, eine niedrigere Verzerrung der Zellen im Hinterkantenbereich und eine eins zu eins Übereinstimmung der Knoten an den periodischen Wänden. Alle Rechennetze wurden für ein *low-Reynolds*–Turbulenzmodell optimiert und erfüllen an den Wänden die Bedingung $y+ \leq 5$. Die feineren Netze mit $y+ \leq 1$ weisen 129 Rechenknoten in radialer Richtung und 240 Zellen in Schaufelumfangsrichtung auf.

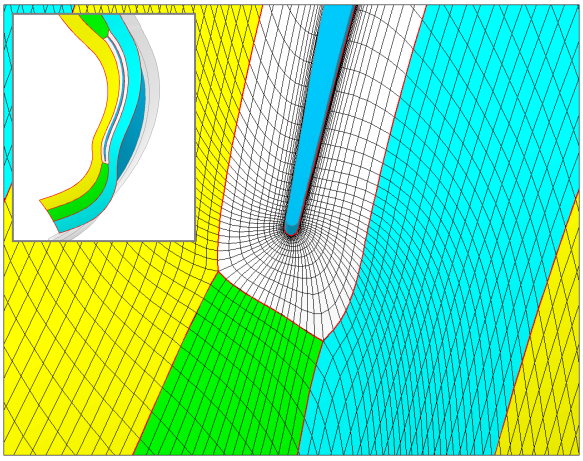

BILD 3. Netztopologie

Für die Ausgangskonfiguration (glatte Wand) und für rotationssymmetrische casing treatments wie Umfangsnuten war es möglich, das Problem stationär zu betrachten. Für die anderen untersuchten Gehäusestrukturierungen (Bild 1) wurde dagegen eine zeitgenaue Lösung des Strömungsfeldes erforderlich. Für diese erfolgte die Integration über der Zeit nach dem Schema der impliziten Pseudo-Zeit. Die Simulationen wurden mit 43 Zeitschritten (*physical time steps*) pro Passage und 10 internen Zeitschritten (*pseudo time steps*) durchgeführt. Durchschnittlich waren für eine Simulation mehr als drei vollständige Rotorumdrehungen nötig um über das stabile Verhalten der Lösung zu entscheiden. Der letzte stabile Arbeitspunkt wurde mit einer Genauigkeit von 250 Pa des statischen Gegendrucks ermittelt. Bezüglich der Modellierung der Turbulenz kam das 1-Gleichungs-Turbulenzmodell von Spalart-Allmaras zum Einsatz. Der numerische Stall kann beschrieben werden als ein nicht stabiles Strömungsfeld, charakterisiert durch zuerst langsames, dann immer schnelleres Sinken von Massenstrom, Druckverhältnis

