Beeinflussung der Spaltströmung von Transsonischen Axialverdichtern durch Forward Sweep

Dem Fachbereich Maschinenbau
an der Technischen Universität Darmstadt
zur
Erlangung des Grades eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)
genehmigte

Dissertation

vorgelegt von

Dipl.-Ing. Stephan Kablitz

aus Langen

Berichterstatter:	Prof. D.K. Hennecke, Ph.D.
Mitberichterstatter:	Prof. Dr.-Ing. B. Stoffel
Tag der Einreichung:	18.08.2003
Tag der mündlichen Prüfung:	12.11.2003

Darmstadt 2003

D 17

Vorwort

Ich hatte in den vergangenen fünf Jahren das Privileg, in einer außerordentlich freien und fruchtbaren Arbeitsumgebung auf dem Gebiet der transsonischen Axialverdichter arbeiten zu dürfen.

Es ist dies zuvorderst das Verdienst des Fachgebietsleiters, Herrn Prof. D.K. Hennecke, Ph.D., dem ich neben der fachlichen Anregung und Begleitung für sein Vertrauen und die wunderbaren Jahre zu tiefem Dank verpflichtet bin.

Für die organisatorische Durchführung des Promotionsverfahrens möchte ich neben Prof. Hennecke, Herrn Prof. Dr.-Ing. B. Stoffel für die Übernahme des Koreferates herzlich danken.

Meiner Kollegin und meinen Kollegen am Fachgebiet verdanke ich eine stets angenehme Atmosphäre, an die ich immer mit Freude zurückdenken werde.

Zu den Ergebnissen, die in dieser Arbeit wiedergegeben sind, haben viele Studentinnen und Studenten im Rahmen von Studien- und Diplomarbeiten oder als studentische Mitarbeiter des Fachgebiets einen direkten oder indirekten Beitrag geleistet. Auch ihnen möchte ich für ihren unermüdlichen Einsatz danken.

Den forschungspolitischen und auch nicht zuletzt wirtschaftlichen Hintergrund der Projektarbeit bildete ein Aufgabenpaket aus dem Luftfahrtforschungsprogramm des BMWi, welches in Zusammenarbeit mit der MTU Aero Engines GmbH, München durchgeführt wurde. Für die stets freundliche und begeisterte Unterstützung durch zahllose Mitarbeiterinnen und Mitarbeiter der MTU, ohne die der Versuchsbetrieb nicht aufrecht zu erhalten wäre, möchte ich mich an dieser Stelle bei allen unseren Münchner Freunden bedanken.

Erklärung

Hiermit erkläre ich, dass ich die vorliegende Dissertation selbständig verfaßt habe und nur die angegebenen Hilfsmittel verwendet habe.

Langen, den 21.8.2003 (Stephan Kablitz)

Inhaltsverzeichnis

1 Einleitung 1

2 Stand des Wissens 9
2.1 Grundlagen der 3D-Entwurfsparameter 10
2.2 Abgeleitetes Konzept und These 23

3 Entwurf der Geometrie von Rotor 3 25
3.1 Merkmale des Rotor 3 27

4 Experimentelle Untersuchung der Stufe 33
4.1 Der Transsonische Verdichterprüfstand der TUD 33
4.2 Meßtechnik und Auswerteverfahren 34
4.3 Ergebnisse 38

5 Numerische Untersuchung der Stufe 53
5.1 Struktur des Spaltwirbels 54
5.2 Geometrie der Spaltwirbeltrajektorie 57
5.3 Impulsreserve vor dem Stoßdurchgang 61

6 Zusammenfassung 65

7 Anhang 67
7.1 Auswertung der experimentellen Daten 67
7.2 Validierung der numerischen Daten 71

8 Literatur 85

Abbildungen

Bild 1.1: Einfluß der Rechenverfahren auf Fan-Wirkungsgrad 1
Bild 1.2: Schnitt durch CFM 56 Triebwerk 4
Bild 1.3: Compressor Stall einer PW4000 6
Bild 2.1: Rotor 1. 10
Bild 2.2: Sweep und Lean in der Definition von Denton 11
Bild 2.3: Entstehung von Rotating Stall 14
Bild 2.4: Stabilitätsgrenze und Sekundärcharakteristik 15
Bild 2.5: Spaltwirbel und Stoß bei entdrosseltem Betriebspunkt . . 17
Bild 2.6: Spaltwirbel und Stoß bei starker Androsselung 18
Bild 2.7: Einfluß der Gehäusewand auf die Stoßlage. 20
Bild 2.8: Rotor 2. 21
Bild 2.9: Spaltwirbel und Stoß bei Verwendung von Forward Sweep 22
Bild 3.1: Rotor 1 und Rotor 3 im Vergleich 27
Bild 3.2: Projektion der Schaufelkanten in die S2 Ebene 28
Bild 3.3: radiale Verteilung der Sehnenlängen 29
Bild 3.4: radiale Verteilung von Schaufelteilung zu Sehenlänge . . 30
Bild 4.1: Schematischer Aufbau des Transsonikverdichters der TUD 33
Bild 4.2: Hauptschnitt der Meßstrecke mit Rotor 1 35
Bild 4.3: Sondenkamm zur Vermessung des Statoraustritts. 36
Bild 4.4: Verdichterkennfeld 39

Bild 4.5: radiale Verteilung des Totaldruckverhältnisses im Punkt 1 41
Bild 4.6: radiale Verteilung des Totaldruckverhältnisses im Punkt 2 42
Bild 4.7: radiale Verteilung des Totaldruckverhältnisses im Punkt 3 43
Bild 4.8: radiale Verteilung des Totaldruckverhältnisses im Punkt 4 44
Bild 4.9: radiale Verteilung des Totaldruckverhältnisses im Punkt 5 45
Bild 4.10: radiale Verteilung des Totaldruckverhältnisses im Punkt 6 46
Bild 4.11: radiale Verteilung des Totaldruckverhältnisses im Punkt 7 47
Bild 4.12: Totaldruckverhältnis am Statoraustritt im Punkt 2. 48
Bild 4.13: Totaldruckverhältnis am Statoraustritt im Punkt 4. 49
Bild 4.14: Totaldruckverhältnis am Statoraustritt im Punkt 5. 50
Bild 4.15: Totaldruckverhältnis am Statoraustritt im Punkt 7. 51
Bild 5.1: 95% Kanalhöhe, entdrosselter Betriebspunkt - TKE. 54
Bild 5.2: 95% Kanalhöhe, bester Wirkungsgrad- TKE 55
Bild 5.3: 95% Kanalhöhe, bester Wirkungsgrad - Relativmachzahl 56
Bild 5.4: Geometrie der Spaltwirbel, entdrosselter Betriebspunkt . 58
Bild 5.5: Geometrie der Spaltwirbel, bester Wirkungsgrad 59
Bild 5.6: Geometrie der Spaltwirbel, stark angedrosselter Betriebspunkt. 60
Bild 5.7: Druckverhältnisse der Spaltwirbel, bester Wirkungsgrad 62

Bild 5.8: Druckverhältnisse der Spaltwirbel bei 100% Drehzahl 63
Bild 7.1: Rechennetz Rotor 3 - S2 Ebene 72
Bild 7.2: Rechennetz Rotor 3 - S1 Ebene 73
Bild 7.3: Konvergenz des Massenstroms. 75
Bild 7.4: Konvergenz des Totaldruckverhältnisses 76
Bild 7.5: Konvergenz des Wirkungsgrades 76
Bild 7.6: Validierung Kennlinien 79
Bild 7.7: Validierung radiale Verteilung des Totaldruckverhältnisses 80
Bild 7.8: Reale Geometrie der Statorschaufeln 81
Bild 7.9: Totaldruckverhältnis am Statoraustritt - rechnerisch 82
Bild 7.10: Totaldruckverhältnis am Statoraustritt - experimentell . . 82

Tabellen

Tab. 3.1: Eckdaten des Verdichters im Auslegungspunkt 25
Tab. 4.1: Ausgezeichnete Punkte im Kennfeld. 40

Nomenklatur

Symbole	Bedeutung
α	lokaler Anstellwinkel
Π	Druckverhältnis
ρ	Dichte
σ	Koordinate der Spaltwirbeltrajektorie
c	Geschwindigkeit im Absolutsystem
l	Schaufellänge
Ma	Machzahl
$\dot{m}$	Massenstrom
p	Druck
r	Koordinate in radialer Richtung
r	Radius
S1	Rotationsstromfläche
S2	Meridionalstromfläche
t	Schaufelteilung
T	Temperatur
u	Koordinate in Umfangsrichtung
u	Umfangsgeschwindigkeit der Rotorschaufeln
w	Geschwindigkeit im Relativsystem des Rotors

Subscripte	Bedeutung
aus	Austrittsebene
ax	in axialer Richtung
min	Minimum
s	statisch
sw	Spaltwirbel
t	total

Abkürzung	Bedeutung
2D	zweidimensional
3D	dreidimensional
BLISK	BLaded dISK (Schaufeln und Scheibe in Integralbauweise)
CFD	Computational Fluid Dynamics
CRP	Carbonfiber Reinforced Plastic
FAA	Federal Aviation Administration
HDT	Hochdruckturbine
HDV	Hochdruckverdichter
IFSD	Inflight Shutdown - Triebwerksabschaltung im Flug
ISA	Internationale Standard Atmosphäre
MTU	MTU Aero Engines GmbH, München
PGA	Pumpgrenzabstand
RANS	Reynolds-Averaged-Navier-Stokes
SFC	Specific Fuel Consumption
TKE	Turbulente Kinetische Energie

1 Einleitung

Für einen außenstehenden Betrachter ist allen Disziplinen der Ingenieurwissenschaften das Streben nach immer höherer Effizienz bei gleichzeitiger Verringerung der Kosten gemeinsam.

Im Fall der in dieser Arbeit besprochenen Flugzeugtriebwerke haben die stetig gestiegenen Anforderungen an Wirtschaftlichkeit und Erhöhung des Verhältnisses von Schub zu Gewicht der Antriebe zu enormen Steigerungen von Wirkungsgrad und Leistungsdichte geführt.

Die Verwendung von immer präziseren Rechenverfahren für die Auslegung der Triebwerke hat im Laufe der Zeit ein entsprechend hohes Wirkungsgradniveau der Turbokomponenten ermöglicht.

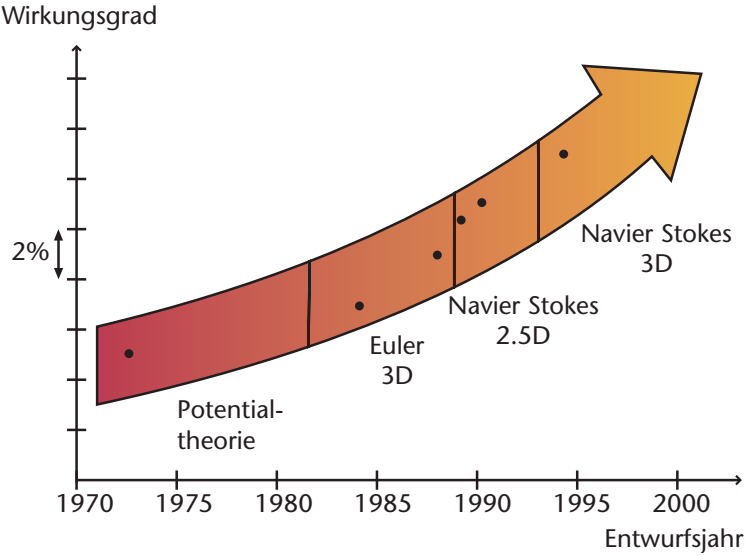

Bild 1.1: Einfluß der Rechenverfahren auf Fan-Wirkungsgrad

Beispielsweise berichten Escuret et al. [1998] von einer Steigerung des Wirkungsgrades für den Fan von Zweikreistriebwerken um ca. 8% über einen Zeitraum von ca. 20 Jahren, der im wesentlichen der besseren Qualität der numerischen Auslegungswerkzeuge zuzuschreiben ist.

Wenn man diese Zugewinne vor dem Hintergrund eines inzwischen erreichten Wirkungsgradniveaus der einzelnen Komponenten von über 90% betrachtet, wird das Potenzial für weitere Verbesserungen entsprechend zunehmend kleiner und es scheint mehr als fraglich, ob der Trend in Bild 1.1 ungebrochen fortgesetzt werden kann.

Die Kunden, in erster Linie die zivilen Luftfahrtgesellschaften, sind zudem nicht bereit, für marginale Verbesserungen einen erheblichen Mehrpreis bei der Anschaffung oder der Wartung der Triebwerke zu akzeptieren.

Eine Reduktion, beispielsweise des spezifischen Treibstoffverbrauchs (SFC) um fünf Prozentpunkte, schlägt sich auf die Betriebskosten eines gesamten Flugzeugs nur in wesentlich kleinerem Umfang nieder. Bei der aktuellen Kostensituation tragen die Brennstoffkosten 10-15% zu den gesamten Betriebskosten eines zivilen Verkehrsflugzeuges bei.

In den USA gibt es daher erste Bestrebungen, die Forschungs- und Entwicklungsarbeit auf diesem Sektor nicht länger von staatlicher Seite zu fördern, da Flugzeugtriebwerke als „ausgereifte" Technologie betrachtet werden.

Während das dem derzeitigen Stand der Triebwerksentwicklung entsprechende SFC-Niveau einen gewissen Reifegrad erreicht hat, gibt es allerdings noch andere Faktoren, die für den Kunden und damit auch für einen Triebwerkshersteller einen Vorteil im Wettbewerb darstellen.

An erster Stelle steht aus rein wirtschaftlichen Erwägungen der Preis des Antriebs, der in Form von „Total Cost of Ownership", also den über die ganze Lebensdauer des Triebwerks verteilten Kosten, über die Rentabilität des Flugbetriebs entscheidet.

In direktem Zusammenhang damit steht die Zuverlässigkeit eines Triebwerks. Wenn die Effizienz eines Triebwerks auf Kosten der Robustheit gesteigert wird, müssen die immensen materiellen und immateriellen Verluste in Betracht gezogen werden, die ein unvorhergesehener Ausfall des Antriebs im Betrieb nach sich zieht. Dies beinhaltet im günstigsten Fall die Kosten für die Reparatur vor Ort, die Umbuchung oder Hotelübernachtung der Passagiere, Bereitstellung von Ersatzflugzeugen und natürlich den Verlust an Ansehen bei den Fluggästen. Im schlimmsten Fall kann ein Ausfall des Triebwerks aber auch fatalere Folgen - bis hin zum Verlust von Menschenleben - haben.

Die enormen Zuwächse im Luftverkehr sollen keine entsprechende Zunahme der Unfälle mit sich bringen. Aus diesem Grund fordert die FAA in ihren Anforderungen an die Zuverlässigkeit eine nachzuweisende Schadenswahrscheinlichkeit auf 1E-9 für Versagensfälle in der Kategorie „catastrophic“.

Wenn man die fast unvermeidlichen außerordentlichen Schadensfälle eines Antriebs, z.B. durch Vogelschlag oder extreme Turbulenzen im Flug, außer Acht läßt, so ist unter den Ursachen für außerplanmäßige Triebwerkswechsel (unscheduled engine removal) häufig das Auftreten von Verdichterinstabilitäten zu finden, von denen in dieser Arbeit die Rede sein wird.

Selbstverständlich gibt es auch unter diesen speziellen ökonomischen Randbedingungen noch immer Möglichkeiten, die Qualität des Gesamtsystems zu verbessern. Die Triebwerke der kommenden Generation werden mit Sicherheit die Leistungsdichte und das Schub/ Gewichtsverhältnis weiter steigern können.

Wie die Optimierung des Triebwerkskreisprozesses zeigt, ist es sinnvoll, hierzu die Turbineneintrittstemperaturen durch geeignete Kühlkonzepte und Materialien für die Turbinenbeschaufelung weiter zu steigern und im gleichen Zug das Gesamtdruckverhältnis des Triebwerks zu erhöhen.

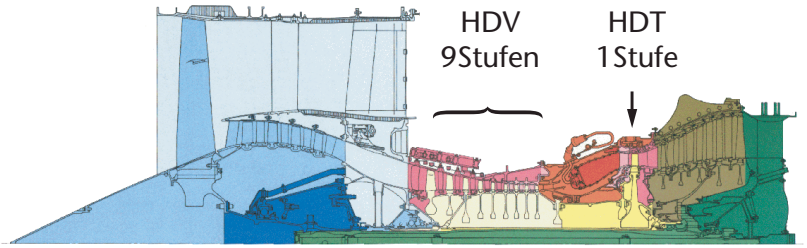

Bild 1.2: Schnitt durch CFM 56 Triebwerk

Zur Erläuterung läßt sich dem oben dargestellten Schnitt durch eines der meistverbreiteten Triebwerke das Verhältnis der Triebwerksmodule untereinander entnehmen. Es fällt zunächst auf, daß die dem Verdichter zuzuordnenden Bauteile, also alles was links von der orange und rot eingefärbten Brennkammer dargestellt ist, einen weitaus größeren Raum einnehmen als die stromab der Brennkammer liegenden Turbinenmodule. Noch drastischer ist der Verhältnis der Stufenzahlen der Hochdruckmodule. Hier stehen einer einzigen Hochdruckturbinenstufe (HDT) neun Hochdruckverdichterstufen (HDV) gegenüber. Der Leistungsumsatz, den neun Verdichterstufen zusammen am Fluid verrichten, wird in einer einzigen Turbinenstufe dem Fluid wieder entzogen.

Eine Weiterentwicklung von Flugzeugtriebwerken wird also zwangsläufig darauf abzielen, das für die Turbinenstufen benötigte Druckverhältnis mit einer möglichst geringen Zahl von Verdichterstufen darzustellen, um Gewicht, Bauraum und Kosten zu sparen. Selbstverständlich darf eine solche Optimierung nicht zu Lasten der Effizienz oder der Zuverlässigkeit ausgehen.

Neben den offensichtlichen Anforderungen nach hoher Leistungsdichte und hoher Effizienz kommt immer stärker auch die Forderung nach zuverlässigem Betrieb über einen sehr weiten Arbeitsbereich als Entwicklungskriterium hinzu.

Der Axialverdichter soll nicht nur in der Umgebung seines Auslegungspunktes optimal arbeiten, sondern auch bei erheblich veränderten Massenströmen – von Interesse sind hier die verringerten Massenströme bei konstanter Drehzahl – einen sicheren Betrieb der Maschine ermöglichen.

Der Betrieb eines Axialverdichters ist bei konstanter Drehzahl auf einen bestimmten Massenstrombereich - im Folgenden auch als Arbeitsbereich bezeichnet - eingeschränkt.

Ausgehend vom Auslegungspunkt sinkt der Druckaufbau bei zunehmendem Massenstrom mehr oder weniger stark ab und der Betrieb ist wegen des ebenfalls sinkenden Wirkungsgrades nicht weiter sinnvoll. Bei der Verringerung des Massenstroms steigt der Druckaufbau zunächst an, beim Unterschreiten eines kritischen Massenstroms tritt ein instabiles Verhalten auf, das durch schlagartigen Verlust des Druckaufbaus charakterisiert ist und je nach Randbedingung des Triebwerks zu globalen Schwingungen im Massenstrom führen kann. Die Folge eines solchen sogenannten Pumpens ist, abgesehen von schlagartigem Verlust des Triebwerksschubs, in der Regel eine starke Beschädigung oder sogar völlige Zerstörung der Maschine.

Bei der Problematik der Verdichterinstabilität handelt es sich nicht um rein akademische Betrachtungen, sondern um ein nach wie vor aktuelles Thema in der Praxis der Triebwerksentwicklung.

Das folgende Bild zeigt einen eindrucksvollen Pumpvorgang während der Flugerprobung der PW4000 Motorenfamilie. Nach diesem ungewollten und unangenehmen Vorfall mußte der Zeitplan für Zulassung und Auslieferung dieser Triebwerksfamilie um rund ein Jahr verschoben werden.

Bild 1.3: Compressor Stall einer PW4000

Es wird daher bei der Auslegung eines Verdichters darauf geachtet, daß für jeden Betriebspunkt und jeden transienten Vorgang im Triebwerk ein ausreichender Abstand zur Stabilitätsgrenze gewahrt bleibt. Die kritischen Fälle hierbei sind starke Beschleunigungen, wie sie beim Start und im Steigflug auftreten, oder Störungen im Triebwerkseinlauf z.B. durch Fehlanströmung des Triebwerks.

Im späteren Einsatz eines Triebwerks im Linienflugverkehr sollen Pumpvorgänge unter allen Umständen vermieden werden. Fällt während des Startvorgangs ein Triebwerk bei einem zweistrahligen Flugzeug aus, resultieren hieraus gleichzeitig zwei Dinge. Zum ersten muß der notwendige Schub durch das verbleibende Triebwerk aufgebracht werden. Der Pilot fordert durch den Schubhebel die maximale Drehzahl an. Zum zweiten erzeugt das verbleibende Triebwerk ein erhebliches Giermoment, das vom Piloten mit dem Seitenruder abgefangen werden muß. Gerade bei niedrigen Fluggeschwindigkeiten, wie im Falle des Starts, ist dies nur mit großer Mühe möglich, insbesondere wenn ein ungünstiger Seitenwind hinzukommt. Eine Fehlanströmung ist zumin-

dest für einen kurzen Zeitraum unvermeidlich. Genau in diesem Moment wäre ein Pumpvorgang im verbliebenen Triebwerk das katastrophalste, was man sich vorstellen kann.

Bislang muß der sichere Abstand zur Stabilitätsgrenze mit einem Verzicht auf die maximale Ausnutzung der aerodynamischen Belastbarkeit der Beschaufelung erkauft werden, denn kurz vor Erreichen der Stabilitätsgrenze ist die Leistungsdichte des Verdichters in der Regel am höchsten.

Für die angestrebte Reduktion der Stufenzahlen ist die Maximierung der Leistungsdichte sehr wichtig. Der wesentliche Parameter, mit dem weitere Steigerungen erreicht werden können, ist eine höhere Umfangsgeschwindigkeit der Rotorschaufeln. Ohne geeignete Entwurfskonzepte ziehen diese Steigerungen aber eine größere Neigung zu instabilem Betrieb nach sich.

Um die Problematik der Verdichterinstabilität unter ökonomischen Gesichtspunkten einzuordnen, sind im Folgenden zwei Einschätzungen wiedergegeben, welche die Auswirkungen auf den Flugbetrieb verdeutlichen.