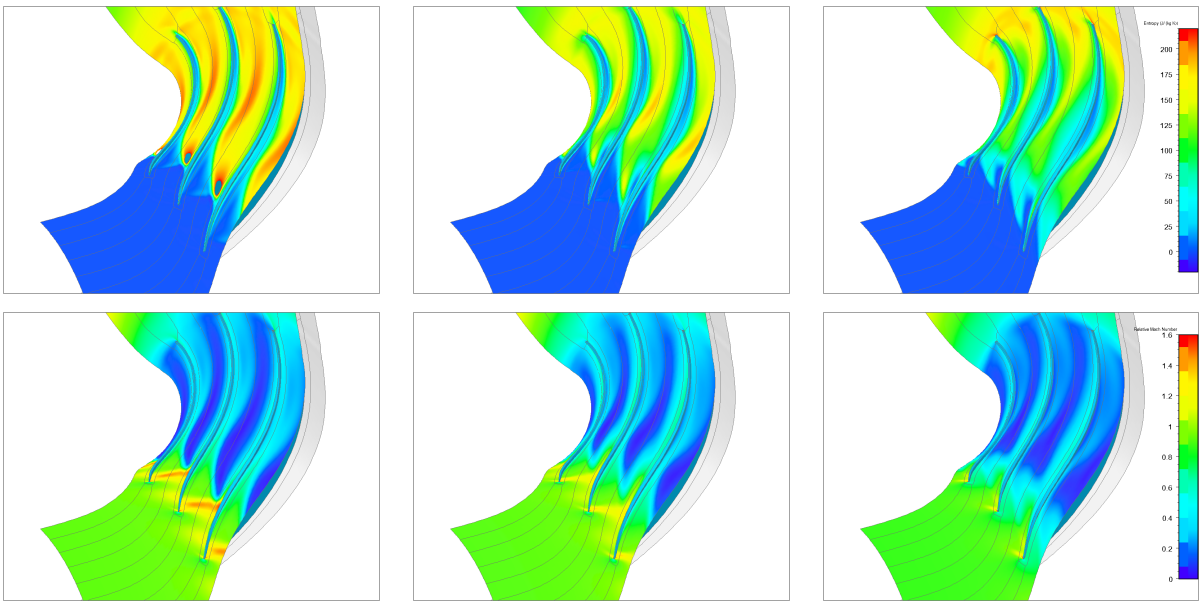

BILD 4. Entropie- (oben) und Machzahlverteilungen (unten) in der Nähe der Gehäuse bei drei verschiedenen Betriebszustände: entdrosselter Zustand (links), Auslegungspunkt (mitte) und Pumpgrenze (rechts)

und Wirkungsgrad. Das Eintreten der Instabilitäten erscheint nicht als ein rein numerisches Phänomen, sondern hat deutlich erkennbare strömungsphysikalische Ursachen. Dieses ist die wichtigste Bedingung, um den Aussagen der Numerik bezüglich des Gewinns an Stabilität durch Gehäusestrukturierungen vertrauen zu können.

4. ERGEBNISSE

4.1. Laufrad ohne Gehäusestrukturierung

Für das Laufrad wurde zunächst die Kennlinie der Standardgehäusekonfiguration bei 100% Drehzahl bis zum letzten numerisch stabilen Punkt berechnet. Dies führte zu den in der Abbildung 5 in rot dargestellten Kennlinien. Abbildung 4 zeigt dagegen die Verteilungen von Entropie und Machzahl auf einer rotationssymmetrischen Fläche, die im Kanal bei etwa 95% der Schaufelhöhe zur Visualisierung dieser Größen gelegt wurde. Drei verschiedene Arbeitspunkte sind hier repräsentiert: links ein entdrosselter Zustand, in der Mitte der Auslegungspunkt und rechts der letzte stabile Betriebzustand.

Unterhalb des Auslegungspunktes kommt es im *inducer* an der Schaufelsaugseite zu einem senkrechten Verdichtungsstoß. Durch Interaktion mit der Spaltströmung [9, 10] beginnt ein Bereich verzögerter Strömung, das klassische *wake*-Gebiet, welches durch das Zusammenspiel von Spaltströmung und Coriolis Effekten stromabwärts an Größe zunimmt und sich saugseitig entlang der Gehäusewand positioniert. An der Schaufeldruckseite sind unwesentliche Ablösungserscheinungen, die wohl von der Strömung in den Schaufelspalt verursacht werden, zu erkennen. Mit steigendem Gegendruck, d.h. mit Reduzierung des Massenstroms, wandert der Verdichtungsstoß zunächst stromaufwärts.

Nähert sich der Betrieb dem Auslegungspunkt, so tritt kein Verdichtungsstoß mehr auf. Aufgrund der fehlenden Initiierung des *wake*-Gebiets durch den Verdichtungsstoß formiert sich dieses erst weiter stromabwärts durch die stärkere Spaltströmung und kann sich zunächst bis zum Laufradaustritt nicht zu voller Größe entwickeln. Außerdem wird das *wake*-Gebiet durch die Intensität der Spaltströmung in Richtung Schaufeldruckseite in die Mitte der Schaufelpassage gedrückt. Auf der Schaufeldruckseite verstärken sich die Ablösungen.

Entscheidender Wendepunkt im Verhalten der Strömung ist der Betriebzustand, bei dem der Spaltwirbel zuerst die Druckseite der nachfolgenden Schaufel erreicht. Bei entdrosselten Zuständen bis zum Arbeitspunkt ist die Trajektorie des Spaltwirbels zu flach um eine Interaktion zu generieren. Bei höheren Lastzuständen wird aber der Spaltwirbel von stärkeren Druckgradienten zwischen Druck- und Saugseite generiert. Aufgrund der niedrigeren Geschwindigkeit der Hauptströmung erfährt er dazu eine niedrigere Umlenkung in axialer Richtung. An der Schaufeldruckseite bildet sich aus den Sekundärströmungen auf Gehäusewand und Schaufel selbst ein zweiter Bereich stark verzögerten Fluids, der zum Laufradende hin mit dem klassischen *wake*-Gebiet zusammenwächst. Durch das Anwachsen des zweiten *wake*-Gebiets an der Schaufeldruckseite wird der effektive Schaufelpassagenquerschnitt ebenfalls verringert, was in einer Umlenkung des schnelleren Fluids in der *jet*-Strömung resultiert. Diese scheint sich wiederum aus zwei gegenläufigen Spiralwirbelstrukturen zusammenzusetzen. Der umgelenkte schaufeldruckseitige Teil der *jet*-Strömung verschiebt das *wake*-Gebiet wieder in Richtung Schaufelsaugseite.

Im letzten stabilen Arbeitspunkt sind die beiden *wake*-Gebiete schon so ausgeprägt, dass sich die *jet*-Stromung auf den dreieckförmigen Bereich zwischen Schaufelsaugseite und saugseitiger Nabenhälfte beschränkt (siehe auch Bild 9). Jenseits dieses letzten numerisch erfassten Arbeitspunktes kommt es zu einer verstärkten Blockage durch die Gebiete verzögerter Strömung und damit zum instabilen Betrieb.

Nicht nur die beschriebene Interaktion mit den druckseitigen Strömungsphänomene ist dann entscheidend, sondern auch ein zweites Phänomen wird beobachtet. In dem Schaufelbereich, in dem der Wirbel auf die nächste Seite