Für einen einzigen Fall eines Inflight Shutdown (IFSD) hat die Deutsche Lufthansa AG die Auswirkungen auf den Flugbetrieb (ohne Reparaturkosten) mit durchschnittlich ca. 400.000 EUR veranschlagt, wenn das Flugzeug auf einer Außenstation repariert werden muß. Dies beinhaltet die Umbuchung der Passagiere auf andere Flugzeuge, Hotelübernachtungen für Besatzung und Passagiere, Bereitstellung eines Ersatzflugzeugs und andere notwendige Aktivitäten.

Die Triebwerke der PW4000 Familie von Pratt&Whitney sind in der Vergangenheit durch ihre Neigung zu Pumpvorgängen während des Starts aufgefallen. Die in der Zulassungsvorschrift geforderte Ausfallwahrscheinlichkeit konnte in der Praxis nicht gewährleistet werden. Die FAA hat daraufhin den Betrieb dieses Triebwerktyps stark eingeschränkt und in ihren Ausführungen [FAA 2002] einen aufwendigen Testzyklus der Verdichtermodule vorgeschrieben. Die zusätzlichen

Tests verursachen nur den amerikanischen Airlines für ca. 2100 installierte Triebwerke einen finanziellen Mehraufwand von ca. 16 Mio. US$ pro Jahr. Eine endgültige Lösung des Problems verspricht Pratt&Whitney durch den Einsatz eines neuen Gehäuses für den Hochdruckverdichter. Hierfür müssen weltweit alle Triebwerke weitgehend zerlegt und umgebaut werden.

In der vorliegenden Arbeit soll die Weiterentwicklung eines Entwurfskonzepts für moderne Axialverdichter besprochen werden, wie man sie typischerweise in den ersten Stufen der Hochdruckverdichtermodule von Flugtriebwerken einsetzt.

Durch die Anwendung von hinzugewonnener Erfahrung und dem gezielten Einsatz neuer Entwurfsparameter soll eine Strategie entwickelt werden, mit deren Hilfe der Arbeitsbereich eines Verdichters hoher Leistungsdichte deutlich erweitert werden kann. Das Ziel des Entwurfskonzepts ist die optimale Ausnutzung der Beschaufelung unter Gesichtspunkten der Aerodynamik und Leistungskonzentration, ohne dabei die Neigung zu instabilem Betrieb zu erhöhen.

2 Stand des Wissens

Am Fachgebiet Gasturbinen und Flugantriebe der TUD bestehen seit Anfang der 1990er Jahre Erfahrungen im Entwurf und in der Bewertung von modernen Axialverdichterbeschaufelungen.

Der eigens zu diesem Zweck in enger Kooperation mit der MTU München aufgebaute sogenannte Transsonische Verdichterprüfstand wird im Kapitel 4 noch eingehend beschrieben.

Ziel der Versuchseinrichtung ist die möglichst praxisnahe Untersuchung von Axialverdichtern mit sehr hohen Umfangsgeschwindigkeiten und geringen Nabenverhältnissen. Das hierbei auftretende Strömungsfeld, das sowohl Unter- als auch Überschallbereiche aufweist, ist der Ursprung für die Bezeichnung „Transsonisch“.

Die hohen Umfangsgeschwindigkeiten erlauben eine Steigerung der Leistungsdichte, im Gegenzug sind die für Überschallströmungen typischen, dünnen Schaufelprofile aber hohen Fliehkraftbelastungen ausgesetzt. Der erste im Transsonischen Verdichterprüfstand untersuchte Verdichterrotor, der sogenannte Rotor 1, hatte aus diesem Grund eine Beschaufelung mit rein radial übereinander aufgefädelten Profilschnitten. Das Belastungsniveau sowohl in der Fläche der Schaufel als auch in ihrem Fuß führte seinerzeit zu einer Herstellung des Rotors als Titan Integralbauteil (BLISK), einem damals für die MTU neuartigen Verfahren.

Im folgenden Bild ist Rotor 1 mit seinen 16 Schaufeln zu erkennen, der die Basis für die Weiterentwicklung des Entwurfskonzepts darstellt.

Bild 2.1: Rotor 1

2.1 Grundlagen der 3D-Entwurfsparameter

Vor der Verfügbarkeit von 3D Entwurfs- und Berechnungsverfahren wurden Beschaufelungen in Turbomaschinen in der Regel, und das trifft auch für Rotor 1 zu, durch Überlagerung von 2D Entwurfs- und Berechnungsergebnissen auf mehreren radial übereinander liegenden Profilschnitten mit 2D Stromlinienberechnungsverfahren in der Meridionalebene zu einer sog. „Quasi-3D“ (auch 2.5D genannt) Lösung ausgelegt.

Dieses Verfahren konnte zuverlässige Vorhersagen über die Leistungsfähigkeit einer Beschaufelung treffen, wenn die Verwendung von 3D-spezifischen Entwurfsmerkmalen nicht besonders ausgeprägt war.

Mit der zwischenzeitlich stark angestiegenen verfügbaren Rechenleistung und fortschreitender Verbesserung der 3D Rechenverfahren können nun auch Schaufelgeometrien beurteilt werden, die eine starke Dreidimensionalität der Strömung aufweisen.

Die im zu entwickelnden Schaufelentwurf verwendeten Entwurfsmerkmale sollen zunächst begrifflich bestimmt werden.

Da die Definitionen vorwiegend aus dem englischsprachigen Raum stammen, werden im Folgenden auch die dort geprägten Bezeichnungen verwendet. Für die Merkmale „Sweep“ und „Lean“ existieren verschiedene Definitionen, in dieser Arbeit soll die von Denton und Xu [2002] vorgeschlagene verwendet werden.

2.1.1 Sweep und Lean

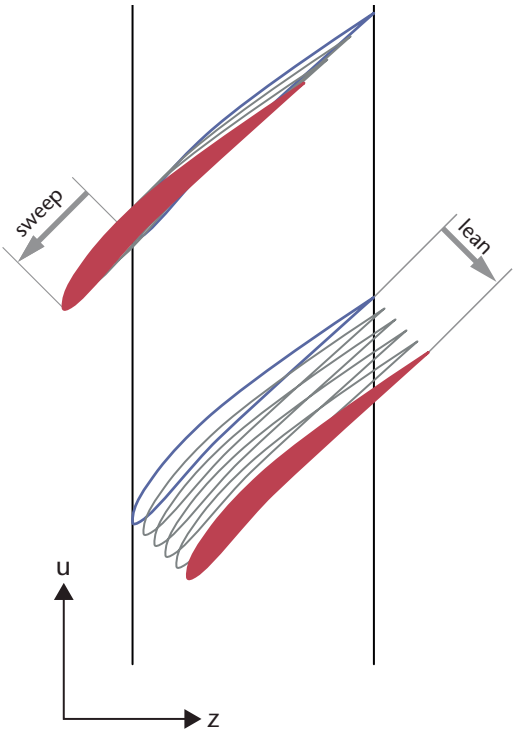

Bild 2.2: Sweep und Lean in der Definition von Denton

In dieser Definition versteht man unter Sweep eine Verschiebung der in radialer Richtung übereinander aufgefädelten Schaufelprofile in Richtung der Profilsehne. Wenn eine Bezugslinie der Schaufel (also z.B. die Vorderkante) in radialer Richtung entgegen der Strömungsrichtung zeigt, so spricht man von Forward Sweep (so wie im oberen Teil von Abb. 2.1), im anderen Fall von Aft oder Backward Sweep.

Lean ist eine Verschiebung der Schaufelprofile senkrecht zur Sehne. Man spricht von Forward oder Positive Lean, wenn es sich um eine Verschiebung in Richtung der Drehrichtung handelt (so wie im unteren Teil der Abb. 2.1), bei einer Verschiebung entgegen der Drehrichtung von Aft oder Backward Lean.

2.1.2 Gegenseitige Abhängigkeiten

Die vorgeschlagene Definition von Sweep und Lean hat für die Beurteilung der Entwurfsparameter einige Vor- und Nachteile, die hier kurz angesprochen werden sollen.

Vom wenig relevanten Sonderfall einer Schaufel mit identischem Profil über der Kanalhöhe abgesehen, lassen sich Sweep und Lean nicht unabhängig voneinander betrachten. Eine Veränderung eines der Parameter auf einem näher an der Nabe gelegenen Profilschnitt hat zwangsläufig Auswirkungen auf Sweep und Lean der weiter zum Gehäuse liegenden Profilschnitte, da die Beschaufelung sich über der Kanalhöhe meist sehr stark verwindet und damit der Winkel der Profilsehne (Staffelungswinkel) über den Radius variiert.

Eine andere Definition von Sweep und Lean bezieht sich auf Verschiebungen der Profilschnitte in rein axialer bzw. Umfangsrichtung. Auch hier sind die Parameter nicht unabhängig voneinander. Dafür kann die Auswirkung auf den axialen Bauraum der Schaufelreihe sofort bestimmt werden.

Der Vorteil der hier verwendeten Definition ist die zumindest lokale Entkopplung der Parameter, was die Erzeugung von radialen Kräften auf das Fluid betrifft. Hierbei verändert Sweep in Richtung der Sehne

die radialen Kräfte zunächst nicht, während Lean rechtwinklig zur Sehne dies nach sich zieht. Um die Wirkungsweise dieser Entwurfsparameter auf den Arbeitsbereich besser darstellen zu können, soll zunächst auf die Vorgänge an der Stabilitätsgrenze eingegangen werden, welche dann später positiv beeinflußt werden sollen.

2.1.3 Stabilitätsgrenze in Axialverdichtern

Wenn sich der Gegendruck stromab einer Verdichterstufe durch eine Störung kurzfristig erhöht (z.B. durch starke zusätzliche Einspritzung von Kraftstoff - einen sogenannten „Fuel Spike“) oder sich der Eintrittstotaldruck erniedrigt (z.B. durch eine Fehlanströmung des Triebwerks im Schiebeflug), bleibt die Drehzahl des Rotors aufgrund seiner großen Rotationsträgheit zunächst konstant. Ein Betriebspunkt mit dem zur Störung passenden gestiegenen Druckverhältnis kann daher nur bei einem geringeren Massenstrom realisiert werden.

Die axiale Geschwindigkeitskomponente der Anströmung wird kleiner, die Umfangsgeschwindigkeit der Schaufel und ihrer Profilschnitte bleibt aber zunächst gleich. Damit verändern sich die Anströmbedingungen der einzelnen Profilschnitte hin zu größeren Anstellwinkeln.

Im hier betrachteten Fall von transsonischen Rotorbeschaufelungen findet man im Bereich der Blattspitze meist sehr dünne Schaufelprofile, bezogen auf die Sehnenlänge sind 2-3% ein typischer Wert. Diese reagieren sowohl im Teillastbereich bei niedrigeren Drehzahlen, als auch bei der Auslegungsdrehzahl sehr empfindlich auf Fehlanströmungen. Der Übergang in einen instabilen Verdichterbetrieb geht daher bei den meisten transsonischen Verdichtern von der Blattspitze aus.

Ein typischer Eintritt in die Instabilität, wie z.B. von Cumpsty [1989] wiedergegeben, beginnt mit dem Zusammenbruch der Strömung in einem einzelnen Schaufelkanal. Durch die lokale Blockage weicht die Strömung in die folgende Schaufelpassage aus, was sich dort lokal in einem höheren Anstellwinkel $+\Delta\alpha$ niederschlägt, während die in Drehrichtung vorauseilende Schaufelpassage durch einen etwas geringeren Anströmwinkel $-\Delta\alpha$ eher entlastet wird.

Daraufhin bricht in der nachfolgenden Schaufelpassage die Strömung zusammen, und die Störung, auch Stall-Zelle genannt, setzt sich im Relativsystem des Rotors entgegen der Drehrichtung fort. Dieses Phänomen ist unter dem Namen „Rotating Stall“ in allen Verdichtertypen bekannt.

In der folgenden Darstellung ist die Entstehung von Rotating Stall in Axialverdichtern rein qualitativ wiedergegeben.

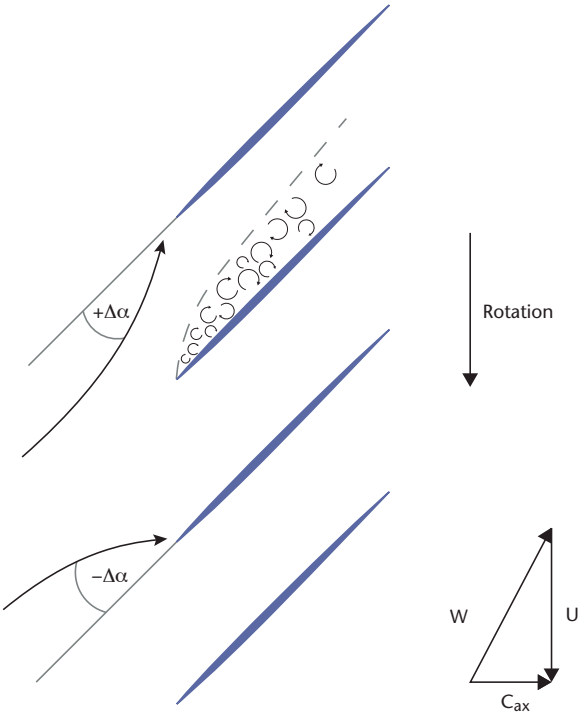

Bild 2.3: Entstehung von Rotating Stall

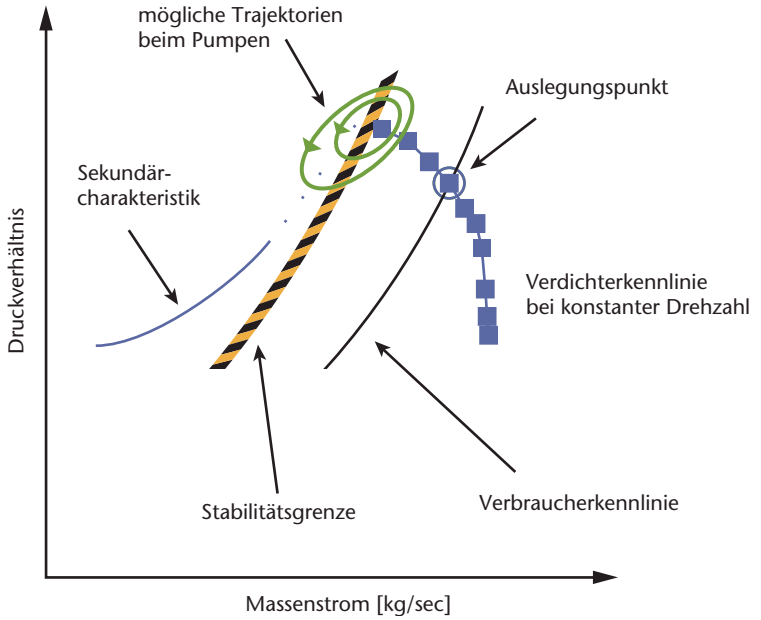

Bild 2.4: Stabilitätsgrenze und Sekundärcharakteristik

Beim Eintritt in den Rotating Stall wechselt die Verdichterkennlinie auf eine sekundäre Charakteristik, die bei weiter zurückgehenden Massenströmen dann sprunghaft niedrigere Druckverhältnisse realisiert, da einige Schaufelpassagen nicht mehr am Verdichtungsprozeß teilnehmen.

Zusammen mit den stromab liegenden Volumina in einem Triebwerk, hauptsächlich handelt es sich hierbei um die dem Verdichter direkt folgende Brennkammer, entsteht ein schwingungsfähiges System, das sich mit seinen Amplituden oft bis zur globalen Umkehr des Massenstroms steigern kann. Für diesen Zustand wurde der Begriff „Pumpen“ oder „Surge“ geprägt. Hierbei kommt es in vielen Fällen zur starken Beschädigung oder sogar zur völligen Zerstörung des Triebwerks (siehe Bild 1.3).

Die genaue Gestalt der Trajektorien, entlang derer ein instabiler Verdichterbetrieb stattfindet, hängt stark von den Volumina und den strömungstechnischen Charakteristiken der anderen Module des Triebwerks ab. Die Charakteristiken für den instabilen Betrieb lassen sich allerdings nur selten experimentell bestimmen, da ein länger andauernder Betrieb eines Triebwerks unter solchen Randbedingungen meist zur Zerstörung führt.

In radialer Richtung geht der Zusammenbruch der stabilen Verdichterströmung bei transsonischen Beschaufelungen, wie oben angesprochen, in der Regel von der Blattspitze aus. Wie von Wilke und Kau [2002] dargestellt, sind die Spaltströmung, der daraus resultierende Spaltwirbel und dessen Interaktion mit dem Stoßsystem die wesentlichen Ursachen für den Beginn der Instabilität. Eine detaillierte Untersuchung des Charakters des Spaltwirbels in transsonischen Axialverdichtern findet sich bei Hofmann und Ballmann [2003].

Mit zunehmender Androsselung und den daraus resultierenden größeren aerodynamischen Belastungen der Schaufelprofile erreicht die Spaltströmung immer höhere Geschwindigkeiten, und die Dissipation im Wirbel nimmt zu. Der Verlust an Totaldruck wird schließlich so groß, daß die Strömung gegen den statischen Druck stromab des Verdichtungssystems nicht mehr ohne Ablösung und Rezirkulationsgebiete ankommt und es resultiert eine ausgeprägte Blockage der Schaufelpassage im Spaltbereich.

Im besonderen Fall von transsonischen Verdichterbeschaufelungen, in denen das Verdichtungssystem einen großen Teil der Verdichtung über einen oder mehrere Verdichtungsstöße realisiert, spielt die Interaktion des Spaltwirbels mit dem Stoßsystem in der Schaufelpassage eine wesentliche Rolle. Die Verhältnisse sollen im Folgenden rein qualitativ wiedergegeben werden.

Im folgenden Bild sind die Verhältnisse auf einer Rotationsstromfläche im gehäusenahen Bereich dargestellt.

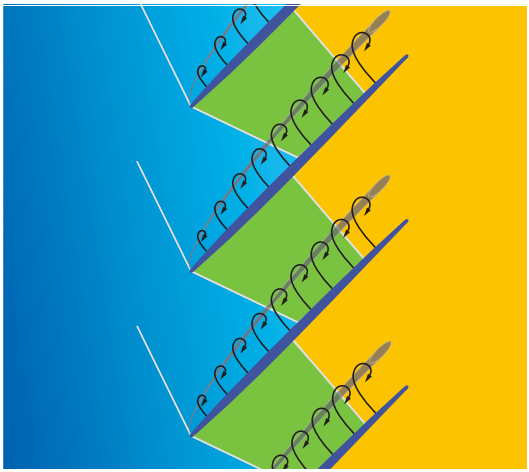

Bild 2.5: Spaltwirbel und Stoß bei entdrosseltem Betriebspunkt

Durch die Druckdifferenz zwischen Druck und Saugseite entsteht eine Spaltströmung, die sich aufgrund des Impulsaustausches über der Saugseite zu einem Wirbel aufrollt.

Für einen hier dargestellten entdrosselten Betriebspunkt sind die Axialgeschwindigkeiten ausreichend hoch, um den Wirbel durch die Passage zu transportieren. Auch die beiden Druckanstiege über die Verdichtungsstöße stellen für die Trajektorie des Spaltwirbels kein Problem dar. Die Druckanstiege sind in Anlehnung an die typischerweise in solchen Darstellungen verwendete Skala (von Blau über Grün und Gelb nach Rot ansteigender Druck) rein qualitativ eingefärbt.

Der durch den Drosselvorgang beim Spaltdurchtritt herabgesetzte Kerndruck des Wirbels wird entlang der Hauptströmungsrichtung durch Impulsaustausch wieder mit Energie angereichert, was sich stabilisierend auswirkt. Durch einen Mischungsvorgang stromab des Stoßsystems wird der Totaldruckdefekt des Wirbels schließlich ausgeglichen.

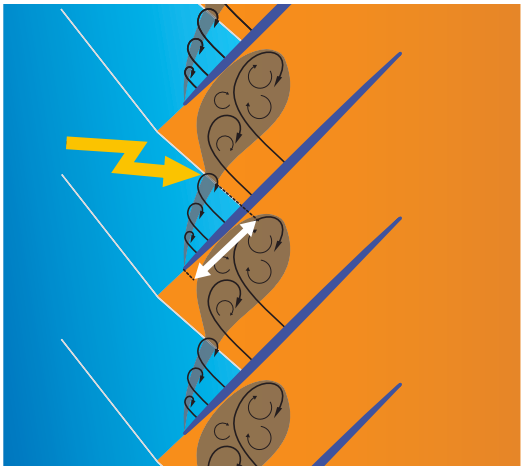

Bild 2.6: Spaltwirbel und Stoß bei starker Androsselung

Bei ansteigendem Gegendruck fallen die beiden Verdichtungsstöße zusammen, das Druckverhältnis über den Stoß wird größer und der Stoß wandert zunehmend nach stromauf, bis er von der Schaufelvorderkante ablöst. In diesem Zustand ist es dem Spaltwirbel nicht länger möglich, in einer schlanken Struktur das Ende der Schaufelpassage zu erreichen.

Die kurze Distanz entlang der Sehne vor dem Stoß kann nicht ausreichend zum Impulsaustausch genutzt werden, zudem sind die vorherrschenden Axialgeschwindigkeiten der Hauptströmung kleiner. Die Folge ist ein „Aufplatzen“ des Spaltwirbels beim Durchtritt durch den Stoß. Der lokale Totaldruck im Kern des Wirbels ist geringer als der statische Gegendruck stromab der Schaufelreihe, so daß sich ein Gebiet mit abgelöster Strömung ausbildet mit einer erheblichen Blockage des Strömungskanals.

2.1.4 Beeinflussung der Stabilitätsgrenze

Eine positive Beeinflussung der Stabilitätsgrenze muß sich nach den obigen Ausführungen auf die Beeinflussung des Spaltwirbelsystems konzentrieren.

Die naheliegendste Strategie ist, die Spaltströmung als treibende Kraft des Wirbels zu verringern.

Dies kann durch eine Reduktion des Spaltmaßes beeinflußt werden. Auf diese Weise wird der Massendurchsatz reduziert, andererseits kann die Strömungsgeschwindigkeit im Spalt unter bestimmten Bedingungen unerwünscht stark zunehmen. Die mit einem geringeren Spalt verbundene Gefahr der Berührung der Blattspitzen am Gehäuse muß unter allen Umständen vermieden werden. Im vorliegenden Entwurf wird daher nur moderat von dieser Möglichkeit Gebrauch gemacht.

Höger et al. [1998 und 2000] haben die Blockagewirkung der Spaltwirbel-Stoß Interaktion untersucht und in einer Korrelation eine „wirksame Verdrängungsdicke“ im Gehäusebereich wiedergegeben, um den Einfluß der Interaktion in numerischen Berechnungsverfahren besser berücksichtigen zu können. Aus den für die Entwicklung der Korrelation verwendeten numerischen und experimentellen Ergebnissen läßt sich ein annähernd linearer Zusammenhang zwischen auf die Sehnenlänge bezogener Spalthöhe und der aus der Spaltströmung resultierender Verdrängungsdicke ableiten.

Vielversprechend ist zudem die Entlastung des Spaltes durch eine aerodynamische Entlastung der Schaufel im Bereich der Blattspitze. Dies kann durch die Profilgebung oder auch durch die Erhöhung der Sehnenlänge geschehen. Damit ist das die Spaltströmung treibende Druckverhältnis reduziert, und die quer zur Hauptströmung auftretenden Spaltströmungsgeschwindigkeiten sind kleiner.

Für den transsonischen Anwendungsfall besonders hilfreich ist die Verwendung des Entwurfsparameters Sweep.

Während man in früheren Konzepten versuchte, mit einem globalen Sweep über die komplette Schaufelhöhe die Stoßlage und die Stoßneigung zu beeinflussen, zeigt sich in Untersuchungen von Hah et al. [1998], daß sich im Bereich des Gehäuses der Stoß in radialer Richtung stets aufrichtet und senkrecht auf der Gehäusewand steht. Durch die kinematische Randbedingung dürfen am Gehäuse keine radialen Geschwindigkeitskomponenten mehr auftreten. Die einzige Möglichkeit für das Auftreten von schrägen Verdichtungsstößen an der Gehäusewand wäre bei einer Reflektion des Stoßsystems gegeben. Dafür sind die in typischen transsonischen Beschaufelungen auftretenden Stöße aber zu schwach, und Reflektionen wurden bislang nicht beobachtet.

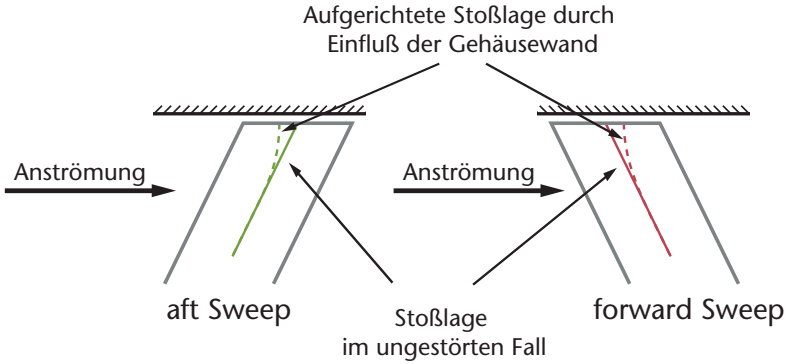

Bild 2.7: Einfluß der Gehäusewand auf die Stoßlage

Aus diesem Grund waren viele Versuche, den Stoß durch einen globalen Aft Sweep zum Gehäuse hin nach stromab zu neigen und damit die Stoßverluste durch die geringere Machzahl normal zum Stoß zu reduzieren, wenig erfolgreich.

Auch in Darmstadt wurde zunächst, wieder zusammen mit der MTU, mit Aft Sweep experimentiert. Der im nachfolgenden Bild dargestellte Rotor 2 konnte zwar durch die in den mittleren Profilschnitten geneigte Stoßlage geringe Zugewinne im Wirkungsgrad aufweisen, der Arbeitsbereich wurde aber nachteilig beeinflußt.

Bild 2.8: Rotor 2

Die Verhältnisse kehren sich bei der Verwendung von Forward Sweep entsprechend um und können dann gezielt zur Erhöhung des Arbeitsbereichs genutzt werden

Die Einbringung von Forward Sweep, lokal beschränkt auf den Gehäusebereich, kann für den hier vorliegenden Fall von Beschaufelungen mit geringem Nabenverhältnis die absolute Lage des Stoßsystems praktisch nicht beeinflussen, da diese im wesentlichen von anderen Parametern der Schaufelpassage abhängt, die in einer systematischen Weise bei Wadia und Copenhaver [1994] dargestellt sind. Denton und Xu [1999] sprechen in diesem Zusammenhang von einem „eingefrorenen Druckfeld“, innerhalb dessen man kleine Verschiebungen der Profile in axialer oder Umfangsrichtung vornehmen kann, ohne die grundsätzliche Charakteristik des Verdichtungssystems zu beeinflussen. Dies liegt u.a. darin begründet, daß die Krümmung der Stromlinien auf den Rotationsstromflächen zwischen den Schaufelprofilen in der Regel eine Größenordnung höher ist als die Krümmung der Stromlinien auf der Meridionalstromfläche.

Durch die Verschiebung der Profile stromauf parallel zur Sehne bei gleichzeitiger Vergrößerung der Sehnenlänge kann die relative Position des Stoßes für die obersten Schnitte der Schaufel günstig beeinflußt werden. Die Schaufel wird im Bereich der Blattspitze aerodynamisch entlastet, und zusätzlich steht dem Spaltwirbel eine längere Strecke zur Verfügung, innerhalb derer er durch die Hauptströmung wieder mit Energie angereichert werden kann. Der Effekt des „Aufplatzens“ nach dem Durchtritt durch den Stoß kann auf diese Weise hinausgezögert und der Betriebsbereich erweitert werden. Rein qualitativ wird ein Strömungsbild angestrebt, wie es im Folgenden dargestellt ist.

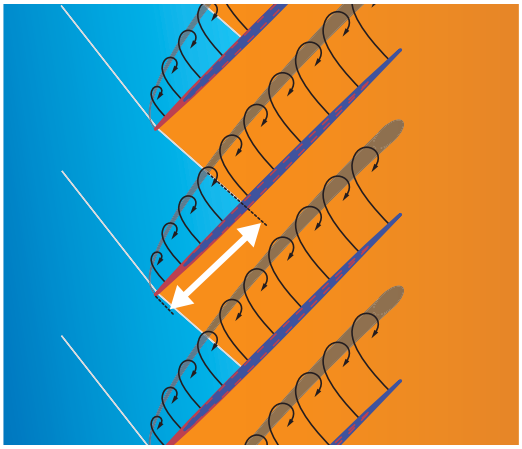

Bild 2.9: Spaltwirbel und Stoß bei Verwendung von Forward Sweep

Die im Diagramm rot gekennzeichneten Schaufelschnitte stellen die in Sehnenrichtung nach stromauf verschobenen Profilschnitte des äußersten Bereichs der Schaufel dar. Nach der in dieser Arbeit untersuchten These sollte das Verdichtungssystem der Hauptströmung weitgehend unbeeinflußt von der Position der oberen 10-20% der Profilschnitte in Sehnenrichtung bleiben. Dem Spaltwirbel steht auf diese Weise wieder eine größere Wegstrecke zum Impulsaustausch zur Verfügung, was den statischen Druck im Kern des Wirbels weit genug anhebt, um ihn über den Stoß transportieren zu können.

2.2 Abgeleitetes Konzept und These

Aus den betrachteten Einflüssen der Gestaltungsparameter lassen sich geeignete Maßnahmen für einen Rotorentwurf ableiten, der das gesteckte Ziel der Erweiterung des Arbeitsbereichs erreicht.

Die genannten Konzepte von Erhöhung der Sehnenlänge und Forward Sweep werden miteinander kombiniert, und das Spaltmaß wird moderat reduziert. Auf den gezielten Einsatz von Lean wird verzichtet, lediglich aus Einschränkungen bezüglich der Schaufelfestigkeit ist ein geringfügiger Lean bei der Fädelung der Profile üblicherweise notwendig. Grundsätzlich ist Lean eine starke Einflußmöglichkeit, um die Schaufelbelastung in radialer Richtung umzuverteilen. Die dem Forward Sweep entsprechende Einbringung von Lean in Drehrichtung hätte eine weitere Entlastung der nabennahen Profilschnitte und eine zusätzliche Belastung der Blattspitze zur Folge, was im vorliegenden Fall nicht wünschenswert ist. Ein Lean entgegen der Drehrichtung würde hingegen aufgrund der gegenseitigen Abhängigkeiten den erwünschten Einfluß des Forward Sweep wieder kompensieren.

Es ist die These dieser Arbeit, daß die ausgewählten Entwurfsparameter an den wesentlichen Entstehungsursachen für Instabilität ansetzen und die weiter oben beschriebene Interaktion zwischen Spaltwirbel und Stoßsystem deutlich abschwächen.

Auf diese Weise läßt sich der Arbeitsbereich in Richtung von kleineren Massenströmen erweitern. Die Ausdehnung auf größere Massenströme wird durch die Abschwächung der Interaktion ebenfalls begünstigt, eine zusätzliche Reduktion der Schaufelzahl ist aber hierfür angeraten.

Um diese These zu erhärten, ist zunächst die Anwendung des weiterentwickelten Konzepts auf eine Beschaufelung, ausgehend von Rotor 1 als Basisentwurf, durchzuführen.

Um dann die Wirksamkeit des Entwurfskonzepts zu untersuchen, muß der Arbeitsbereich mit seinen Extrempunkten Stabilitäts- und Sperrgrenze bestimmt werden.

Während dies im Fall der Sperrgrenze auch mit Hilfe von numerischen Berechnungsverfahren mit akzeptabler Zuverlässigkeit zu erreichen wäre, stellt die Bestimmung der Stabilitätsgrenze eine erheblich höhere Anforderung an die numerische Strömungssimulation. Die auftretenden starken Turbulenzen mit zusätzlich ausgeprägten Gebieten von abgelöster Strömung zeigen sehr schnell die Grenzen der verfügbaren Verfahren auf. Insbesondere die gängigen Turbulenzmodelle sind nicht in der Lage, die vorliegende Anisotropie der Turbulenz zu berücksichtigen. In der Praxis können für im Experiment gefundene Betriebspunkte keine konvergenten Lösungen mehr berechnet werden, und die Stabilitätsgrenze kann nicht sicher bestimmt werden.

Aus diesem Grund ist die Umsetzung der entworfenen Beschaufelung in einen experimentell zu untersuchenden Rotor notwendig. Im Folgenden Kapitel wird dieser neue Rotor, der wiederum bei der MTU in München ausgelegt und hergestellt wurde, im Vergleich mit dem Basisentwurf vorgestellt.

3 Entwurf der Geometrie von Rotor 3

Um das Entwurfskonzept in einen experimentell zu untersuchenden Rotor, in logischer Fortsetzung Rotor 3 genannt, umzusetzen, waren ausgehend vom Basisentwurf des TUD Transsonikverdichterprüfstands mit Rotor 1 [Schulze 1996] viele der Randbedingungen für den Entwurf von Rotor 3 bereits vorgegeben.

Der Auslegungsmassenstrom und die Nenndrehzahl sind identisch. Die Kontur des Ringraums ist durch den Prüfstand und den von Rotor 1 erneut zu verwendenden Spinner bestimmt. Eine weitere Forderung ist die Kompatibilität zum vorhandenen Stator, auf den die Abströmbedingungen angepaßt sein müssen. Die wesentlichen Eckdaten des Verdichters sind in der folgenden Tabelle zusammengestellt.

Tabelle 3.1: Eckdaten des Verdichters im Auslegungspunkt

Kenngröße	**Wert**
Massenstrom [kg/s]	16,0
Totaldruckverhältnis	1,5
Umfangsgeschwindigkeit [m/s]	400
Drehzahl [U/min]	20.000
Außendurchmesser [m]	0,38
Nabenverhältnis	ca. 0,51
Zuströmmachzahl am Gehäuse (Relativsystem)	1,35

Aus den vorangegangenen Überlegungen leitet sich das Einbringen von Forward Sweep, beschränkt auf den Bereich der Blattspitzen, ab. Damit soll der Arbeitsbereich im Bereich der Stabilitätsgrenze erweitert werden.

Um auch eine Erweiterung des Arbeitsbereichs in Richtung größerer Massenströme zu realisieren, wird zusätzlich die Schaufelzahl von 16 auf 14 verringert. Damit einher geht ein erhöhter nutzbarer Kanalquerschnitt und damit ein höherer Massenstrom insbesondere an der Sperrgrenze des Verdichters. Dies bleibt aber nicht ohne Auswirkung auf die Belastung der verbleibenden Schaufeln.

Die aerodynamische Belastbarkeit der Beschaufelung wird unter anderem vom Verhältnis der Schaufelteilung t:

$$t = \frac{2\pi r}{n_{Schaufel}}$$

zur Sehnenlänge l bestimmt. Wie leicht ersichtlich ist, hängt die Schaufelteilung linear von der Anzahl der Schaufeln ab. Bei ansonsten gleichbleibender Schaufelgeometrie nehmen bei Reduktion der Schaufelzahl das Teilungsverhältnis und die Schaufelbelastung zu.

Um keine Einbußen beim Druckaufbau zu erhalten, können zum einen die verbleibenden Schaufeln aerodynamisch entsprechend stärker belastet werden. Als Nachteile ergeben sich dabei stärkere Ablöseneigungen und -erscheinungen an den Schaufelhinterkanten und nachteilige Einflüsse auf den Arbeitsbereich.

Zum anderen kann die Sehnenlänge entsprechend vergrößert werden, um das Verhältnis t/l wieder auf den ursprünglichen Wert zu reduzieren. Dies zieht aber insbesondere im Bereich der Blattspitzen große Sehnenlängen und einen vergrößerten axialen Bauraum nach sich, was aus Festigkeitsgründen und der Anforderung an Kompaktheit der Verdichterkomponenten nur in engen Grenzen möglich ist.

Der aus dem gewählten Entwurfskonzept resultierende Rotor wird im Folgenden genauer dargestellt.

3.1 Merkmale des Rotor 3

Das augenfälligste Merkmal des Rotor 3 Entwurfs ist sicher der gegenüber Rotor 1 sofort sichtbare Forward Sweep an den Schaufelspitzen.

Bild 3.1: Rotor 1 und Rotor 3 im Vergleich

In diesem Abschnitt werden einige der Entwurfsparameter der beiden Rotoren gegenübergestellt. Es gilt zu beachten, daß in den meisten Fällen die Schaufelfestigkeit der begrenzende Faktor für die Ausprägung des Entwurfskonzepts darstellt und nicht in jedem Fall das aerodynamisch wünschenswerte direkt umsetzbar ist. Auch wenn für ein experimentelles Bauteil, als welches die beiden Rotoren klassifiziert sind, nicht in jedem Betriebspunkt die extremen mechanischen Sicherheiten gefordert sind wie in Bauteilen für ein fliegendes Triebwerk, sind die mechanischen Beanspruchungen mit den selben Verfahren zur Festigkeitsberechnung bestimmt und entsprechen der maximalen Belastung, die mit dem heutigen Erkenntnisstand möglich erscheint.

Wie die folgende Darstellung der Projektion der Schaufelkanten in die S2 Ebene zeigt, ist die Veränderung gegenüber Rotor 1 im besonderen

im Bereich der Blattspitze zu erkennen. Die Projektion der Vorderkanten zeigt in den unteren ca. 75% der Kanalhöhe kaum Unterschiede.

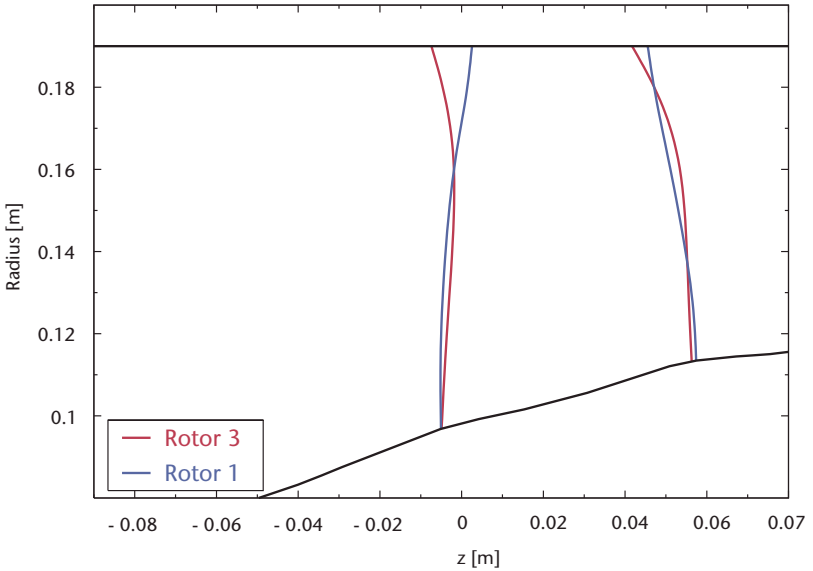

Bild 3.2: Projektion der Schaufelkanten in die S2 Ebene

Die leichte Ausweitung der Schaufelhinterkante von Rotor 3 im oberen Drittel der Kanalhöhe hat hier reine Festigkeitsgründe und muß die hohen Fliehkraftlasten des Forward Sweep kompensieren.

Das Nabenverhältnis ist für beide Rotoren aufgrund der vorgegebenen Ringraumkontur gleich und beträgt (r_{nabe}/r_{tip}) = 0,545.

Da zusätzlich die Anzahl der Schaufeln von 16 auf 14 reduziert wurde, war eine entsprechende Anpassung der aerodynamischen Belastung notwendig. Dies wurde zu einem großen Teil über eine vergrößerte Sehnenlänge realisiert, wie in der folgenden Abbildung zu sehen ist.

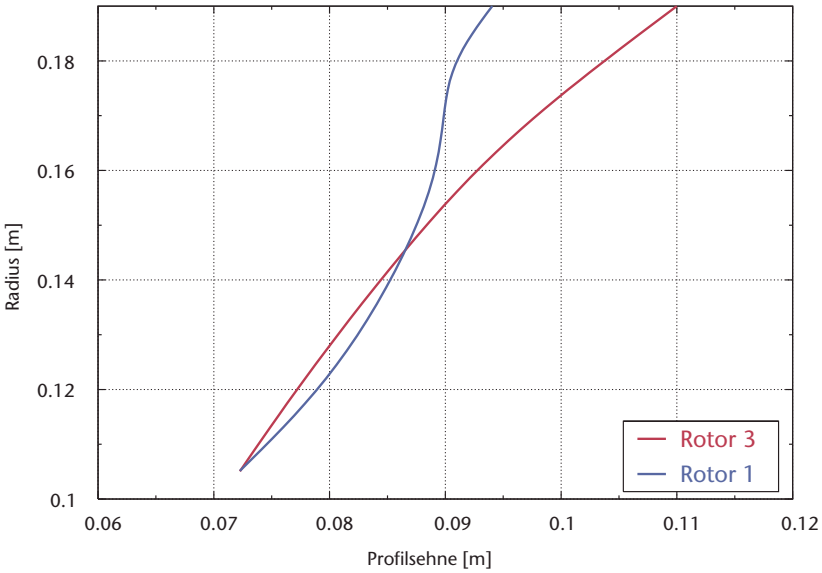

Bild 3.3: radiale Verteilung der Sehnenlängen

Die Sehnenlänge von Rotor 3 nimmt mit dem Radius immer stärker zu, um schließlich am Gehäuse den größten Gradienten aufzuweisen. Diese aus Festigkeitsgründen eher problematische Eigenschaft von Rotor 3 ist eine große Herausforderung an die Strukturberechnung und ist von Passrucker et al. [2003] eingehender beschrieben.

Bezieht man die Spaltmaße auf die Sehnenlänge, wie von Höger et al. [1998 und 2000] vorgeschlagen, dann wird die Auswirkung auf die wirksame Verdrängungsdicke deutlich. Rotor 1 weist eine relative Spalthöhe von 0.97% auf, während die Vermessung des Spaltes von Rotor 3 eine relative Höhe von 0.65% ergibt. Eine entsprechende Reduktion der Blockagewirkung kann also erwartet werden.

Durch die erheblich vergrößerte Sehnenlänge im Bereich der Blattspitze war es möglich, das für die Schaufelbelastung kritische Verhältnis von Schaufelteilung zu Sehnenlänge t/l, wie es in Bild 3.4 dargestellt ist, gegenüber Rotor 1 nicht besonders stark anwachsen zu lassen und den Maximalwert von Rotor 1 an der Blattspitze sogar noch zu unterschreiten.

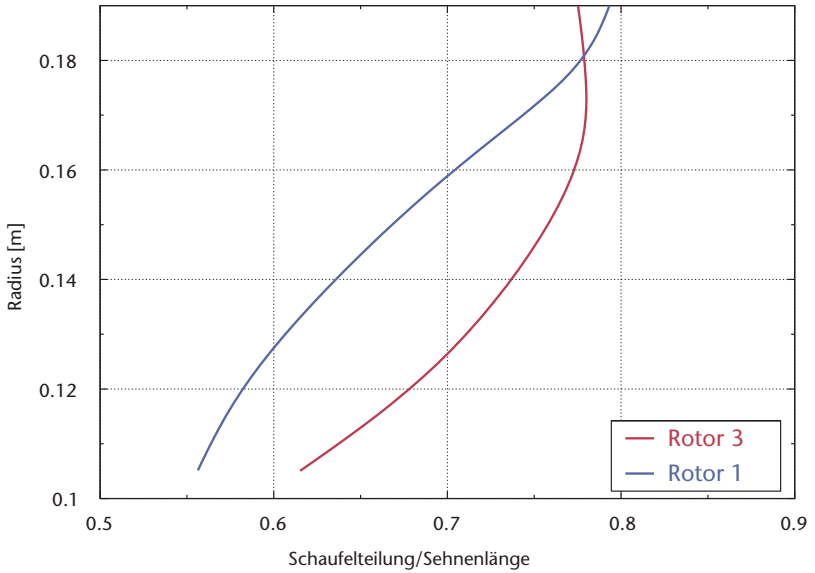

Bild 3.4: radiale Verteilung von Schaufelteilung zu Sehenlänge

Ein größeres Teilungsverhältnis und die damit einhergehende höhere aerodynamische Belastung kann von den Profilen durch eine Anpassung z.B. des Hinterkantenwinkels nur teilweise kompensiert werden. Die Ablösegebiete im Bereich der saugseitigen Hinterkante nehmen rasch zu, und Einbußen im Wirkungsgrad sind die Folge.