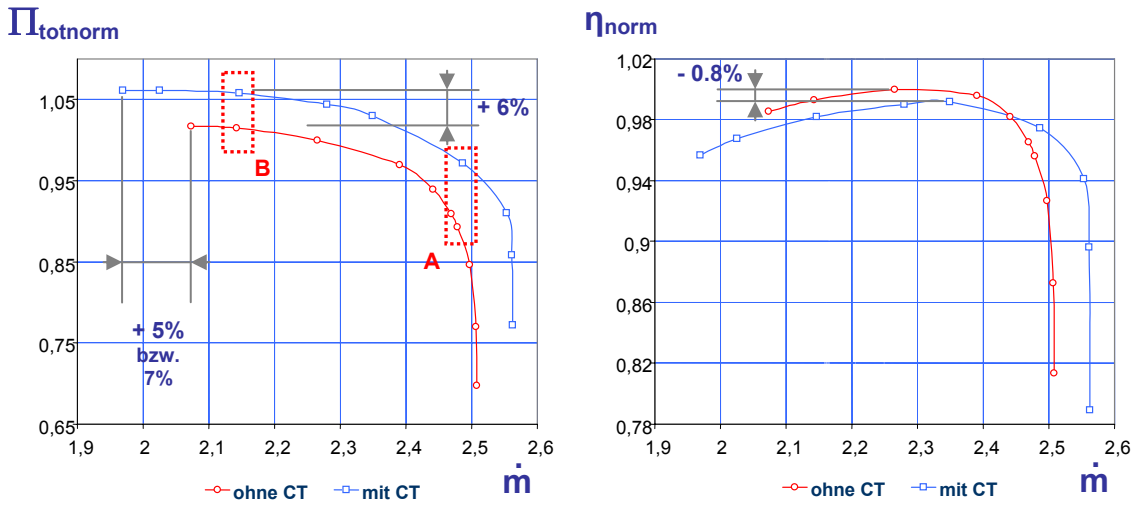

BILD 5. Kennlinien bei 100% Drehzahl mit und ohne Gehäusestrukturen

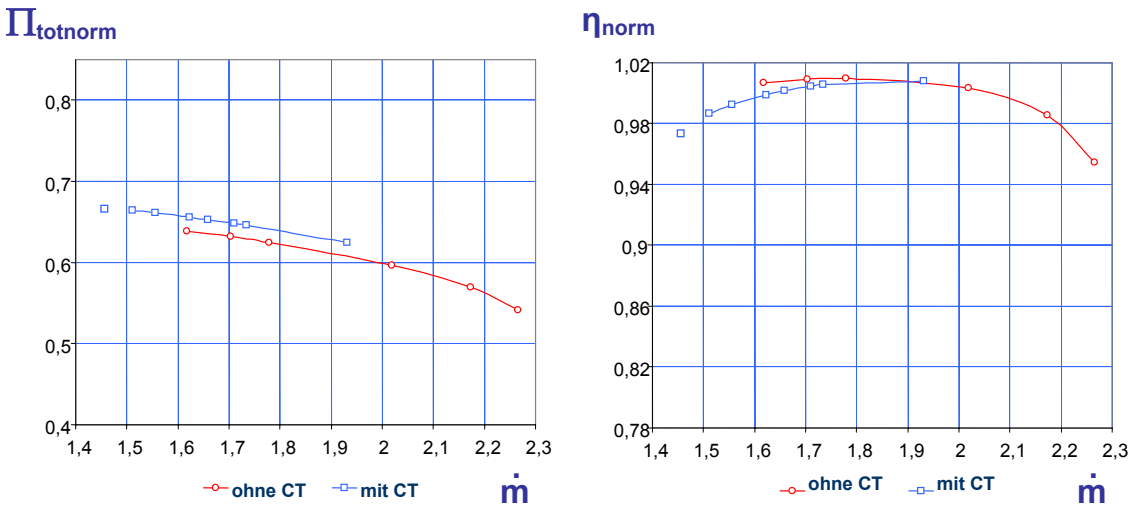

BILD 6. Kennlinien bei 80% Drehzahl mit und ohne Gehäusestrukturen

trifft, besteht die Spaltströmung aus Fluid, dessen Entropieniveau schon sehr hoch ist. Dieses Phänomen (sichtbar im Bild 4, rechts) verursacht die Entstehung eines weiteren Blockagegebiets, da die energiearme Spaltströmung nicht mehr den ersten Wirbel erreicht, der sich weiter in der Passage in Richtung Druckseite befindet. Basierend auf dieser Beobachtung wurde entschieden, *casing treatments* anzuwenden, die sich nicht direkt über der Vorderkante des Rotors befinden, sondern weiter hinten in dem Bereich, wo der Spaltwirbel auf die Druckseite trifft.

4.2. Laufrad mit Rohrstrukturen

Von allen untersuchten Konfigurationen wurden die besten Ergebnisse mit rohrförmigen Gehäusestrukturen erzielt. Solche Kanäle wirken nach dem Prinzip der rezirkulierenden Strömung [5, 7, 11, 3]. In dem *casing treatment* fließt aufgrund des Druckgradienten Luft von stromabwärts nach stromaufwärts. Da es sich um verdichtete Luft handelt, generiert dieser Prozess eigentlich Verluste. Ziel ist deshalb die Gehäusestrukturen so auszulegen, dass die Rückströmung nur im gedrosselten Zustand komplett ausgeprägt ist. Sobald aber diese Rezirkulation die Blockagegebiete, die von Spaltwirbel und anderen Sekundärerströmungen generiert werden, minimiert, ist es möglich mit diesem casing treatment eine Verbesserung des Gesamtwirkungsgrad zu erreichen. Rohrstrukturen [11, 7] haben im Vergleich mit axialen Schlitzen [5, 7, 11] den Vorteil, dass hier eine Trennung zwischen Entnahmegebiet und Injektionsgebiet besteht. Daraus ergeben sich eine größere Freiheit bei der Auslegung und die Möglichkeit, die lokalen Phänomene, getrennt zu analysieren. Komplexere Geometrien haben aber den Nachteil, dass die mechanische Fertigung deutlich umständlicher ist. Im Rahmen erster numerischer Studien ist dies aber unbedeutend.