Mit dem in Rotor 3 verwirklichten Teilungsverhältnis war es möglich, die Metallwinkel, also z.B. die mechanischen Vorder- und Hinterkantenwinkel, der Schaufeln gegenüber Rotor 1 bis auf eine geringfügige Zustaffelung, d.h. einer Erhöhung des Winkels der Schaufelsehne in Bezug auf die Anströmrichtung, fast unverändert zu lassen.

Mit den beschriebenen Entwurfsmerkmalen wurden die von Denton und Xu [1999 und 2002] gegebenen Empfehlungen in Bezug auf den Einsatz von Sweep zur Erhöhung des Arbeitsbereichs umgesetzt. Im folgenden Kapitel wird nun die experimentelle Verifikation des Entwurfsziels dargestellt.

4 Experimentelle Untersuchung der Stufe

4.1 Der Transsonische Verdichterprüfstand der TUD

Um das Entwurfsziel zu verifizieren, wird auf den transsonischen Verdichterprüfstand der TU Darmstadt zurückgegriffen [Schulze 1996]. Wie schon beschrieben, ist Rotor 3 von den Randbedingungen her kompatibel zum Prüfstand, der im Folgenden vorgestellt werden soll.

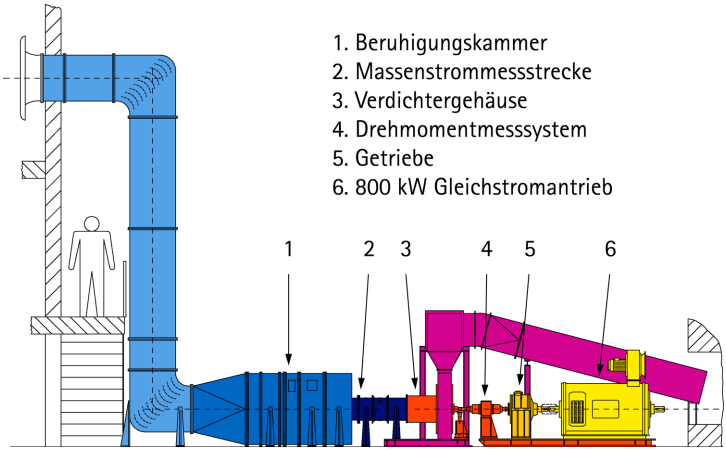

Bild 4.1: Schematischer Aufbau des Transsonikverdichters der TUD

Wie in der oben dargestellten Skizze zu sehen ist, wird der Prüfstand im offenen Kreislauf betrieben. Außenluft wird über einen Kanal einer Beruhigungskammer zugeführt, in der mit feinen Sieben und Honigwabengleichrichtern eine Vergleichmäßigung der Strömung erreicht wird. In diesem homogenen Zustand werden die Eintrittsgrößen Totaldruck und Totaltemperatur des Fluids gemessen.

In einer Einlaufdüse wird die Strömung dann beschleunigt und dem Verdichter zugeführt. Durch eine Differenzdruckmessung über die Düse kann unter Zuhilfenahme einer Kalibration [Geiß 1994] der Massenstrom bestimmt werden.

Im Rotor wird dann dem Fluid Energie zugeführt, die in Form von Wellenleistung vom Gleichstromantrieb an den Rotor abgegeben wird. Die Drehzahl und das Drehmoment werden dabei von einer berührungslos arbeitenden Drehmomentmesswelle bestimmt.

Anschließend wird das Fluid über einen Ringdiffusor radial abgeleitet und über eine Drossel entspannt. Die Abluft wird schließlich wieder über einen Kanal in die Umgebung abgeleitet.

Um den Wirkungsgrad der Druckerhöhung in der Verdichterstufe zu bestimmen, wird die gemessene mittlere Totaldruckerhöhung mit der theoretisch bei der gegebenen Leistung und dem gemessenen Massenstrom isentrop erreichbaren Druckerhöhung verglichen.

4.2 Meßtechnik und Auswerteverfahren

4.2.1 Meßorte und Sondentypen

Der Aufbau der Prüfstandsmeßtechnik ist unter dem Gesichtspunkt konzipiert worden, in möglichst effizienter und zeitsparender Weise eine gute Beurteilung der Verdichterströmung zu erhalten.

Um die mittleren Strömungsgrößen, die in einer ersten Beurteilung der Leistungsfähigkeit der Stufe die größte Rolle spielen, bestimmen zu können, ist der Vergleich der Zu- und Abströmung notwendig.

Im Fall der Zuströmung konnte durch eine Reihe von Experimenten [Paul 1995] nachgewiesen werden, daß es sich im Zulaufkanal um eine turbulente Rohrströmung mit einem charakteristischen Grenzschichtprofil, aber ansonsten, z.B. in Umfangsrichtung, homogenen Bedingungen handelt. Daher ist es ausreichend, die Eintrittsgrößen in der

Kanalmitte der Beruhigungskammer zu bestimmen. An dieser Stelle werden Totaldruck und Totaltemperatur gemessen und die Verluste der reibungsbehafteten Rohrströmung bis zum Eintritt in den Verdichter mittels einer experimentell bestimmten Konstante berücksichtigt.

Die Abströmung der Verdichterstufe ist naturgemäß nicht homogen sondern weist insbesondere abseits des Auslegungspunktes starke Gradienten in radialer und Umfangsrichtung auf. Um diese zu erfassen, wird mit einer ortsfesten Instrumentierung mit Totaldruck- und Totaltemperatursondenkämmen, ca. 0,4 axiale Sehnenlängen stromab des Stators, das Strömungsfeld in radialer Richtung aufgelöst. In Umfangsrichtung wird der Stator um den Betrag einer Schaufelteilung in 20 äquidistanten Schritten vor der Instrumentierung traversiert, um ein 2D Meßfeld zu erhalten.

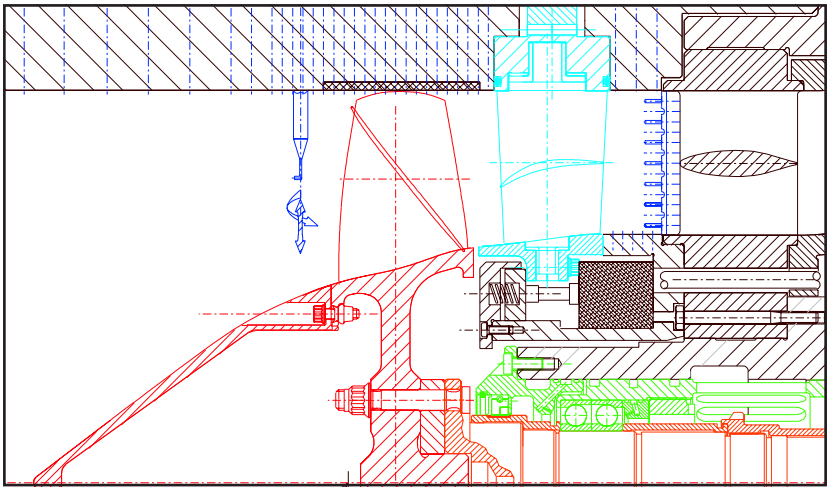

Bild 4.2: Hauptschnitt der Meßstrecke mit Rotor 1

Die Sondenkämme sind auf den Vorderkanten der fünf Rippen angebracht, welche die Lagerung des fliegend gelagerten Rotors abstützen. Bei der Gestaltung der Sonden wurden die Richtlinien des AGARD Ad-

visory Reports 245 [1990] angewendet. Die für die dargestellten Ergebnisse verwendeten Sondenkämme (siehe Bild 4.3) besitzen je elf Sonden über der Kanalhöhe, von denen die neun mittleren jeweils äquidistant angeordnet sind und an der Nabe und dem Gehäuse eine zusätzliche Sonde besitzen, um die Gradienten an den Seitenwänden besser auflösen zu können.

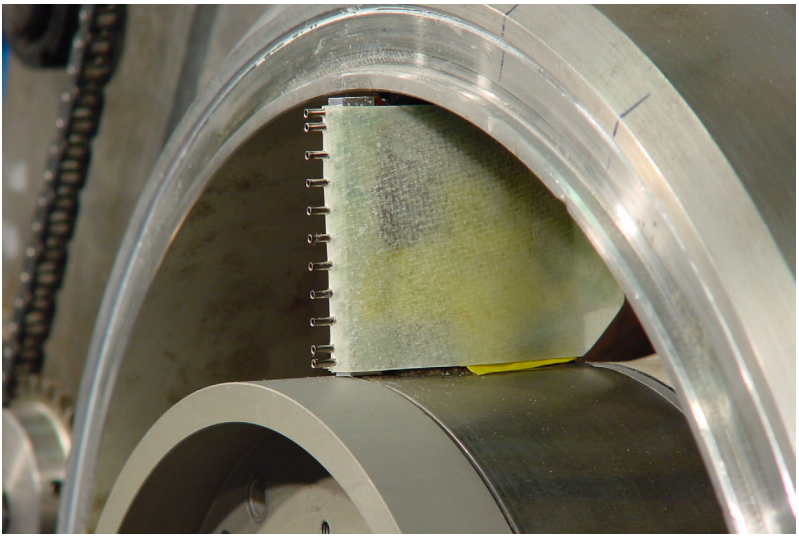

Bild 4.3: Sondenkamm zur Vermessung des Statoraustritts

Statische Druckbohrungen in der Nabe und im Gehäuse an der gleichen axialen Position komplettieren die zur Mittelwertbildung notwendigen Informationen.

4.2.2 Mittelungsverfahren

Der Wunsch nach einem optimalen Mittelungsverfahren zur Bestimmung der charakteristischen Größen des Verdichters führt schnell zu einem Bedarf an hochauflösender Meßtechnik für Drücke und Temperaturen.

Insbesondere die Temperaturmessung erfordert bei der vorliegenden Meßaufgabe einen erheblichen Zeitaufwand und kann dennoch die gewünschte Genauigkeit nicht in allen Betriebsbereichen liefern. Je kleiner die auftretenden Temperaturdifferenzen werden, z.B. bei niedrigeren Drehzahlen, um so größer wird der relative Fehler bei der Bestimmung eines Totaltemperaturverhältnisses.

Zudem ist die zur Verfügung stehende Lebensdauer für die experimentell geprägten Rotorbauteile nur sehr begrenzt und es muß auch von dieser Seite eine Abwägung zur Einschränkung der Meßzeit getroffen werden.

Den vorliegenden Ergebnissen liegt eine in Umfangsrichtung vorgenommene flächengewichtete Mittelung und eine in radialer Richtung bestimmte massenstromgewichtete Mittelung zu Grunde. Bei der Mittelung in Umfangsrichtung hätte die zusätzliche Verwendung einer massenstromgewichteten Auswertung aufgrund der vielen zusätzlichen Temperaturmessungen eine Verlängerung der Meßzeit je Betriebspunkt von ca. 5 Minuten auf über 40 Minuten zur Folge. Bei der Vermessung eines Rotors mit typischerweise 100 einzelnen Betriebspunkten steht der mögliche Zugewinn an Qualität des Mittelwerts in keinem sinnvollen Verhältnis zu dem Mehraufwand.

In radialer Richtung sind die Gradienten deutlich ausgeprägter. Die daher in dieser Koordinatenrichtung durchgeführte massenstromgewichtete Mittelung stützt sich auf die Messungen der Totaltemperatur eines Sondenkamms in der Kanalmitte zwischen zwei Statorschaufeln, um die Verfälschung durch die Nachläufe der Statoren möglichst auszuschließen.

Der genaue Berechnungsgang bei Auswertung der Rohdaten ist aus dem Anhang (Kapitel 7.1) zu entnehmen.

4.3 Ergebnisse

4.3.1 Verdichterkennfeld

Um die Leistungsfähigkeit des Verdichters global beurteilen zu können, sind zunächst die Mittelwerte des Totaldruckverhältnisses und des Wirkungsgrads über dem auf ISA Eintrittsbedingungen korrigierten Massenstrom für einige konstante, korrigierte Drehzahlen dargestellt.

Für den Basisentwurf der Stufe mit Rotor 1 liegen vergleichbare Messungen mit identischem Versuchsaufbau und identischer Instrumentierung nur für die Drehzahlen von 80%, 90% und 100% der Nenndrehzahl vor.

Wie aus dem nebenstehenden Kennfeld hervorgeht, konnte das Auslegungsziel im Bereich von 80-100% Drehzahl eindeutig erreicht werden. Der Arbeitsumsatz der Stufe mit Rotor 3 ist im Vergleich zu Rotor 1 in jedem vermessenen Betriebspunkt besser oder gleich. Im Wirkungsgradmaximum ist Rotor 1 bei 80% Drehzahl geringfügig besser, ob sich der angedeutete Trend aber zu den niedrigeren Drehzahlen fortsetzt, kann mit den vorliegenden Meßdaten nicht beurteilt werden.

Der wesentliche Zugewinn ist aber der erheblich größere Arbeitsbereich von Rotor 3. Das linke Ende der jeweiligen Drehzahllinien ist durch den letzten Betriebspunkt gekennzeichnet, an dem noch ein stabiler Betrieb des Verdichters und die Durchführung einer Kennfeldmessung möglich war. Hier zeigt sich bereits bei der allgemeinen Betrachtung das Potenzial des Entwurfskonzepts.

Auf der 90% Drehzahllinie fällt der Druckaufbau vor dem Eintritt der Instabilität erheblich ab, ein Phänomen, das nur bei dieser Drehzahl beobachtet werden konnte. Da in diesem Bereich eine mechanische Resonanz der Rotorschaufeln ihr Maximum erreicht, liegt die Vermutung nahe, daß der Übergang in die Instabilität hier eine Unschärfe aufweist. Der als Punkt 7 gekennzeichnete Meßpunkt wird trotzdem als besonders interessierender Punkt ausgewertet.

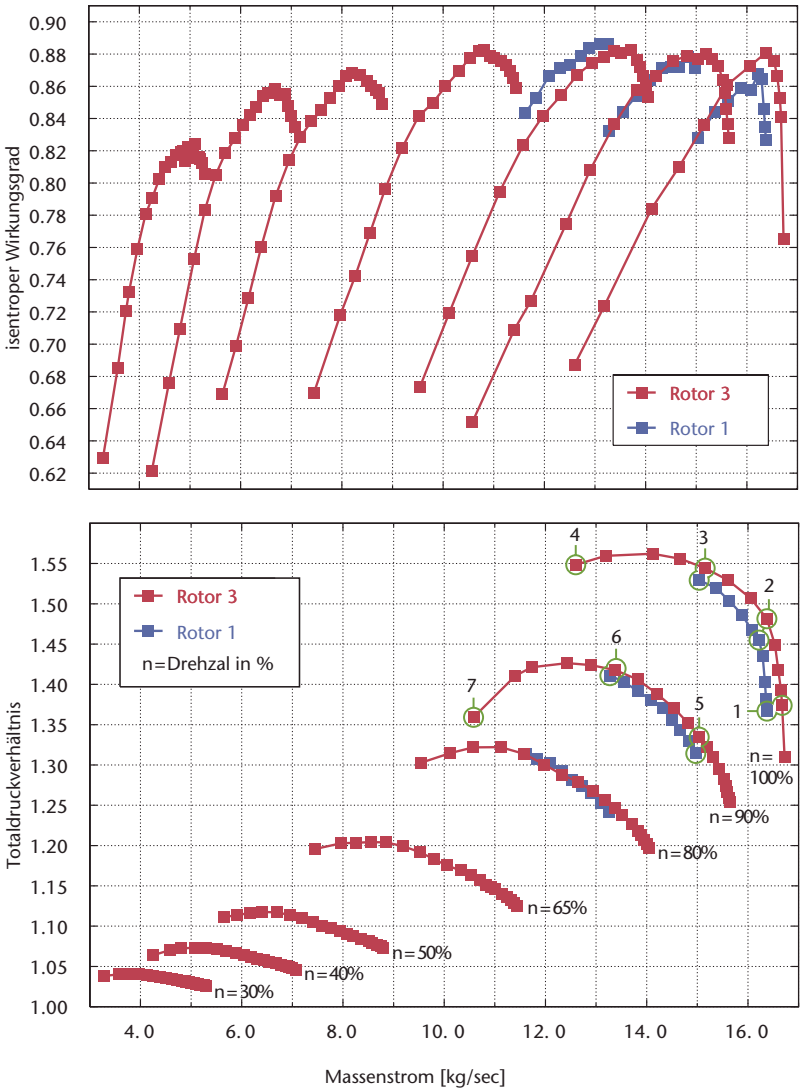

Bild 4.4: Verdichterkennfeld

Um von experimenteller Seite genaueren Aufschluß über die Qualität des Strömungsfeldes zu erhalten, sollen nun an ausgewählten Punkten umfangreichere Daten gegenübergestellt werden. Die meist paarweise ausgezeichneten Punkte wurden unter dem Gesichtspunkt der gleichartigen Verbrauchercharakteristik ausgewählt und haben daher keinen exakt gleichen Werte von Massenstrom oder Druckverhältnis.

In der folgenden Tabelle sind die im Kennfeld ausgezeichneten Punkte von besonderem Interesse jeweils für Rotor 1 (R1) und Rotor 3 (R3) gegenübergestellt.

Tabelle 4.1: Ausgezeichnete Punkte im Kennfeld

Nr.	n	$\dot{m}$ R1	$\dot{m}$ R3	Π R1	Π R3	Anmerkung
1	100	16,38	16,68	1,37	1,37	Sperrdurchsatz
2	100	16,21	16,38	1,46	1,48	bester Wirkungsgrad
3	100	15,04	15,16	1,53	1,54	Stabilitätsgrenze Rotor 1
4	100	-	12,60	-	1,55	Stabilitätsgrenze Rotor 3
5	90	14,97	15,04	1,31	1,33	bester Wirkungsgrad
6	90	13,28	13,38	1,41	1,42	Stabilitätsgrenze Rotor 1
7	90	-	10,58	-	1,36	Stabilitätsgrenze Rotor 3

4.3.2 Radialer Druckaufbau

In den folgenden Diagrammen werden die radialen Verteilungen des Totaldruckverhältnisses am Stufenaustritt für die besonders interessanten Betriebspunkte miteinander verglichen, bzw. mit einer geeigneten Verteilung verglichen, wenn es wie bei den Punkten 4 und 7 keine Vergleichsdaten von der Stufe mit Rotor 1 für den gleichen Massenstrom gibt.

Für die Bewertung der Ergebnisse ist eine homogene radiale Verteilung des Druckaufbaus grundsätzlich erstrebenswert, um nachfolgende Schaufelreihen mit entsprechenden Zuströmbedingungen zu versorgen. In der Praxis kann aber auch eine vom Idealfall abweichende Verteilung sinnvoll sein.

Typisch für transsonische Axialverdichter ist die deutliche Zunahme des Druckaufbaus im Bereich der Blattspitze bei zunehmender Androsselung durch die immer stärker werdenden Stoßsysteme.

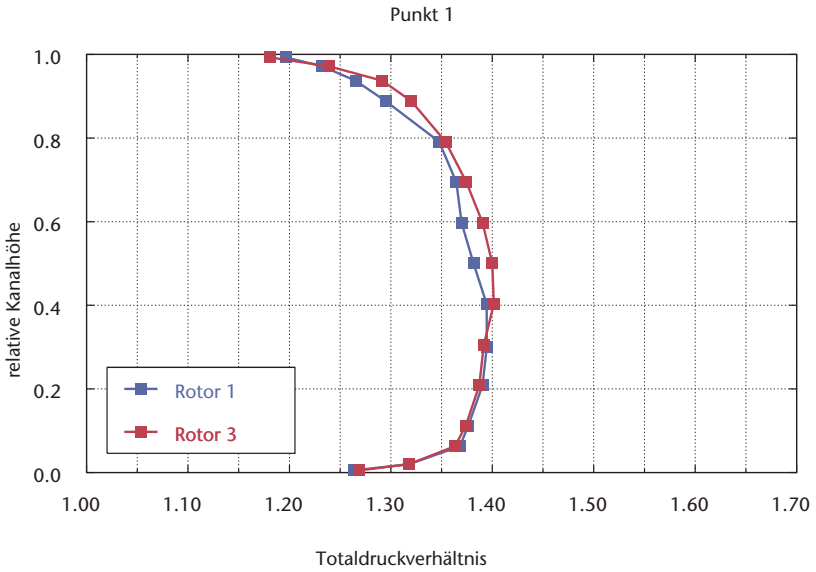

Bild 4.5: radiale Verteilung des Totaldruckverhältnisses im Punkt 1

Punkt 1: Bei Nenndrehzahl erreichen beide Rotoren ab einer bestimmten Drosselöffnung ihren Sperrdurchsatz. Durch die reduzierte Schaufelzahl erreicht die Stufe mit Rotor 3 einen höheren maximalen Massenstrom.

Der leichte Zugewinn im Arbeitsumsatz wird oberhalb von 40% der Kanalhöhe erzielt. Rotor 3 kann die kleinen Defizite von Rotor 1 im radialen Druckaufbau vermeiden.

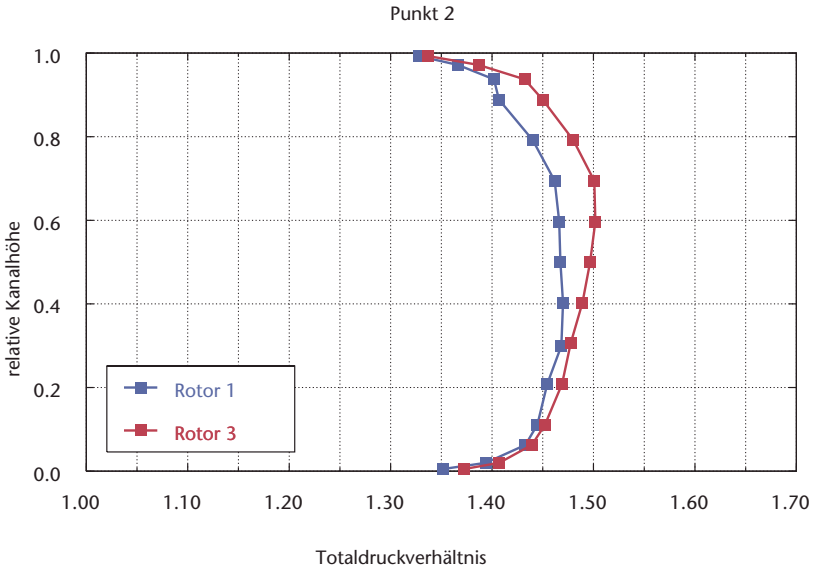

Bild 4.6: radiale Verteilung des Totaldruckverhältnisses im Punkt 2

Punkt 2: Hier arbeiten beide Rotoren im Punkt des besten Wirkungsgrads. Dieser wird in beiden Fällen bei einem Massenstrom leicht oberhalb des Auslegungsmassenstroms von 16.0 kg/s erreicht. Die Drosselstellung und damit die Verbrauchercharakteristik ist für beide Rotoren identisch.

Die Stufe mit Rotor 3 kann den Wirkungsgrad um gut einen Prozentpunkt steigern, bei einem gleichzeitig höheren Totaldruckverhältnis (siehe Bild 4.4).

Aus der radialen Verteilung wird deutlich, wie Rotor 3 mit zunehmendem Radius mehr Arbeit verrichten kann. Die Vorwärtspfeilung kommt hier insofern zum Zuge, als sie Strömung in Richtung des Gehäuses verlagert, wo aufgrund der höheren Umfangsgeschwindigkeiten der Arbeitsumsatz größer ist.

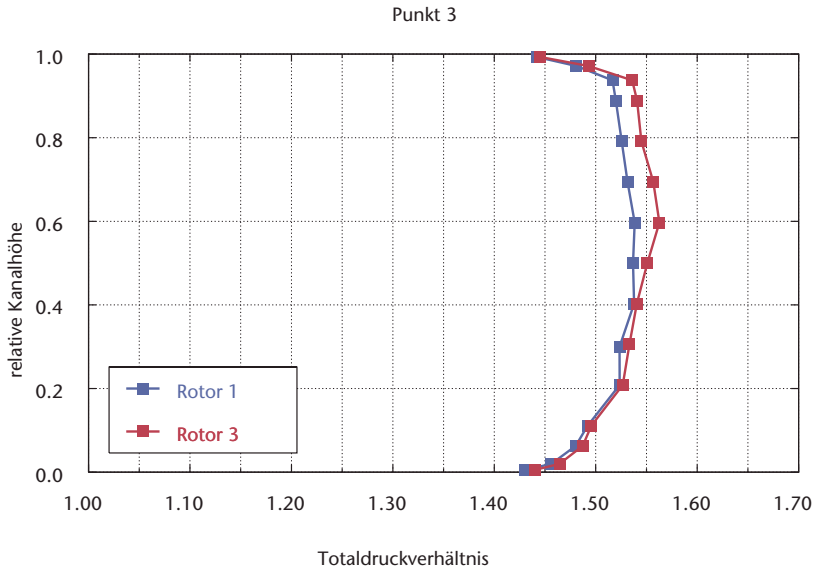

Bild 4.7: radiale Verteilung des Totaldruckverhältnisses im Punkt 3

Punkt 3: Mit Rotor 1 erreicht die Stufe bei diesem Drosselzustand das maximale Totaldruckverhältnis. Dieser Punkt liegt gleichzeitig unmittelbar vor der Stabilitätsgrenze von Rotor 1. Bei geringfügigem weiteren Schließen der Drossel tritt mit Rotor 1 reproduzierbar und eindeutig Rotating Stall auf.

Rotor 3 ist nach wie vor über die ganze Kanalhöhe der Beschaufelung von Rotor 1 im Druckaufbau bei identischem Gesamtwirkungsgrad überlegen.

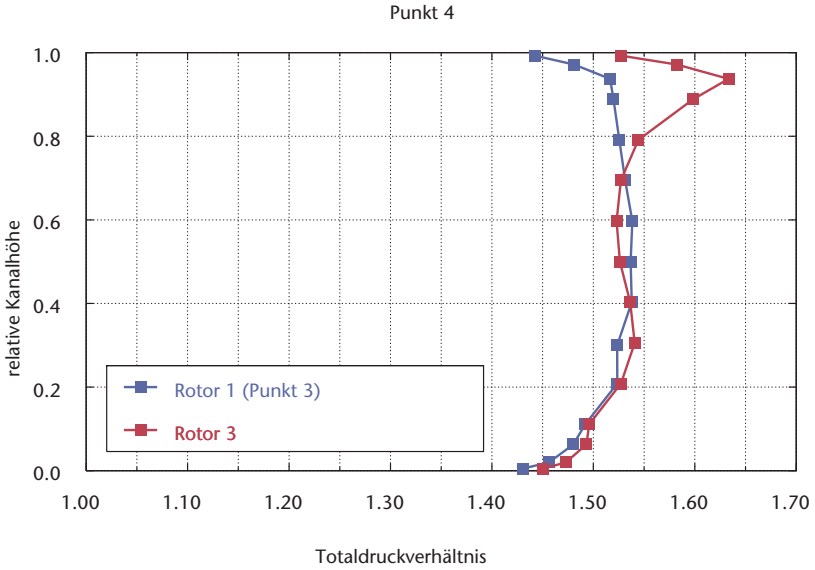

Bild 4.8: radiale Verteilung des Totaldruckverhältnisses im Punkt 4

Punkt 4: Dieser Messpunkt ist der letzte stabile Betriebspunkt der Stufe mit Rotor 3. Auch hier führt ein weiteres Androsseln reproduzierbar und eindeutig zum Eintritt von Rotating Stall. Zum rein qualitativen Vergleich ist in der Abbildung noch der radiale Druckaufbau der Stufe mit Rotor 1 am Punkt 3 dargestellt.

Es wird deutlich, wie kurz vor Erreichen der Stabilitätsgrenze bei Rotor 3 eine weitere, deutliche Umverteilung des Arbeitsumsatzes zum Gehäuse hin stattfindet. In der Kanalmitte geht der Druckaufbau hingegen schon wieder zurück, was auf die zunehmende Fehlanströmung in den Statorschaufeln und die daraus resultierende wirksame Blockage für die Rotorschaufeln zurückzuführen ist.

Die Verhältnisse an der Blattspitze lassen bereits an dieser Stelle darauf schließen, dass der Einsatz des Forward Sweep den gewünschten Effekt erzeugt. Der Arbeitsbereich der Stufe mit Rotor 3 ist erheblich größer

als mit Rotor 1. Bei Verwendung der von Wagner [2002] empfohlenen Definition des Pumpgrenzabstands (PGA):

$$PGA = \frac{\dot{m} - \dot{m}_{PG}}{\dot{m}_{PG}}$$

für Verdichterkennlinien mit flachem Verlauf des Druckaufbaus, wie im vorliegenden Fall von Rotor 3, ergibt sich eine Verbesserung des PGA für den Betriebspunkt 2 (peak efficiency) von 8% für Rotor 1 auf 30% für Rotor 3.

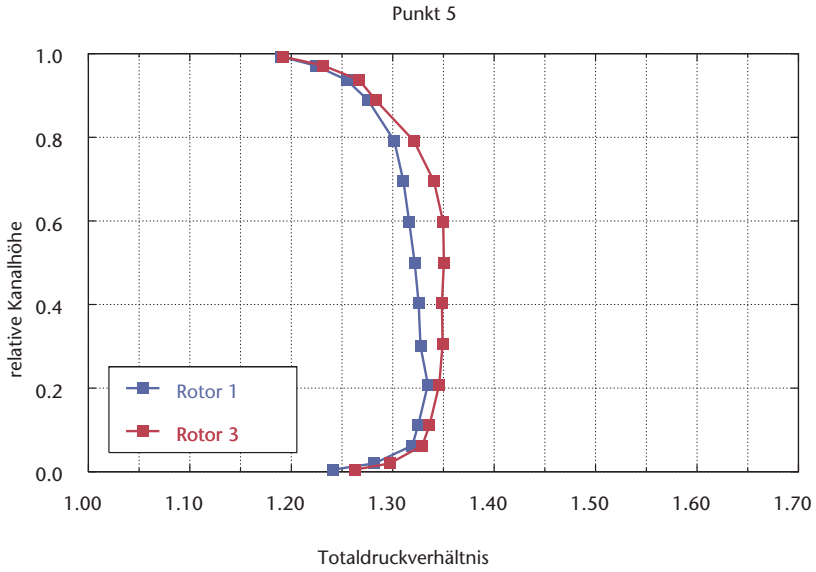

Bild 4.9: radiale Verteilung des Totaldruckverhältnisses im Punkt 5

Für die Teillastdrehzahl von 18.000 U/min ergeben sich keine grundsätzlich anderen Verhältnisse beim Vergleich der Stufen. Auch hier gelingt mit Rotor 3 ein höherer Druckaufbau bei nahezu identischem Wirkungsgrad der beiden Stufen. Der Druckaufbau der 90% Kennlinie verläuft flacher, da kein Versperren über weite Teile der Kanalhöhe mehr auftritt wie bei der Auslegungsdrehzahl.

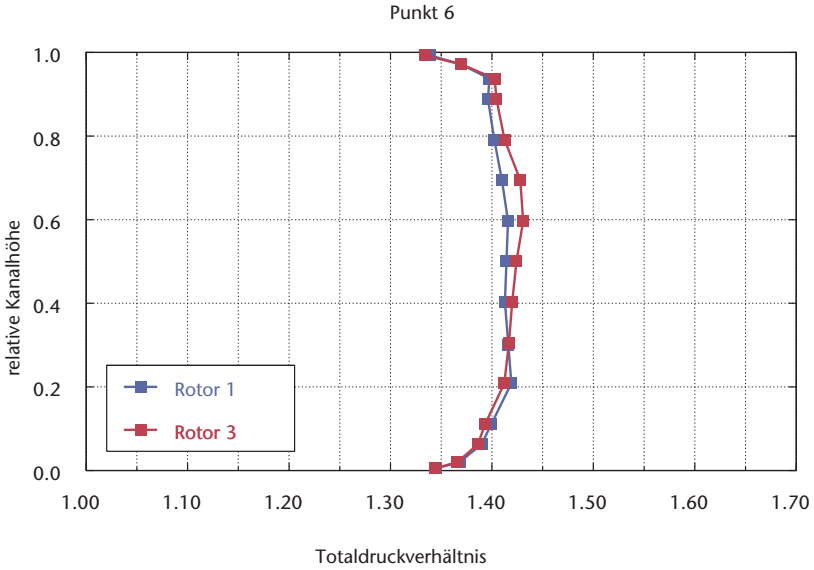

Bild 4.10: radiale Verteilung des Totaldruckverhältnisses im Punkt 6

Der letzte direkt vergleichbare Punkt bei 90% Drehzahl liegt auch hier kurz vor dem Eintritt des Rotating Stall der Stufe mit Rotor 1. Der radiale Druckaufbau beider Konfigurationen ist sehr vergleichbar, im Wirkungsgrad ist kein meßbarer Unterschied zu erkennen.

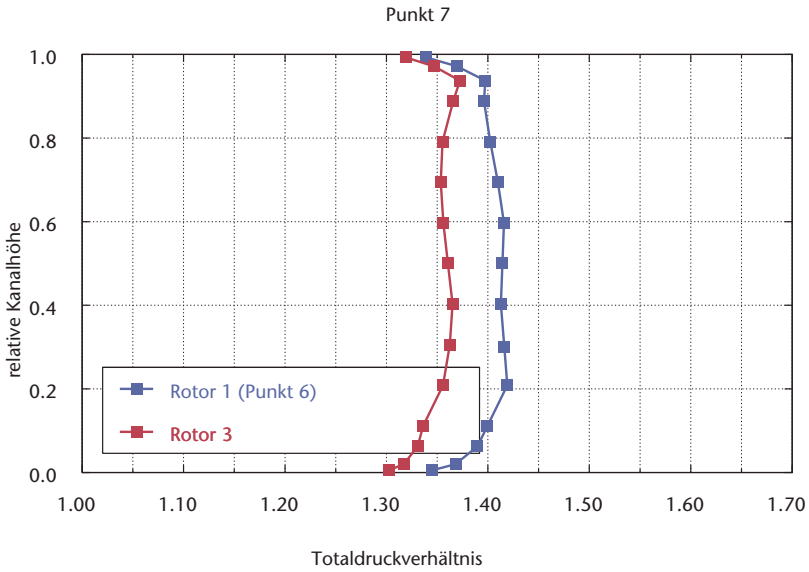

Bild 4.11: radiale Verteilung des Totaldruckverhältnisses im Punkt 7

Punkt 7: Auch bei 90% Drehzahl ist der Zugewinn an Arbeitsbereich der Stufe mit Rotor 3 erheblich. Auch wenn der Druckaufbau bis kurz vor Eintritt des Rotating Stall mit Rotor 3 schon wieder merklich absinkt, ist die Möglichkeit des starken Androsselns bis zu außerordentlich geringen Massenströmen von großem Wert für den Einsatz im Triebwerk. Die Verbesserung des PGA von 12% für Rotor 1 auf 44% für Rotor 3 macht dies eindrucksvoll deutlich.

Wie schon bei der Nenndrehzahl, so ist auch bei 90% Drehzahl die charakteristische Spitze im Druckaufbau nahe des Gehäuses zu beobachten, allerdings in weniger ausgeprägter Form.

Der Grund für den Rückgang des Druckaufbaus ist auch hier vor allem in der erheblichen Fehlanströmung des Stators zu suchen. Dies wird aus den Vermessungen der Statorabströmung deutlich, die für ausgewählte Betriebspunkte im Folgenden dargestellt sind.

4.3.3 2D Statorabströmung - Rotor 3

Die Auswertung der einzelnen Traversierungsmessungen auf dem geometrischen Gitter der Statorabströmung sind zunächst für den Vergleichspunkt 2 (bester Wirkungsgrad) und die Stufe mit Rotor 3 dargestellt. In der Darstellung wurden die Daten viermal nebeneinander wiedergegeben, um einen besseren Eindruck zu ermöglichen. Die Betrachtung entspricht dem Blick von stromab auf die Meßebene, von dort gesehen dreht der Rotor entgegen dem Uhrzeigersinn.

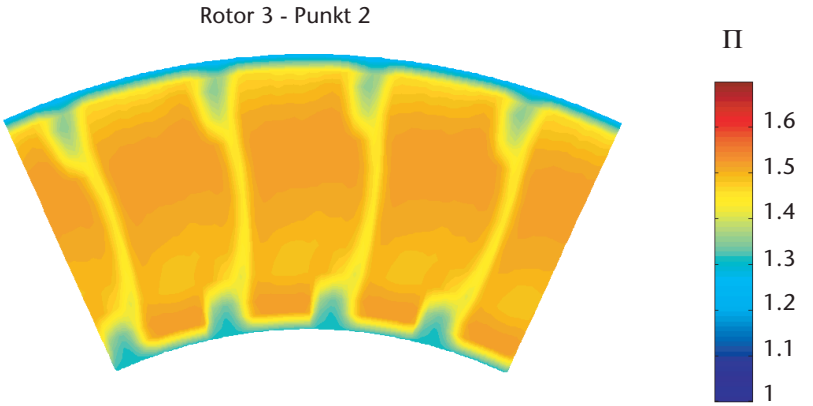

Bild 4.12: Totaldruckverhältnis am Statoraustritt im Punkt 2

Die in Umfangsrichtung enthaltenen Inhomogenitäten des Rotors sind im ortsfesten Bezugssystem der Meßsonden ausgemischt. Die hier sichtbaren Defizite im Totaldruckaufbau lassen sich als die Nachlaufdellen der Statorschaufeln identifizieren.

Wie zu erwarten, sind die Gebiete niedrigeren Totaldrucks in den saugseitigen Bereichen der Schaufel/Seitenwände durch die dort höheren aerodynamischen Belastungen und dort entstehende Sekundärströmungen stärker ausgeprägt.

Bei zunehmender Androsselung wird der Massenstrom stark reduziert, bis der betrachtete Punkt 4 erreicht ist:

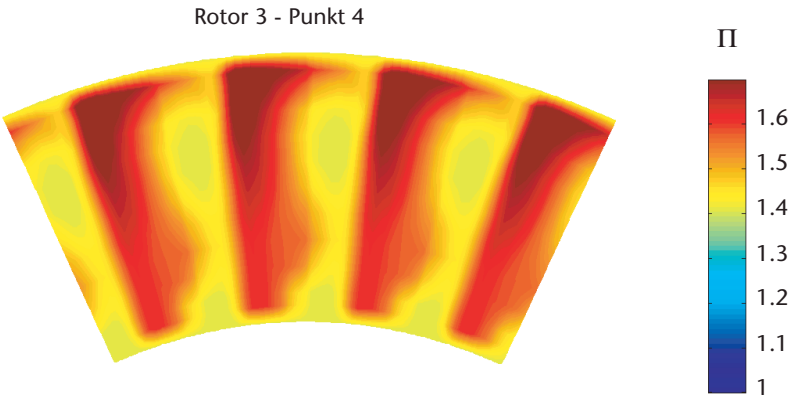

Bild 4.13: Totaldruckverhältnis am Statoraustritt im Punkt 4

Die Stufe befindet sich kurz vor dem Eintritt in die Instabilität, und wie schon bei der Betrachtung der radialen Verteilung des Totaldruckverhältnisses erkennbar, verlagert sich der Arbeitsumsatz in den Bereich der Blattspitze.

Der Abströmwinkel aus dem Rotorgitter wird abgesehen von der stets vorhandenen Minderumlenkung durch die Abflußbedingung an den Schaufelhinterkanten geprägt. Bei durch Androsselung geringer werdenden axialen Geschwindigkeiten wird das Statorgitter durch zunehmend höhere Anströmwinkel belastet und der Stator ist von erheblichen Ablösegebieten geprägt.

Rotor 3 erreicht trotz dieser Charakteristik des Stators einen bemerkenswerten mittleren Druckaufbau. In guter Näherung kann das Totaldruckverhältnis des isolierten Rotors an den Bereichen, die nicht von den Statornachläufen betroffen sind, abgelesen werden. Hieraus ergibt sich ein mittleres Totaldruckverhältnis von über 1,6, woraus das Potenzial des Entwurfs auch an dieser Stelle deutlich wird.

Die folgenden beiden Betriebspunkte liegen auf der 90% Drehzahllinie und sollen die Gleichartigkeit der Strömungsverhältnisse im Teillastbereich verdeutlichen.

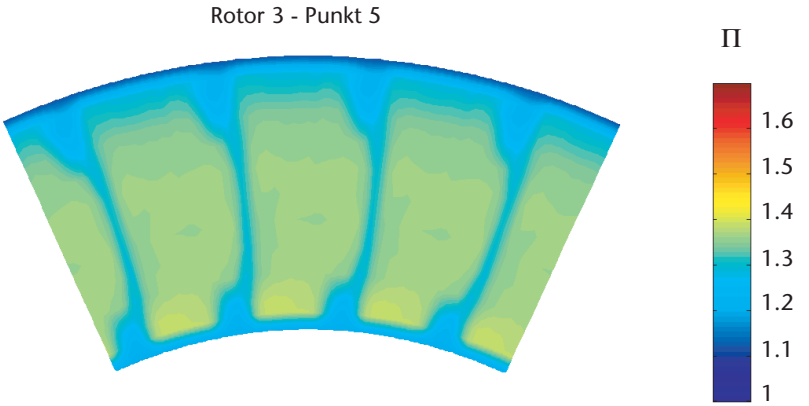

Bild 4.14: Totaldruckverhältnis am Statoraustritt im Punkt 5

Bei 90% ergeben sich am Punkt des besten Wirkungsgrads vergleichbare Verhältnisse wie in der Darstellung von Punkt 2, allerdings auf entsprechend niedrigerem Druckniveau. Auch die Defekte in den saugseitigen Ecken der Statorschaufeln fallen etwas moderater aus.

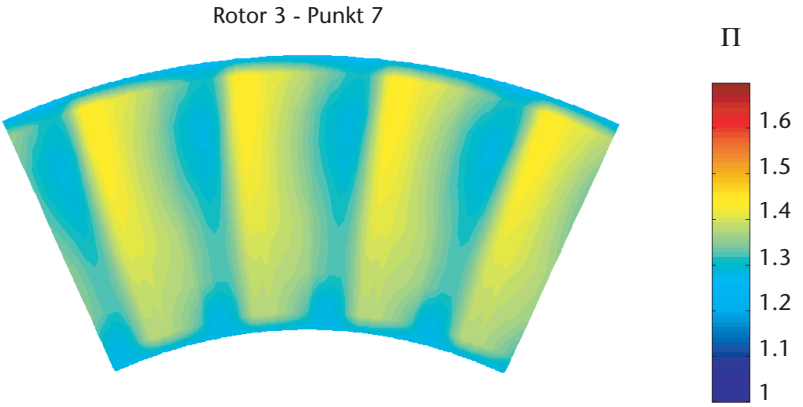

Bild 4.15: Totaldruckverhältnis am Statoraustritt im Punkt 7

Die grundsätzlichen Merkmale des 2D Totaldruckaufbaus sind aber denen von Punkt 4 auf der 100% Drehzahllinie wiederum vergleichbar. Die Ablösegebiete der Statorschaufeln haben die gleiche Struktur, das Gesamtniveau ist der reduzierten Drehzahl entsprechend niedriger.

Nachdem die Analyse der experimentell zugänglichen Daten das Entwurfskonzept in den globalen Mittelwerten eindrucksvoll bestätigt und die meßtechnisch zugänglichen Strömungsebenen erste Hinweise auf die Vorgänge an der Stabilitätsgrenze geben, soll im folgenden Kapitel durch den Einsatz von numerischen Rechenverfahren auch ein Einblick in die Strömung im Bereich des Spaltwirbels und den dort wirksamen Mechanismen gewonnen werden.

5 Numerische Untersuchung der Stufe

Um einen genauen Einblick in die Vorgänge innerhalb der Spaltströmung zu gewinnen, muß mangels verfügbarer experimenteller Meßsysteme (selbst das 3D Laser-2-Fokus Verfahren kann in unmittelbarer Umgebung der Spaltströmung aufgrund der stark turbulenten Vorgänge keine zuverlässigen Meßwerte liefern) auf die numerische Strömungssimulation als Hilfsmittel zurückgegriffen werden. Aus den schon dargestellten Gründen der starken Turbulenz im Bereich des Gehäuses ist die Numerik zwar nicht in der Lage, die Vorgänge direkt an der Stabilitätsgrenze zuverlässig wiederzugeben, es lassen sich aber zumindest Tendenzen und Unterschiede zwischen den beiden untersuchten Rotoren bestimmen.