Die Rohre wurden so ausgelegt, dass die Entnahme der Luft mit einer starken Neigung in Umfangsrichtung erfolgt. Das Fluid wird dann im Hauptkanal wieder in die Umfangsrichtung derart zurückgeführt, dass ein Mitdrall die Schaufeln in Gehäusenähe entlastet (Bild 7, rechts). Der Wiedereintrittskanal der Strömung in die Passage weist eine Neigung in axialer Richtung auf (Bild 7, links),

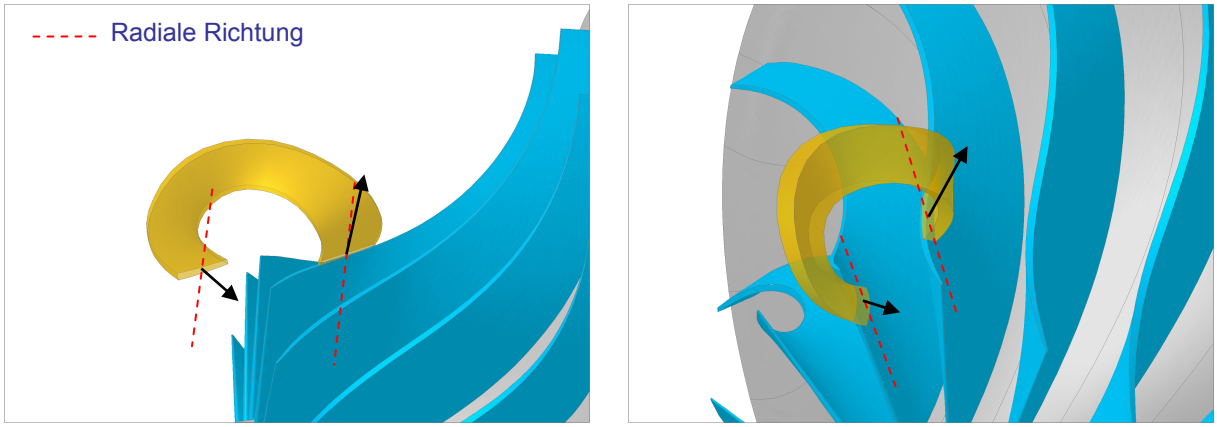

BILD 7. Geometrie der Rohrstrukturen

um Blockageeffekte zu vermeiden. Der Rohrquerschnitt wurde über die gesamte Länge konstant gehalten. Diese optimierte kanalförmige Nutgeometrie zeigt deutliche Auswirkungen auf die Bildung und Ausdehnung des wake-Gebietes. Vergleicht man die Verläufe der berechneten relativen Machzahlen von Betriebspunkten bei ähnlichen Durchflussraten mit und ohne *casing treatment*, so stellt man folgende Veränderungen fest: Der unterhalb des Auslegungspunktes auftretende Verdichtungsstoß positioniert sich bei der Gehäusekonfiguration mit Nut im Vergleich zur Konfiguration mit glatter Wand stromabwärts an der Schaufelsaugseite. Das *wake*-Gebiet formiert sich zunächst entlang der Gehäusevorderwand in Richtung Druckseite. Anfangs von größerer Ausdehnung als bei der Konfiguration ohne *casing treatment*, verkleinert sich das wake-Gebiet zum Laufradaustritt hin (Bild 8). Lediglich im Bereich der Schaufeldruckseite ist im Vergleich zur Konfiguration ohne Nut ein leichter Abfall der Strömungsgeschwindigkeit zu verzeichnen. Die Strömung durch die Nutkanäle ist noch nicht voll ausgeprägt. Oberhalb des Auslegungspunktes wird energiearmes Fluid von der Schaufeldruckseite in die Nut abgeführt. Die Bildung des bei der Konfiguration mit glatter Wand vorhandenen zweiten *wake*-Gebietes wird dadurch deutlich gehemmt (Bild 9). Das Kerngebiet der verzögerten Strömung formiert sich leicht abgeflacht entlang der Bereich des Kanaleintritts.

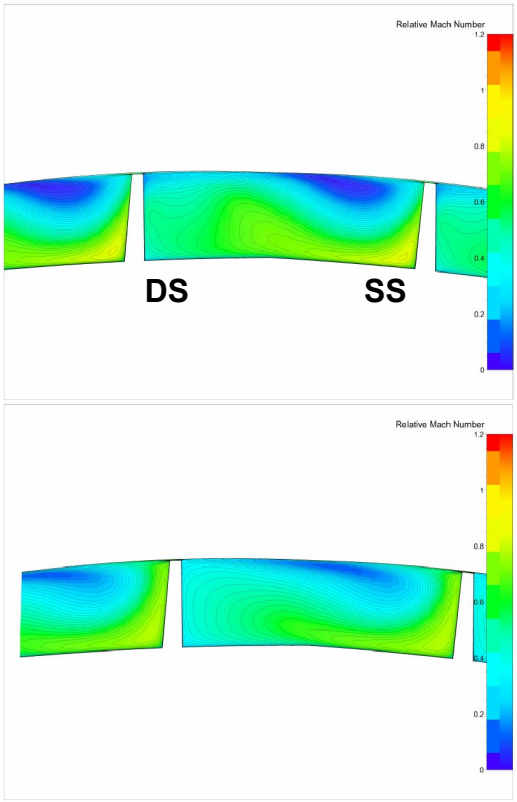

BILD 8. Machzahlverteilung am Austritt des Laufrades im Auslegungspunkt (A in Bild 5) für die Konfigurationen ohne (oben) und mit (unten) *casing treatment*

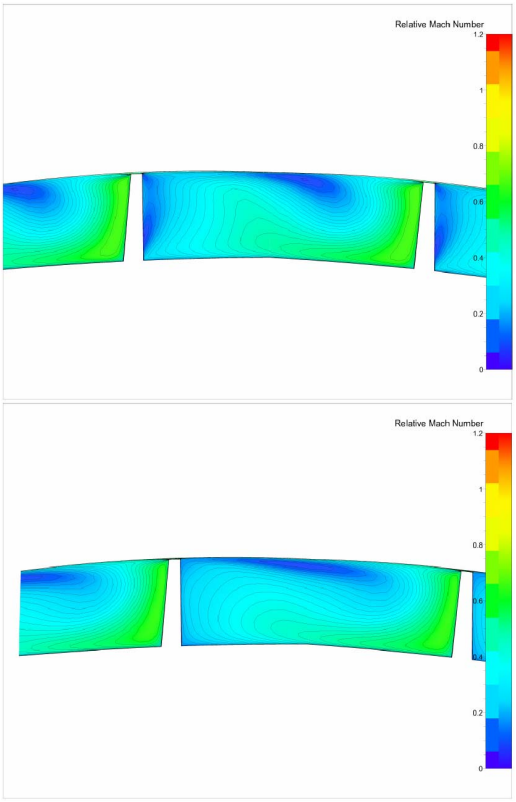

BILD 9. Machzahlverteilung am Austritt des Laufrades in der Nähe der Pumpgrenze (B in Bild 5) für die Konfigurationen ohne (oben) und mit (unten) *casing treatment*

Die Spaltströmung, Gehäusewand und hat seinen Ursprung stromaufwärts im die durch den hohen Druckunterschied zwischen Schaufelsaugseite und Schaufeldruckseite zustande kommt, sowie die sich in Ablösung befindliche Grenzschicht auf der Schaufeldruckseite, wird zyklisch durch die *casing treatment*-Känale abgeleitet. Das abgeführte Fluid wird durch den Kanal vor dem Laufrad wieder eingeleitet. Das so entstehende *wake*-Gebiet zieht sich entlang der Schaufeldruckseite bis über die Gehäusevorderwand und lässt der *jet*-Strömung deutlich mehr Raum. Die Ablösung der Grenzschicht von der Schaufeldruckseite trägt nicht mehr entscheidend zum *wake* bei. Durch den Austrittswinkel der Kanalströmung können aufgrund der Drallbehaftung des ausströmenden Fluids Ablösungen der Grenzschicht am Laufradeintritt beeinflusst werden. In allen Betriebspunkten zeigt sich eine Stabilisierung des *wake*-Gebietes.

Aus den Kennlinien geht bei 100% Drehzahl eine deutliche Verschiebung des letzten stabilen Arbeitspunktes zu einem niedrigeren Massenstrom hervor. Durch den Einsatz des kanalförmigen *casing treatments* lässt sich eine Erhöhung des maximal erreichbaren Druckverhältnisses um 6% erzielen. Dies geht mit einer maximalen Verschlechterung des polytropen Wirkungsgrades um 0,8% einher. Bei 80% Auslegungsdrehzahl wird eine Verbesserung des Totaldruckverhältnisses ohne Wirkungsgradsverlust erreicht.