Das für die Untersuchungen verwendete Programmpaket ist CFX 5 der Firma ANSYS [2003]. Es handelt sich um ein Finite-Volumen RANS Verfahren, das ein modifiziertes k-ε Modell zur Turbulenzmodellierung verwendet. Neben dem reinen Strömungslöser stellt CFX 5 auch Werkzeuge zur Definition der Berechnungsaufgabe und zur späteren Analyse der Ergebnisse zur Verfügung. Weitere Einzelheiten, die Validierung des Programms und die verwendete Diskretisierung der Rechengebiete sind im Anhang (Kap. 7.2) näher dargestellt.

Zusammenfassend kann festgestellt werden, daß die Berechnungen im Bereich der Spaltströmung unter Verwendung von restriktiven Konvergenzkriterien nahe am Auslegungspunkt von guter Qualität sind, der Arbeitsbereich der Stufen aber weder mit Rotor 1 noch mit Rotor 3 voll erfaßt werden kann.

Die numerischen Untersuchungen, die in Auszügen bereits von Kablitz et al. [2003] dargelegt sind, beschränken sich auf die Auslegungsdrehzahl von 20.000 U/min. Die Interaktion zwischen Spaltwirbel und Stoßsystem wird bei einer Kanalhöhe von 95% sehr gut sichtbar, der Wirbel wird dort in der S1 Ebene in seinem Kern geschnitten. Die folgenden Darstellungen beschränken sich daher auf diese Schnittebene.

5.1 Struktur des Spaltwirbels

Einen guten ersten Eindruck von der Entstehung von Verlusten im Spaltbereich und der Struktur des Wirbelsystems erhält man in der Darstellung der turbulenten kinetischen Energie:

$$TKE = \frac{1}{2}\,\overline{u_i' \, u_i'}$$

Sie beschreibt den Anteil der kinetischen Energie des Fluids, der von den turbulenten Schwankungsbewegungen herrührt, und zeigt sehr deutlich den Spaltwirbel mit seiner von turbulenten Mischungsvorgängen geprägten Trajektorie. im Folgenden ist zunächst ein entdrosselter Betriebspunkt in der Nähe der Sperrgrenze dargestellt.

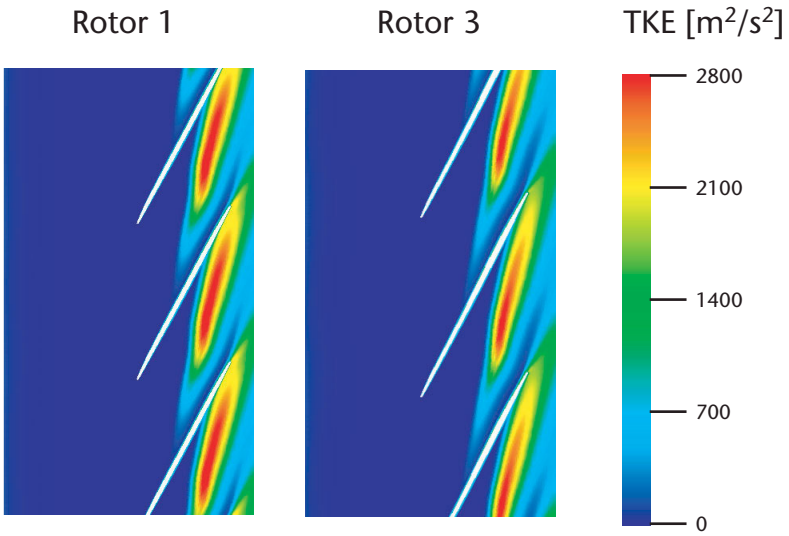

Bild 5.1: 95% Kanalhöhe, entdrosselter Betriebspunkt - TKE

Im direkten Vergleich fällt die breitere Spur von erhöhter TKE des Spaltwirbels von Rotor 1 und das in Strömungsrichtung gesehen frühere

Auftreffen des Wirbels auf die gegenüberliegende Schaufeldruckseite ins Auge. Der Spaltwirbel von Rotor 3 wird ganz offenbar besser durch die Schaufelpassage transportiert.

In der nächsten Darstellung wird nun der Gegendruck erhöht, bis für beide Rotoren der Betriebspunkt des besten Wirkungsgrads erreicht ist.

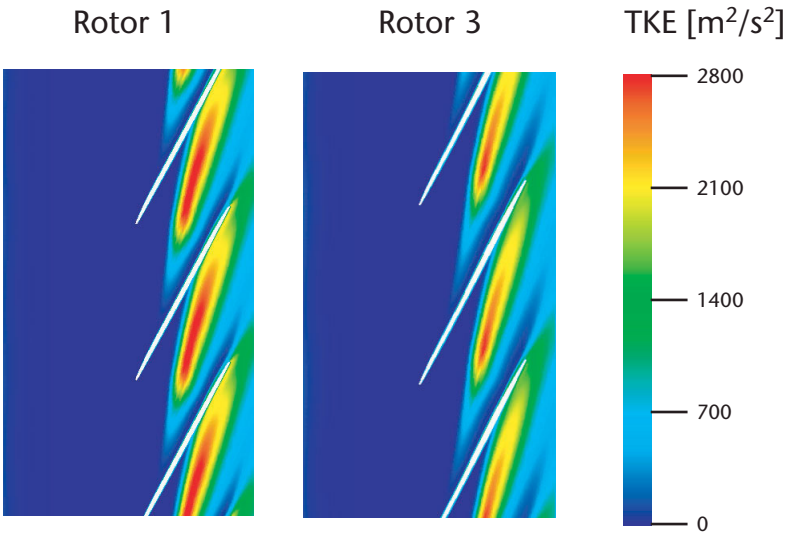

Bild 5.2: 95% Kanalhöhe, bester Wirkungsgrad- TKE

Bei zunehmender Androsselung und damit einhergehender Verschiebung des Stoßes in der Schaufelpassage nach stromauf verlagern sich die Spaltwirbel ebenfalls nach stromauf. Die Berechnungen zeigen auch hier die vergleichsweise stärkere Ausprägung des Spaltwirbels mit turbulenten Mischungsvorgängen für Rotor 1.

Zusätzlich verringert sich beim Androsseln die axiale Geschwindigkeitskomponente der Strömung, und die Trajektorie der Wirbel neigt sich stärker in Umfangsrichtung.

Für denselben Betriebspunkt des besten Wirkungsgrads ist in der folgenden Abbildung die Verteilung der Relativmachzahl dargestellt.

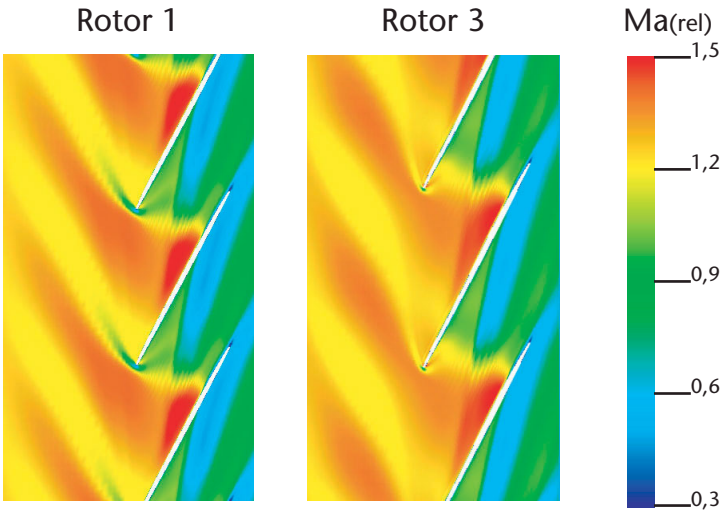

Bild 5.3: 95% Kanalhöhe, bester Wirkungsgrad - Relativmachzahl

Im Vergleich mit der Darstellung der TKE wird deutlich, daß die stark turbulenten Vorgänge vom Durchtritt durch den Verdichtungsstoß ausgelöst werden, während der Spaltwirbel stromauf des Stoßes nahezu ohne turbulente Mischungsvorgänge transportiert wird.

Weiter wird sichtbar, daß bereits im Betriebspunkt des besten Wirkungsgrades der Stoß an der Vorderkante von Rotor 1 ablöst und auf der Saugseite ein lokales Unterschallgebiet entsteht, welches dann durch die sich ausbildende Prandtl-Meyer Strömung wieder in den Überschall beschleunigt wird. Für Rotor 3 ist bis auf den Staupunkt kein Unterschallgebiet zu erkennen und der Passagestoß liegt relativ zur Vorderkante weiter stromab.

Um die Auswirkungen des Entwurfskonzepts auf den Arbeitsbereich zu quantifizieren, werden zwei Größen im direkten Vergleich zwischen Rotor 1 und Rotor 3 betrachtet. Zum einen ist dies die axiale Länge, die dem Spaltwirbel zwischen Austritt aus dem Spalt und Durchtritt durch den Stoß in der Schaufelpassage zur Verfügung steht. Zum anderen wird in einer von Wilke und Kau [2002] vorgeschlagenen Darstellung der Totaldruck im Relativsystem des Rotors vor dem Stoß mit dem statischen Druck nach dem Stoß verglichen.

Für die Identifikation der Stoßlage wird jeweils auf die Isolinie Ma = 1 aus den numerischen Ergebnissen zurückgegriffen.

5.2 Geometrie der Spaltwirbeltrajektorie

Um die Spaltströmung ohne Blockagewirkung durch das Schaufelgitter und insbesondere durch den Passagestoß zu transportieren, kann, wie bei Rotor 3 beabsichtigt, im Entwurf eine möglichst große axiale Länge $\Delta\sigma$ zwischen Austritt des Spaltwirbels und Durchtritt durch den Stoß vorgesehen werden.

Die wirksamen axialen Längen werden durch Vermessung der Spaltwirbeltrajektorie zwischen Schaufelsaugseite und der berechneten Isolinie von Ma = 1 bestimmt und sowohl in ihrer absoluten Länge als auch auf die Schaufelteilung t des Rotors am betrachteten Radius bezogen dargestellt. Die dimensionslose Betrachtung soll den Einfluß der unterschiedlichen Schaufelzahl berücksichtigen, für den Impulsaustausch bleibt bei vergleichbaren Relativmachzahlen aber die absolute Länge maßgeblich.

Die besprochenen Größen sind im Folgenden für drei verschiedene Betriebspunkte wiedergegeben. Die in den Diagrammen dargestellte Verteilung ist der statische Druck, in dem der Spaltwirbel schon ab dem Austritt auf der Saugseite gut zu erkennen ist. Für die geometrische Vermessung wird auf die Skalierung verzichtet, da sie hier keine Rolle spielt.

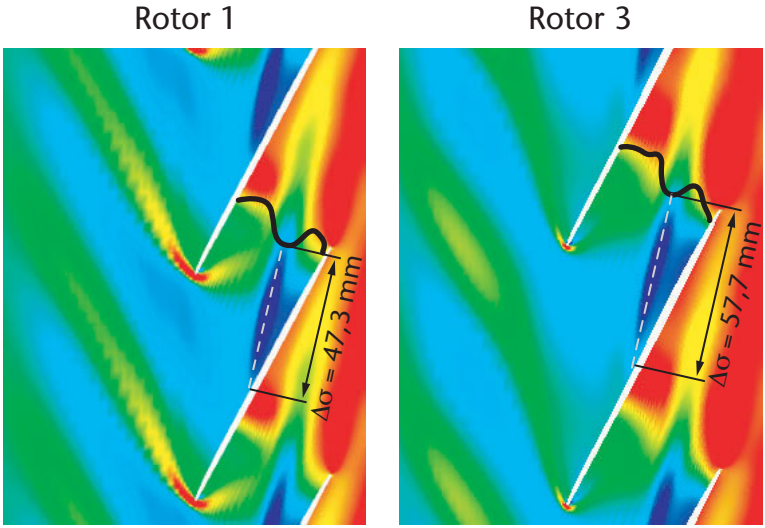

Bild 5.4: Geometrie der Spaltwirbel, entdrosselter Betriebspunkt

Für beide Rotoren liegt die Isolinie Ma=1 am Ende der Schaufelpassage, was das Erreichen der Sperrgrenze charakterisiert. Die Ausprägung der Interaktion von Spaltwirbel und Stoß ist in der Fortsetzung des Spaltwirbels stromab des Stoßes zu erkennen. Hier ist bereits im entdrosselten Betriebspunkt bei Rotor 1 eine stärkere Ausbreitung der Strömung mit niedrigerem Impuls zu beobachten.

Sowohl die absolute Länge $\Delta\sigma$, als auch die auf die Teilung bezogene Größe $\Delta\sigma/t$ sind bei Rotor 3 größer als bei Rotor 1.

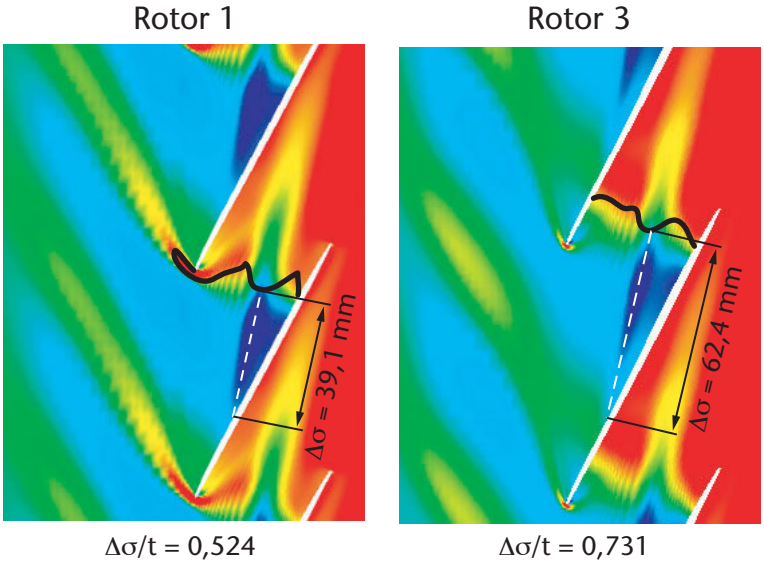

Bild 5.5: Geometrie der Spaltwirbel, bester Wirkungsgrad

Nach dem Androsseln der Rotoren bis zum Betriebspunkt des besten Wirkungsgrades zeigen sich die deutlichen Unterschiede des Entwurfskonzepts von Rotor 3.

Während das Stoßsystem von Rotor 1 bereits am vorderen Ende der Schaufelpassage liegt und der Stoß beginnt, an der Vorderkante abzulösen, liegt der Stoß von Rotor 3 noch erkennbar weiter stromab.

Durch die zunehmende Belastung der Spalte tritt der Wirbel an einer jeweils weiter stromauf liegenden Stelle auf der Saugseite aus.

Als Resultat nimmt die für den Impulsaustausch mit der Hauptströmung zur Verfügung stehende Länge für Rotor 3 erkennbar zu, während sie für Rotor 1 deutlich abnimmt.

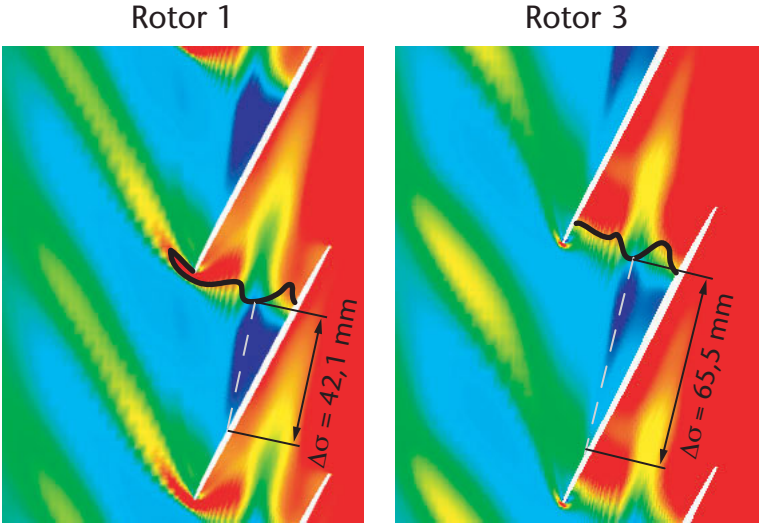

Bild 5.6: Geometrie der Spaltwirbel, stark angedrosselter Betriebspunkt

Für den letzten Betriebspunkt, der numerisch noch berechnet werden konnte, ergeben sich ähnliche Verhältnisse. Auch hier zeigt Rotor 3 bezogen auf die Lage des Stoßsystems noch Reserven für eine weitere Androsselung.

Die axialen Längen nehmen für beide Rotoren geringfügig zu. Dies ergibt sich aus der gestiegenen Druckdifferenz über den Spalt, der bei Rotor 1 von einer Intensivierung des Stoßes und bei Rotor 3 von einer Verschiebung des Stoßes nach stromauf herrührt und zu einem weiter stromauf liegenden Austritt der Wirbel führt. Das Niveau ist für Rotor 3 aber nach wie vor erheblich größer.

Stromab des Stoßes ist, wie bei den anderen Betriebspunkten, die Ausprägung der Interaktion bei Rotor 1 erheblich stärker als bei Rotor 3.

5.3 Impulsreserve vor dem Stoßdurchgang

Die im vorangegangenen Kapitel dargestellten Differenzen der axialen Längen führen zu deutlich unterschiedlichen Ausprägungen der Spaltwirbel-Stoß-Interaktion.

Am Beispiel des Betriebspunktes des besten Wirkungsgrades werden im Folgenden die von Wilke und Kau [2002] vorgeschlagenen Größen Totaldruck im Relativsystem vor dem Stoß und statischer Druck nach dem Stoß verglichen.

Abweichend von den Darstellungen im vorigen Kapitel wird hier eine Darstellung der Größen auf einer Rotationsfläche mit konstantem Radius gewählt, die in der Mitte der Schaufelpassage genau den 95% Kanalhöhe entspricht, die den Bildern in Kapitel 5.2 zugrunde liegen.

Der Grund hierfür ist die Abhängigkeit des Totaldrucks im Relativsystem vom lokalen Radius. Bei Darstellung des Totaldrucks auf einer Rotationsfläche konstanter relativer Kanalhöhe im Bereich des Spinners mit stark ansteigender Nabenkontur würde dieser ebenfalls ansteigen, was für die Betrachtung der Verlustentstehung an dieser Stelle wenig hilfreich erscheint. Im Bereich der Schaufelpassage sind die radialen Geschwindigkeitskomponenten vernachlässigbar, so daß sich durch die Auswertung auf einem konstanten Radius keine Verfälschung der Spaltströmungscharakteristik ergibt.

In der kombinierten Darstellung mit gleicher Skalierung der Farbzuordnung läßt sich aus dem Druckverhältnis der Spaltströmung zum mittleren Gegendruck stromab des Rotors die Impulsreserve bestimmen, die zum Transport des Fluids über den Stoß zur Verfügung steht. Bei Annäherung an die Instabilität konnte in den numerischen Berechnungen von Wilke und Kau das Verschwinden dieser Druckdifferenz beobachtet werden. Das bei einem Betriebspunkt vorhandene Druckverhältnis kann als Maß für den aktuellen Pumpgrenzabstand betrachtet werden.

Die für die folgenden Betrachtungen in Beziehung gesetzten Werte sind jeweils das Minimum des Totaldrucks im Relativsystem $p_{t,min}$, ermittelt entlang des Kerns des Spaltwirbels und dem mittleren statischen Druck $\overline{p}_{s,aus}$ stromab des Rotors. Das auf diese Weise berechnete Druckverhältnis des Spaltwirbels ist mit Π_{SW} bezeichnet.

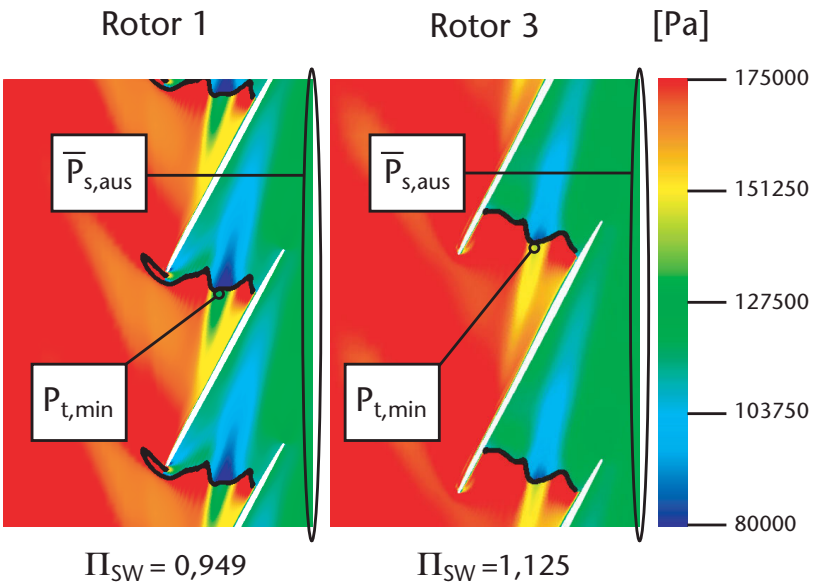

Bild 5.7: Druckverhältnisse der Spaltwirbel, bester Wirkungsgrad

Aufgrund der kurzen Distanz in Hauptströmungsrichtung zwischen Austritt des Spaltwirbels bis zum Stoßdurchgang und dem bei Rotor 1 stärker belasteten Spalt fällt der Totaldruck im Wirbelkern von Rotor 1 auf einen deutlich niedrigeren Wert als bei Rotor 3.

Das Druckverhältnis ist bereits beim Betriebspunkt des besten Wirkungsgrades kleiner als 1. Ohne weiteren Impulsaustausch ist es dem Fluid aus dem Kern des Spaltwirbels also nicht möglich, nach stromab zu gelangen, lokale Gebiete mit Rückströmung hinter dem Stoß sind

die Folge. Die Interaktion mit dem Stoßsystem und das einem Nachlauf ähnelnde Gebiet nach dem Stoß sind entsprechend stark ausgeprägt. Bei in beiden Fällen identischem Gegendruck ist die im Gehäusebereich resultierende Blockagewirkung der Spaltwirbel-Stoß-Interaktion bei Rotor 1 erheblich höher.