5. ZUSAMMENFASSUNG

Die durchgeführten Simulationen haben gezeigt, dass es für den RADIVER-Verdichter möglich ist, ein *casing treatment* auszulegen, das den Arbeitsbereich erweitert ohne große Verluste des Wirkungsgrades zu verursachen. Die Gehäusestrukturierung wurde anhand einer Analyse der Strömungsphänomene, die für Wirkungsgradverluste und instabile Betriebszustände verantwortlich sind, für diese Maschine speziell entworfen. Das *casing treatment*, bestehend aus rohrförmigen Kanälen, wirkt nach dem Prinzip der rezirkulierenden Strömung. Damit werden die Spaltströmung und der daraus entstehende Wirbel beeinflusst. Die Veränderung der Wirbeltopologie, bzw. seiner Trajektorie, verhindert die Interaktion mit der nachfolgenden Schaufel. Somit wird das so genannte *wake*-Gebiet am Austritt des Laufrades in seinen Ausmaßen reduziert. Künftige Untersuchungen werden sich mit dem Einfluss dieser Strömungsverbesserung auf einen nachfolgenden beschaufelten Diffusor beschäftigen.

Die Untersuchungen haben gezeigt, dass eine hohe Netzfeinheit für eine genaue Analyse der komplexen Interaktionen vorteilhaft ist. Die hochauflösende Netze werden demnächst an den Konfigurationen mit Gehäusestrukturen angewendet.

Die Strukturen, die hier präsentiert wurden, wurden ohne Rücksicht auf Fertigbarkeit entworfen. Einfachere Geometrien von *casing treatments*, könnten mit Hilfe der gewonnenen Erfahrungen jetzt ausgelegt und getestet werden. Zu untersuchen bleibt auch die Wirkung von Gehäusestrukturen, die direkt über die Vorderkante angebracht sind [3, 7]. Solche *casing treatments*, die normalerweise in transsonischen Verdichter zum Einsatz kommen, wurden hier eine Veränderung der Wirbeltrajektorie bewirken.

Diese Forschungsarbeit wurde von der Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V. (FVV) gefördert. Der FVV und den Mitgliedern des Arbeitskreises sei an dieser Stelle für die Unterstützung gedankt.

6. LITERATUR

[1] H. Krain, "Swirling Impeller Flow", Transactions of the ASME, Journal of Turbomachinery VOL.110, January 1988

[2] D. Eckardt, "Untersuchung der Strahl/Totwasserströmung hinter einem hochbelasteten Radialverdichterlaufrad", Deutsche Luft- und Raumfahrt, Forschungsbericht DLR-FB 77-32, 1977

[3] Cumpsty N.A., "Compressor Aerodynamics", Longman Scientific & Technical, J. Wiley, New York, 1989

[4] Pampreen R.C., "Compressor Stall and Surge", Concepts ETI, Inc., Norwich, Vermont 1993.

[5] Wilke I., Kau H.-P., " A Numerical Investigation of The Flow Mechanisms in a HPC Front Stage with Axial Slots", ASME GT-2003-38481, 2004

[6] K. Bierbaum, "Das Betriebsverhalten eines Radialverdichters mit Casing Treatment", Dissertation Universität Hannover, Februar 1988

[7] Wilke I, Kau H.-P., Brignole G., "Numerically Aided Design of a High-Efficient casing treatment for a Transonic Compressor", ASME GT2005-68993, ASME Turbo Expo Conference, Reno (USA), 2005

[8] K. U. Ziegler, "Experimentelle Untersuchung der Laufrad-Diffusor-Interaktion in einem Radialverdichter variabler Geometrie", Dissertation 82 RWTH Aachen, September 2003

[9] Hoeger M., Fritsch G.., Bauer D., "Numerical Simulation of the Shock Tip Leakage Vortex Interaction in a HPCFront Stage", ASME 98-GT-261, 1998.

[10] Hofman W., Ballmann J., "Tip Clearance Vortex Development and Shock-Vortex-Interaction in a Transonic Axial Compressor Rotor", AIAA 2002-0083, 2002.

[11] Yang H. Nuernberger D., Nicke E., Weber A., "Numerical Investigation of casing treatment Mechanisms with a Conservative Mixed-Cell Approach", ASME GT2003-38483, 2003