Das Druckverhältnis im Fall von Rotor 3 ist größer als 1, und dem Fluid steht nach Abzug von Stoßverlusten noch eine Impulsreserve zur Verfügung, um Ablösung oder Rückströmung zu vermeiden. Eine Ausmischung mit der umgebenden Strömung findet lokal sehr viel begrenzter statt.

Für die in diesem Kapitel betrachteten Betriebspunkte ist nun im folgenden Diagramm für beide Rotoren das Druckverhältnis Π_{SW} über dem Massenstrom dargestellt.

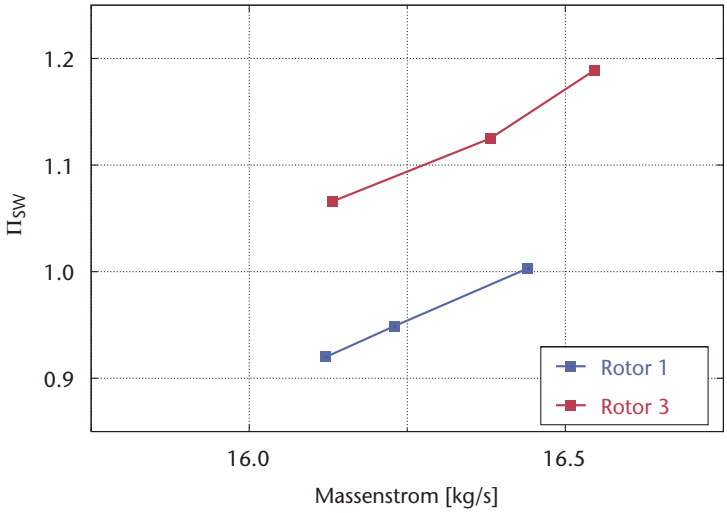

Bild 5.8: Druckverhältnisse der Spaltwirbel bei 100% Drehzahl

Die Druckverhältnisse der Spaltwirbel nehmen bei zunehmender Androsselung ab, die Werte für Rotor 3 liegen aber durchgängig auf einem erheblich höheren Niveau. Für Rotor 1 konnte lediglich an der Sperrgrenze ein Wert größer 1 berechnet werden.

Auch wenn nicht von einer linearen Entwicklung bei Androsselung bis zum Massenstrom der experimentell festgestellten Stabilitätsgrenze ausgegangen werden kann, zeigt sich auch in der Untersuchung der Impulsreserve die größere Stabilität von Rotor 3.

6 Zusammenfassung

In dieser Arbeit wird ein Entwurfskonzept zur Erhöhung des Arbeitsbereichs von axialen, transsonischen Verdichterbeschaufelungen untersucht, das auf die positive Beeinflussung der Spaltwirbel-Stoß-Interaktion abzielt.

Die These des Entwurfskonzeptes ist, daß der Übergang einer transsonischen Verdichterbeschaufelung in die Instabilität in der Regel von einem Zusammenbruch der Strömung im Bereich des Gehäusespalts ausgeht und dafür im wesentlichen die Interaktion von Spaltwirbel und Stoßsystem im Schaufelkanal verantwortlich ist.

Um diese Interaktion zu stabilisieren und damit den Arbeitsbereich zu vergrößern, wird im vorgestellten Entwurfskonzept auf die Verwendung des Gestaltungsparameters Forward Sweep zurückgegriffen, der allerdings auf den Bereich der Blattspitze beschränkt bleibt. Zusätzlich wird durch die Erhöhung der Sehnenlänge, ebenfalls akzentuiert auf den Bereich der Blattspitzen, und die leichte Reduktion des Spaltmaßes die Spaltströmung entlastet. Mit diesen beiden Maßnahmen verändern sich die Verhältnisse im Bereich der Interaktion dahingehend, daß die axiale Distanz zwischen Austritt der Spaltströmung an der Saugseite der Schaufel und dem Durchtritt durch den Stoß deutlich vergrößert wird. Der Spaltwirbel kann sich dadurch mit Energie aus der Hauptströmung anreichern und mit entsprechender Stabilitätsreserve den Durchgang durch den Stoß überstehen.

Ausgehend von einem Basisentwurf - Rotor 1 - werden zunächst experimentelle Vergleichsmessungen der Leistung des unter Berücksichtigung des Konzepts entworfenen Rotors 3 im Prüfstand des Fachgebiets vorgestellt. Zusätzlich werden numerische Nachrechnungen der Geometrie herangezogen, um die Strömung im Spaltbereich zu analysieren.

Die experimentellen Untersuchungsergebnisse bestätigen das Konzept in vollem Umfang. Der Pumpgrenzabstand wächst von 8% auf 30% bei Nenndrehzahl, bei der Teillastdrehzahl von 90% ist der Zuwachs von 12% auf 44% noch eindrucksvoller, ohne daß bei den jeweiligen Drehzahlen eine Wirkungsgradeinbuße verzeichnet werden muß.

Bei zunehmender Belastung der Stufe durch Androsseln ist bei Rotor 3 eine deutliche Verlagerung des Arbeitsumsatzes in den Bereich der Blattspitze zu beobachten. Dies ist nur aufgrund der großen Stabilitätsreserve möglich.

Die numerische Betrachtung der Spaltströmung erlaubt die Schlußfolgerung, daß die Interaktion zwischen Spaltwirbel und Passagestoß einen Hinweis auf die Stabilitätsreserve der Beschaufelung gibt. Wird diese Interaktion wie bei Rotor 3 gezielt abgeschwächt, ergibt sich ein bemerkenswerter Zuwachs des nutzbaren Arbeitsbereichs. Die Quantifizierung dieses Zuwachses anhand von geeigneten, numerisch bestimmten Größen ergibt im Vergleich der Rotoren ebenfalls ein eindeutiges Bild.

Eine in dieser Arbeit nicht untersuchte Fragestellung ist die Beeinflussung der Stoßlage in der S2 Ebene. Hierzu sind nach Abschluß der Arbeit umfangreiche Laser-2-Fokus Messungen durchgeführt worden, die zusammen mit den numerischen Ergebnissen eine abgesicherte Beurteilung ermöglichen werden.

Abschließend läßt sich anmerken, daß die Stabilität des Rotors 3 nun so weit verbessert ist, daß jetzt der Stator den Auslöser für Rotating Stall darstellt. In einem neuen Gemeinschaftsprojekt zwischen MTU Aero Engines und dem Fachgebiet soll daher ein verbesserter Stator entwikkelt werden, der das Potenzial von Rotor 3 noch weiter ausnutzen soll.

Um die numerischen Untersuchungen zu vervollständigen, ist für die Zukunft ein Berechnungsverfahren von größerer Robustheit notwendig und wünschenswert. Die vorliegenden experimentellen Daten können zur Validierung eines solchen Verfahrens sinnvoll eingesetzt werden.

7 Anhang

7.1 Auswertung der experimentellen Daten

Um die Leistungsfähigkeit der Verdichterstufe global beurteilen und sie mit anderen Maschinen oder Konfigurationen vergleichen zu können, müssen aus den zahlreichen gemessenen Drücken und Temperaturen geeignete Mittelwerte gebildet werden, die um bestimmte Einflussfaktoren (wie z.B. die Umgebungsbedingungen während des Experiments) bereinigt werden.

Die im Folgenden vorgestellten Berechnungsvorschriften sind Ergebnis von zahlreichen experimentellen Arbeiten zur Kalibration des Meßsystems am Transsonikverdichterprüfstand der TUD (Junker 1995, Paul 1995) und beinhalten die dort ermittelten Koeffizienten.

7.1.1 Berechnung des Eintrittsdrucks

Wie schon im vorangegangenen Kapitel zur Prüfstandsmeßtechnik angemerkt, handelt es sich im Zulauf um eine turbulente Rohrströmung, deren Verluste durch experimentelle Untersuchungen (Paul 1995) verifiziert wurden. Um den Eintrittstotaldruck direkt am Rotoreintritt zu erhalten, ist folgende Berechnungsvorschrift anzuwenden:

$$p_{t,rotor-ein} = p_{t,e} - (0,06642 \cdot (p_{t,e} - p_{mms}))$$

wobei $p_{t,e}$ den Totaldruck in der Beruhigungskammer und p_{mms} den statischen Wanddruck in der Massenstrommeßstrecke bezeichnen.

7.1.2 Bestimmung des Massenstroms

Für die beiden oben schon verwendeten Meßgrößen ist der Kanal von der Beruhigungskammer über die Einlaufdüse bis zum Zulaufkanal als Meßsystem zur Bestimmung des Massenstroms kalibriert worden.

Mit dem Druckverhältnis der beiden Meßstellen:

$$\Pi_{mms} = \frac{p_{mms}}{p_{t,e}}$$

und der zusätzlich in der Beruhigungskammer gemessenen Eintrittstotaltemperatur $T_{t,e}$ läßt sich der Massenstrom wie folgt bestimmen:

$$\dot{m} = 0,992 \cdot \sqrt{\frac{\gamma \cdot \Pi_{mms}^{\frac{2}{\gamma}}}{\gamma - 1} \cdot \frac{1 - \Pi_{mms}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}{1 - \Pi_{mms}}}$$

$$\cdot \pi \cdot 0,19^2 \sqrt{\frac{2 \cdot p_{t,e}}{R \cdot T_{t,e}} (p_{t,e} - p_{mms})}$$

Um den Einfluß der Umgebungsbedingungen zu eliminieren und die für die Untersuchung von transsonischen Verdichterströmungen relevante Mach'sche Ähnlichkeit aufrecht zu erhalten, wird der Massenstrom auf die Umgebungsbedingungen der ISA Standardatmosphäre umgerechnet:

$$\dot{m}_{bez} = \dot{m} \cdot \frac{p_{ISA}}{P_{t,e}} \sqrt{\frac{T_{t,e}}{T_{ISA}}}$$

mit p_{ISA} = 101325 Pa und T_{ISA} = 288,15 K.

7.1.3 Bestimmung der Drehzahl

Die Drehzahl während der Versuche wird ebenfalls um den Einfluß der Umgebungsbedingungen bereinigt. Für die Messungen bei konstanter Drehzahl wird eine gewünschte bezogene Drehzahl eingestellt, wie sie sich nach folgender Vorschrift berechnet:

$$n_{bez} = n \cdot \sqrt{\frac{T_{ISA}}{T_{t,e}}}$$

7.1.4 Bestimmung des Totaldruckverhältnisses

Die Meßwerte für die Totaldrücke am Austritt der Stufe werden auf einem 2D Gitter mit 11*20 Punkten aufgenommen. In der Kanalmitte zwischen zwei Statornachläufen wird die radiale Verteilung der Totaltemperatur gemessen. Zusätzlich werden der statische Druck an der Nabe und am Gehäuse aufgenommen.

Um eine bessere Auflösung der radialen Verteilung des Totaldrucks zu erreichen, werden mit den gemessenen statischen Drücken, den in Wandnähe gemessenen Totaldrücken und unter Zuhilfenahme des logarithmischen Wandgesetzes zwei zusätzliche Stützstellen innerhalb der Grenzschicht bestimmt. Die Totaltemperaturen für diese Stützstellen werden linear extrapoliert.

Für die Bestimmung der radialen Verteilungen werden die gemessenen Drücke, wie bereits weiter oben beschrieben, zunächst in Umfangsrichtung flächengewichtet gemittelt.

Eine Möglichkeit, den mittleren Totaldruck am Statoraustritt zu bestimmen, ist die mit den Querschnittsflächen der zu den radialen Stützstellen gehörenden Teilringräume gewichtete Mittelung:

$$\overline{\Pi}_{t,a} = \sum_{i} \left(\frac{p_{t,i}}{p_{t,rotor-ein}} \cdot \frac{A_i}{A_{gesamt}} \right)$$

Das auf diese Weise bestimmte mittlere Totaldruckverhältnis ist abhängig von der Inhomogenität der Statorabströmung mit einer Abweichung behaftet, hat aber den Vorteil, daß nur eine einzige Temperatur als Eingangsgröße verwendet wird, die in der Beruhigungskammer aus zwei Einzelmessungen gemittelt bestimmt wird.

Temperaturmessungen sind stets Quellen für ernstzunehmende Meßungenauigkeiten, und der flächengewichtete Mittelwert stellt daher eine belastbare Vergleichsgröße für verfeinerte Mittelungsverfahren dar.

Alternativ wird die massenstromgewichtete Mittelung unter Verwendung der auf 11 radialen Positionen gemessenen Totaltemperaturen am Austritt des Stators bestimmt. Der statische Druck wird zwischen Nabe und Gehäuse linear interpoliert und die fehlenden Größen über die Zustandsgleichung bestimmt. Daraus ergeben sich die den einzelnen radialen Meßpositionen zugeordneten Teilmassenströme zu:

$$\dot{m}_i = \rho_i \cdot A_i \cdot u_i$$

Und der Mittelwert errechnet sich aus:

$$\overline{\Pi}_{t,m} = \sum_{i} \left(\frac{p_{t,i}}{p_{t,rotor-ein}} \cdot \frac{\dot{m}_i}{\dot{m}_{gesamt}} \right)$$

7.1.5 Bestimmung des isentropen Wirkungsgrads

Aufgrund der schon beschriebenen Unsicherheiten in der Bestimmung von Totaltemperaturverhältnissen wird der isentrope Wirkungsgrad aus dem Verhältnis der durch den Verdichter umgesetzten Nutzleistung zu der durch die Antriebswelle zugeführten Leistung bestimmt:

$$\eta_{\text{isentrop}} = \frac{P_{\text{Verdichter}}}{P_{\text{Antrieb}}}$$

Die zwischen Massenstrommessstrecke und Rotor auftretende Lagerreibung und die durch die rotierenden Teile verursachte Luftreibung wurde als vernachlässigbar abgeschätzt und wird nicht berücksichtigt.

Für die im Verdichter umgesetzte Leistung werden die bereits berechneten Größen von Massenstrom, Eintrittstotaltemperatur und Totaldruckverhältnis herangezogen:

$$P_{\text{Verdichter}} = \dot{m} \cdot c_p \cdot T_{t,\text{ein}} \cdot (\Pi_t^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1)$$

7.2 Validierung der numerischen Daten

Aufgrund guter Erfahrungen in der Vergangenheit wurde als Rechenverfahren für die Nachrechnung des Stufenverbandes der kommerziell verfügbare Strömungslöser CFX 5.5 [ANSYS 2003] verwendet.

Es handelt sich um ein Finite-Volumen Verfahren, welches die Reynolds-gemittelten Navier-Stokes Gleichungen löst.

In der vorliegenden Arbeit wurde die Version 5.5.1 mit dem Patch 200212041156 für alle Berechnungen verwendet. Die in diesem Abschnitt vorgestellte Validierung wurde mit ausgewählten Meßdaten von Rotor 3 vorgenommen.

Für das Postprocessing der Ergebnisdateien stand eine vorab von CFX zur Verfügung gestellte Nachfolgeversion CFXPost 5.6 zur Verfügung.

7.2.1 Netztopologie

Im Softwarepaket CFX 5.5 ist ein Modul zur Netzgenerierung enthalten, das aber lediglich unstrukturierte Netze erzeugen kann. Die Nutzung solcher Netze ist grundsätzlich möglich, bei den im vorliegenden Fall geforderten Auflösungen aber nicht wirtschaftlich.

Es wird daher auf ein MTU eigenes Netzgenerierungsverfahren zurückgegriffen, welches das Rechengebiet mit einer Kombination aus O und H Blöcken strukturiert vernetzt. Die Auflösung insbesondere der Grenzschichten kann bei gleicher Knotenzahl zielgerichteter erfolgen als bei einem unstrukturierten Netz.

Die Struktur der Vernetzung ist in den folgenden Darstellungen für die Stufe mit Rotor 3 dargestellt. Die Netzparameter sind für Rotor 1 bis auf den leicht größeren Spalt identisch.

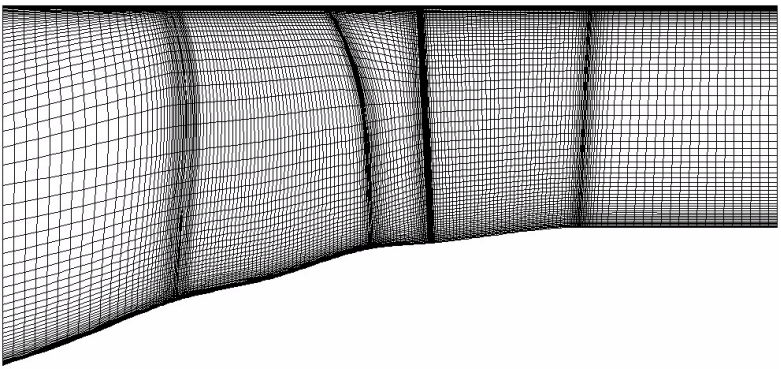

Bild 7.1: Rechennetz Rotor 3 - S2 Ebene

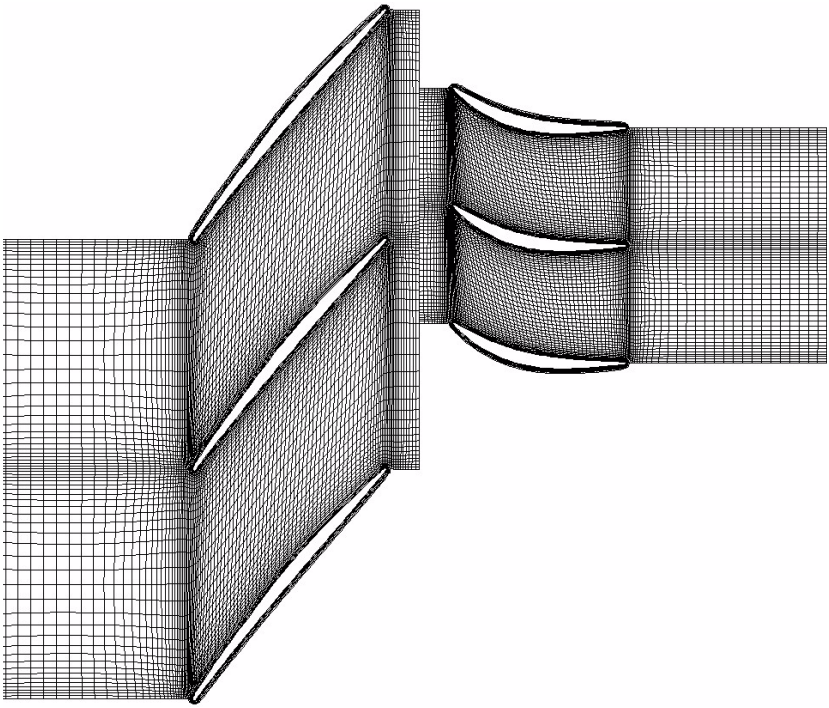

Bild 7.2: Rechennetz Rotor 3 - S1 Ebene

Die Auflösung des Netzes besteht für den Rotor aus (105*33*65) Punkten für das H-Netz, aus (129*9*65) Punkten für das O-Netz und einer auf das O-Netz angepaßten Vernetzung von (129*5*9) Punkten für das H-Netz des Gehäusespaltes. Für den Stator wurden identische Netzparameter für das O- und H-Netz gewählt, Spalte an Nabe und Gehäuse sind nicht modelliert.

Mit den an den festen Wänden stark kontrahierten Abständen der Netzknoten kann ein dimensionsloser Wandabstand in der Größenordnung von $y^+ \approx 2$ für die Schaufel- und $y^+ << 1$ für die Gehäusegrenzschicht sichergestellt werden.

7.2.2 Randbedingungen

Am Eintritt der Stufe wird von einer homogenen Verteilung von Totaldruck und -temperatur ausgegangen. Zur besseren Vergleichbarkeit wurden wie schon für das Experiment die Standardbedingungen der ISA Atmosphäre vorgegeben:

p_t = 101325 Pa, T_t = 228.15 K

Am Austritt wird bei den meisten Betriebspunkten der mittlere statische Gegendruck vorgegeben. In stark angedrosselten Fällen kann die Vorgabe des Massenstroms die Konvergenz erleichtern.

Um nicht die gesamte Stufe mit vollen Schaufelzahlen modellieren und berechnen zu müssen, wurde jeweils eine Schaufelpassage in Rotor und Stator vernetzt. An der Schnittstelle zwischen Rotor und Stator wurde das Teilungsverhältnis von 29 Stator- zu 14 Rotorschaufeln entsprechend berücksichtigt. An der Trennfläche werden die Strömungsgrößen nur als radiale Verteilungen übertragen, in Umfangsrichtung findet eine Mittelung statt (mixing plane interface).

7.2.3 Turbulenzmodell

Aufgrund der bereits nahe des Auslegungspunktes auftretenden Ablöseerscheinungen am Stator wurde auf Anraten von ANSYS/CFX Germany das sog. SST Turbulenzmodell verwendet. Es handelt sich um eine Kombination des k-ε Modells mit dem k-ω Modell und verwendet eine Übergangsbedingung. Validierungsbeispiele und genauere Erläuterungen wurden von Vieser et al. (2002) dokumentiert.

7.2.4 Konvergenzkriterium

Um den Konvergenzgrad einer Lösung zu bestimmen, wurden zunächst verschiedene Kriterien untersucht. Nach den von Casey und Wintergerste (2002) veröffentlichten Richtlinien empfiehlt es sich, einzelne Lösungswerte bei Anwendung zunehmend schärferer Konvergenzkriterien zu beobachten.

Als Konvergenzkriterium wird in CFX 5 entweder ein RMS-Residuum oder ein maximales Residuum vorgeschrieben. Das Residuum beschreibt das normierte lokale Ungleichgewicht von Strömungsgrößen, die durch die Erhaltungsgleichungen berechnet werden. Der Wert des RMS (root mean square) Residuums liefert eine Information über den globalen Zustand der Konvergenz, während das maximale Residuum das Ungleichgewicht an der am schlechtesten konvergierten Rechenzelle wiedergibt. In dieser Arbeit wurde das maximale Residuum als Konvergenzkriterium herangezogen.

Im Folgenden sind die Entwicklungen von drei repräsentativen mittleren Strömungsgrößen bei ansonsten gleichen Randbedingungen (hier ein Betriebspunkt in der Nähe des besten Wirkungsgrads) in Abhängigkeit von der Verschärfung des Konvergenzkriteriums dargestellt.

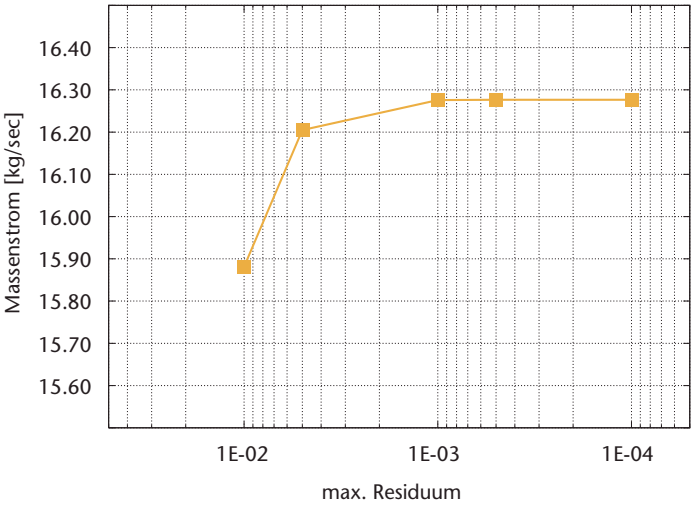

Bild 7.3: Konvergenz des Massenstroms

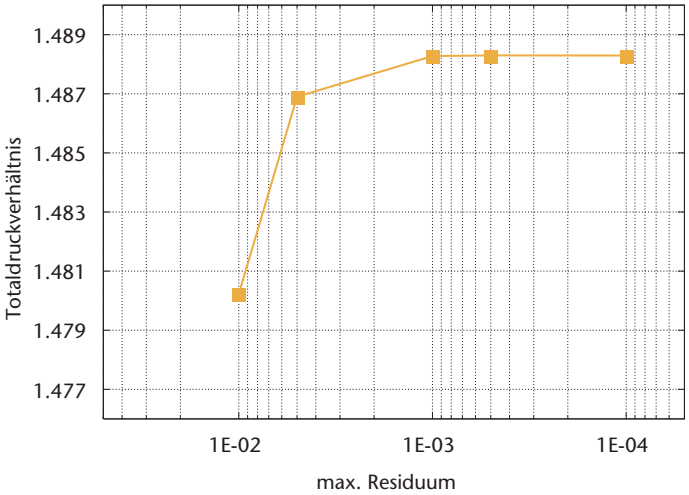

Bild 7.4: Konvergenz des Totaldruckverhältnisses

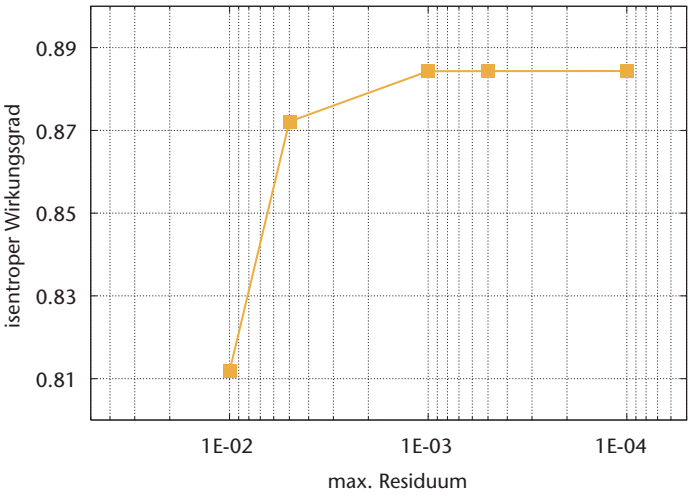

Bild 7.5: Konvergenz des Wirkungsgrades

Wie sich bei der Beobachtung der drei Strömungsgrößen zeigt, liefert das Konvergenzkriterium von 1E-03 für das maximale Residuum bereits eine auskonvergierte Lösung. Eine weitere Verschärfung führt dann zu größeren Rechenzeiten und jenseits von 1E-04 ist eine Konvergenz nicht mehr für alle Betriebspunkte erreichbar.

Für die in dieser Arbeit vorgestellten numerischen Ergebnisse wurde in der Regel 5E-04 als Kriterium für das maximale Residuum gewählt, um mit Sicherheit von einer auskonvergierten Lösung ausgehen zu können. In einzelnen Fällen mußten allerdings Ergebnisse akzeptiert werden, bei denen einige Größen nur zwischen 1E-03 und 5E-04 auskonvergiert sind, was aber nach den obigen Ausführungen keine Einschränkung der Ergebnisqualität mit sich bringt.

7.2.5 Vergleich der Ergebnisse

Am Beispiel einiger ausgewählter Betriebspunkte von Rotor 3 werden nun die Ergebnisse aus numerischen Berechnungen den experimentellen Ergebnissen gegenübergestellt und die Qualität der numerischen Ergebnisse beurteilt.

Zunächst werden die Kennlinien bei 100% Nenndrehzahl verglichen.

Die Übereinstimmung der Datenpunkte kann als gut bezeichnet werden. Enttäuschend ist jedoch, daß der außerordentlich große Arbeitsbereich der Stufe mit Rotor 3 in den numerischen Berechnungen nicht nachvollzogen werden kann.

Aus der Analyse von abgebrochenen Rechnungen mit höheren Gegendrücken bzw. geringeren Massenströmen kann geschlossen werden, daß es Ablöseerscheinungen im Stator sind, die eine Konvergenz der Berechnung verhindern. Dies deckt sich mit Erfahrungen, die bei Rechnungen mit dem MTU eigenen Rechenverfahren „Trace_S“ gemacht wurden.

Weitere Berechnungen wären nur mit einer Abschwächung der Konvergenzkriterien oder unter Verwendung eines qualitativ schlechteren

Turbulenzmodells möglich gewesen. Auf diese Vorgehensweise wurde aber aufgrund der dann nicht länger gewährleisteten Qualität der Ergebnisse verzichtet.

Auch die Berechnung des isolierten Rotors mit geeigneten Profilrandbedingungen wurde untersucht. Um eine geeignete Profilrandbedingung für den Austritt des Rotorrechengebiets zu erhalten, wurden die bereits berechneten Betriebspunkte ausgewertet. Die Verhältnisse beim Androsseln sind bereits dort erkennbar nichtlinear und eine Extrapolation auf die Betriebspunkte geringeren Massenstroms scheint nicht vertretbar.

Als Gründe für die leichten Abweichungen der Kennlinien sind zunächst die Vereinfachungen in der Modellbildung zu nennen. Zum einen kann die Gehäusegrenzschicht nicht in ihrer vollen Ausprägung berücksichtigt werden, da hierzu eine dem experimentellen Aufbau entsprechende Diskretisierung der Einlaufkontur notwendig wäre. Die hierfür notwendigen zusätzlichen Rechenzeiten rechtfertigen aber den marginalen Zugewinn an Übereinstimmung nicht. Zum anderen ist die Modellierung der Statorschaufeln unvollständig, was an späterer Stelle erläutert wird.

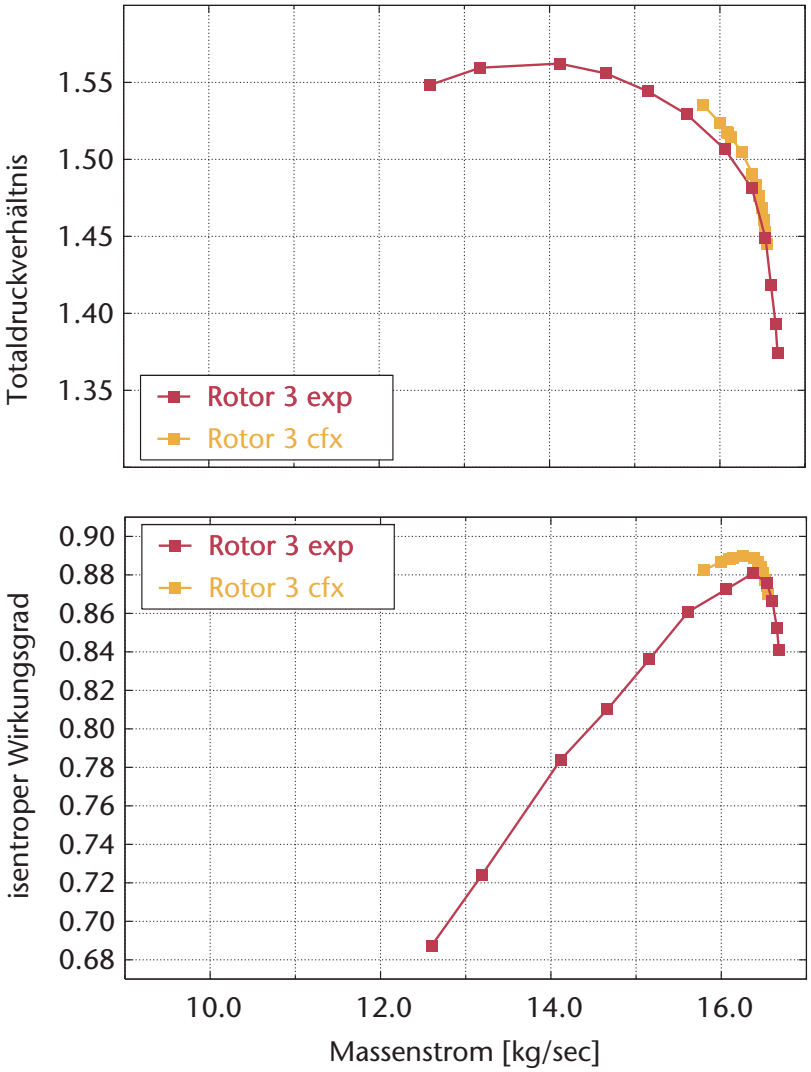

Bild 7.6: Validierung Kennlinien

In der Gegenüberstellung der radialen Verteilung des Totaldruckverhältnisses am Austritt der Stufe werden weitere Mängel der Modellierung deutlich. Verglichen werden im Folgenden die Ergebnisse für den Punkt 02 (peak efficiency bei 100% Drehzahl).

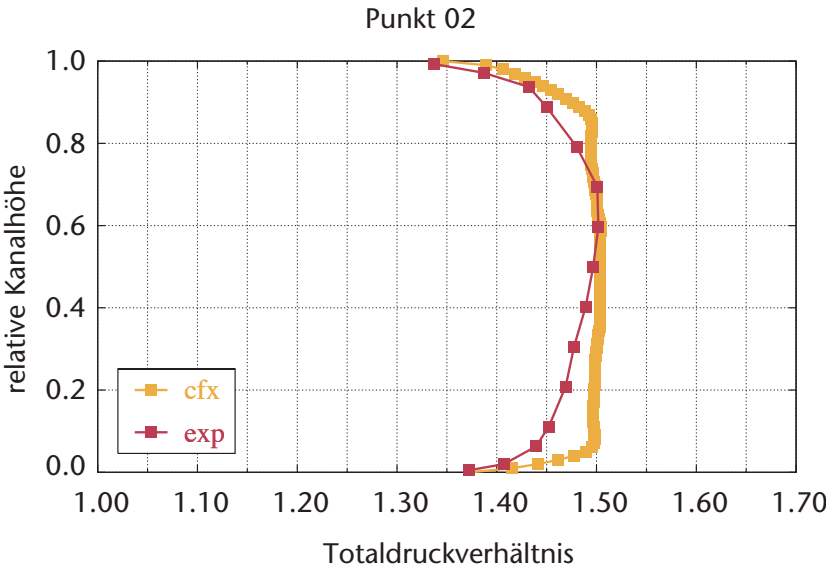

Bild 7.7: Validierung radiale Verteilung des Totaldruckverhältnisses

Während der maximale Druckaufbau in der Kanalmitte und die statischen Drücke an Nabe und Gehäuse von der Berechnung gut getroffen werden, tauchen in den experimentellen Ergebnissen Defekte im Totaldruckverhältnis auf, die im Bereich von ca. 10% und 90% Kanalhöhe am deutlichsten zu erkennen sind.

Eine Erklärung hierfür sind die nicht im Rechenmodell enthaltenen Spalte der Statorschaufeln zu Nabe und Gehäuse. Während das Rechenmodell aus Gründen der Einfachheit von einer spaltfreien Einpassung der Schaufeln in den Außen- und Innenring ausgeht, werden die

realen Bauteile nur durch Zapfen gehalten und sowohl an den Vorder- als auch an den Hinterkanten sind Spalte in der Größenordnung von 2% der Schaufelhöhe vorhanden.

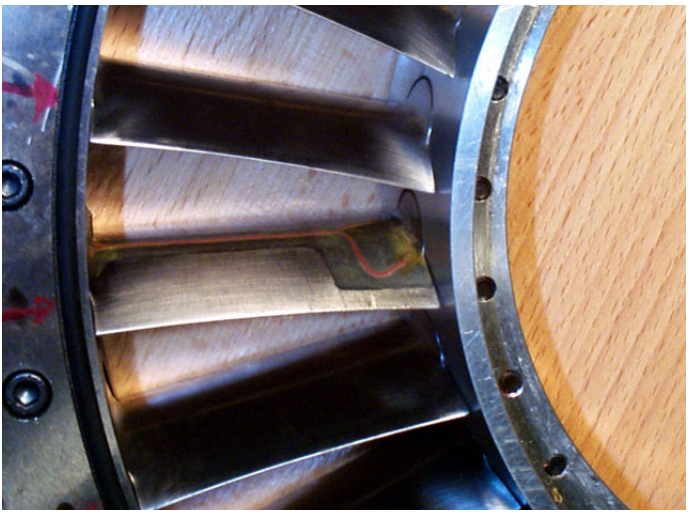

Bild 7.8: Reale Geometrie der Statorschaufeln

Durch die kleineren Zapfen an der Nabe erstrecken sich diese Spalte dort über einen größeren Bereich der Sehnenlänge, und der in den Messungen beobachtete Defekt im Totaldruck ist entsprechend ausgeprägter.

In den folgenden Darstellungen des 2D Abströmprofils der Totaldruckverteilung hinter den Statorschaufeln, einmal für das numerische Rechenergebnis und einmal für das Experiment, wird dieser Sachverhalt deutlicher.

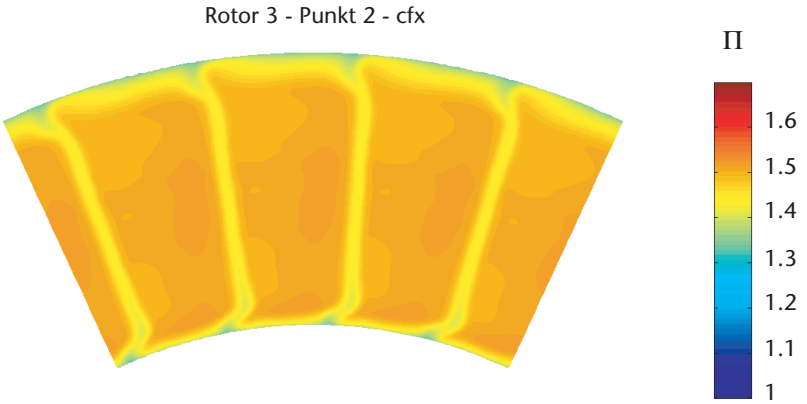

Bild 7.9: Totaldruckverhältnis am Statoraustritt - rechnerisch

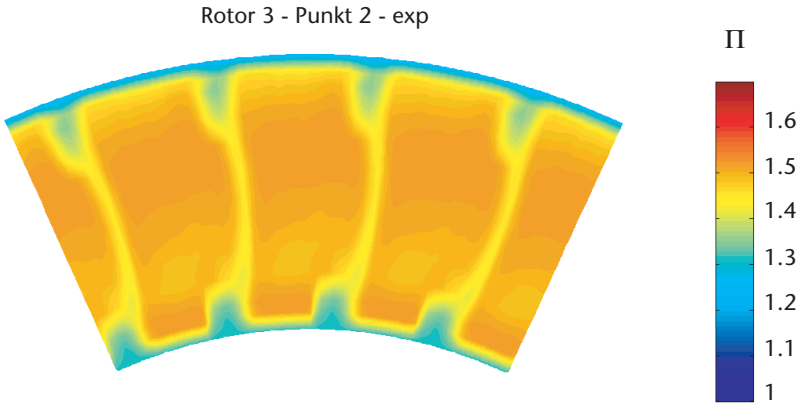

Bild 7.10: Totaldruckverhältnis am Statoraustritt - experimentell

In der Darstellung der experimentellen Daten sind neben den zu erwarteten Nachläufen der Statorschaufeln ausgeprägte Defekte in den saugseitigen Ecken der Schaufeln zu erkennen.

An diesen Stellen liegt die Hauptursache sowohl für die Abweichung der rechnerischen von den experimentellen Daten, als auch für den eingeschränkten Konvergenzbereich.

Was die Validierung des Rechenverfahrens betrifft, kann somit die Abweichung der rechnerischen Daten erklärt und im Bereich der Statorschaufeln lokalisiert werden. Die Auswirkungen auf die Strömungsberechnung der Rotorumströmung kann als gering abgeschätzt werden und die in Kapitel 4 verwendeten Berechnungsergebnisse im Spaltbereich der Rotoren sind entsprechend belastbar.

8 Literatur

ANSYS, 2003, „CFX User Documentation, Version 5.6“, ANSYS Inc.

AGARD Advisory Report No. 245, 1990, „Recommended Practices for Measurement of Gas Path Pressures and Temperatures for Performance Assessment of Aircraft Turbine Engines and Components“, AGARD-AR-45

Blaha, C., 2000, „Transsonischer Axialverdichter mit gepfeilten Profilen“, Dissertation, FG Gasturbinen und Flugantriebe TUD

Casey, M., Wintergerste, T., (Editors), 2000, „Best Practice Guidelines“, ERCOFTAC Special Interest Group on „Quality and Trust in Industrial CFD“.

Cumpsty, N.A., 1989, „Compressor Aerodynamics“, Longman Scientific & Technical, Essex, UK.

Denton, J.D., Xu, L., 2002, „The Effects of Lean and Sweep on Transonic Fan Performance“, ASME paper GT-2002-30327

Denton, J.D., Xu, L.,1999, „Exploitation of 3D Flow in Turbomachinery“, in „Turbomachinery Blade Design Systems“, Van den Braembusche, R.A., (Editor), VKI Lecture Series 1999-02, von Karman Institute for Fluid Dynamics

Escuret, J.F., Nicoud, D., Veysseyre, Ph., 1998, „Recent Advances in Compressor Aerodynamic Design and Analysis“, RTO AVT lecture series 211 paper , RTO-EN-1 AC/232 (AVT) TP/1. pp. 2-1

FAA, 2002, „Airworthiness Directives; Pratt and Whitney PW4000 Series Turbofan Engines“, Federal Register / Vol. 67, 23.7.2002. Proposed Rules, Docket No. 2000-NE-47-AD

Geiß, S., 1994, „Aufbau und Inbetriebnahme des Transsonikverdichterprüfstandes an der TH Darmstadt“, Studienarbeit, FG Gasturbinen und Flugantriebe TUD

Hah, C., Rabe, D.C., 2001, „Role of Tip Clearance Flows on Flow Instability in Axial Flow Compressors“, Proc. of the 15th ISABE, Bangalore, India

Hah, C., Puterbaugh, S.L., Wadia, A.R., 1998, „Control of Shock Structure and Secondary Flow Field Inside Transonic Compressor Rotors Through Aerodynamic Sweep“, ASME paper 98-GT-561

Höger, M., Lahmer, M., Dupslaff, M., Fritsch, G., „A Correlation for Tip Leakage Blockage in Compressor Blade Passages“, ASME J. of Turbomachinery, Vol. 122, pp. 426

Höger, M., Fritsch, G., Bauer, D., 1998, „Numerical Simulation of the Shock-Tip Leakage Vortex Interaction in a HPC Front Stage“, ASME paper 98-GT-64

Hofmann, W.H., Ballmann, J., 2003, „Some Aspects of Tip Vortex Behaviour in a Transonic Turbocompressor“, Proc. of the 16th ISABE, Cleveland, USA, paper No. 1223

Junker, R., 1995, „Messungen am Transsonikverdichterprüfstand der TH Darmstadt“, Studienarbeit, FG Gasturbinen und Flugantriebe TUD

Kablitz, S., Bergner, J., Hennecke, D.K., Beversdorff, M., Schodl, R., 2002, „Experimental Analysis of an Aft-Swept Axial Transonic Compressor Stage“, Proc. 9th Symp. on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery (ISROMAC-9 FD 085), Honolulu, USA

Kablitz, S., Passrucker, H., Hennecke, D.K., Engber, M., 2003, „Experimental Analysis of the Influence of Sweep on Tip Leakage Vortex Structure of an Axial Transonic Compressor Stage“, Proc. of the 16th ISABE, Cleveland, USA, paper No. 1226

Passrucker, H., Engber, M., Kablitz, S., Hennecke, D.K., „The Effect of Forward Sweep in a Transonic Compressor Rotor“, Proc. of the 5th European Conference on Turbomachinery, Prague, Czech Republic, pp. 141

Paul, M., 1995, „Inbetriebnahme des Transsonikverdichterprüfstandes an der TH Darmstadt“, Studienarbeit, FG Gasturbinen und Flugantriebe TUD

Schulze, G., 1996, „Betriebsverhalten eines transsonischen Axialverdichters“, Dissertation, FG Gasturbinen und Flugantriebe TUD

Wadia, A.R., Szucs, P.N., Crall, D.W., 1998. „Inner Workings of Aerodynamic Sweep“, ASME J. of Turbomachinery, Vol. 120, pp. 671

Wadia, A.R., Copenhaver, W.W., 1994, „An Investigation of the Effect of Cascade Area Ratios on Transonic Compressor Performance“, ASME paper 94-GT-286

Wagner, S., 2002, „Modellbasiertes Regelkonzept für den störunempfindlichen Betrieb eines Axialverdichters mit reduziertem Pumpgrenzabstand“, Dissertation, FG Gasturbinen und Flugantriebe TUD

Wilke, I., Kau, H.-P., 2002, „A Numerical Investigation of the Influence of Casing Treatments on the Tip Leakage Flow in a HPC Front Stage“. ASME paper GT-2002-30642

Vieser, W., Esch, T., Menter, F., 2002, „Heat Transfer Predictions Using Advanced Two-Equation Turbulence Models“, CFX Technical Memorandum CFX-VAL10/0602, pp. 7