

Jörg Bergner

**Experimentelle Untersuchung der  
Strömung im Blattspitzenbereich eines  
transsonischen Axialverdichters  
nahe der Stabilitätsgrenze**







Experimentelle Untersuchung der Strömung im Blattspitzenbereich  
eines transsonischen Axialverdichters nahe der Stabilitätsgrenze

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

Dissertation

vorgelegt von

Dipl.-Ing. Jörg Bergner

aus Seeheim-Jugenheim

Berichterstatter: Prof. D. K. Hennecke, Ph.D.

Mitberichterstatter: Prof. Dr.-Ing. B. Stoffel

Tag der Einreichung: 24.01.2006

Tag der mündlichen Prüfung: 24.05.2006

Darmstadt 2006

D 17



# Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet Gasturbinen, Luft- und Raumfahrtantriebe, vormals Gasturbinen und Flugantriebe, an der Technischen Universität Darmstadt. Die Anregung zum Thema dieser Arbeit verdanke ich Herrn Prof. D. K. Hennecke, Ph.D. Mit seiner ständigen Bereitschaft, die Forschungsergebnisse ausführlich und kritisch zu diskutieren, hat er wesentlich zum guten Gelingen der Arbeit beigetragen. Für die harmonische Zusammenarbeit, sein Vertrauen und nicht zuletzt die große Gestaltungsfreiheit während dieses schönen Lebensabschnitts möchte ich mich herzlich bedanken.

Bei Herrn Prof. Dr.-Ing. B. Stoffel möchte ich mich für die Übernahme des Koreferates und der damit verbundenen Mühe bedanken. Ebenso gilt mein besonderer Dank Herrn Prof. Dr.-Ing. H.-P. Schiffer, der mir als Nachfolger von Prof. Hennecke immer den nötigen kreativen Freiraum schaffte und mich mit Rat und Tat unterstützte.

Meiner Kollegin und meinen Kollegen am Fachgebiet danke ich für die überaus gute Zusammenarbeit und die angenehme Arbeitsatmosphäre. Ein großer Dank gilt auch den vielen Studentinnen und Studenten, die im Rahmen von Studien- und Diplomarbeiten oder als studentische Mitarbeiter einen Beitrag zur vorliegenden Arbeit geleistet haben.

Den Hintergrund der Arbeit bilden zwei Projekte aus dem Luftfahrtforschungsprogramm des BMWi und einem Verbundvorhaben der AG TURBO, die in Zusammenarbeit mit dem Industriepartner MTU Aero Engines Holding AG in München durchgeführt wurden. Allen Mitarbeitern der verschiedenen Abteilungen, die an der Herstellung der Versuchsrotoren mitgewirkt und zum reibungsfreien Betrieb des Prüfstandes beigetragen haben, gebührt mein besonderer Dank.

Mein Dank gilt weiterhin Herrn Dr.-Ing. M. Hoeger (MTU Aero Engines) und Herrn C. Hah, Ph.D. (NASA Glenn) für den fruchtbaren Gedankenaustausch und die zahlreichen, inspirierenden Anregungen.

Abschließend möchte ich mich bei allen Mitarbeitern der fachgebietseigenen Werkstatt sowie der Elektronikwerkstatt des Fachbereichs Maschinenbau bedanken, die zur erfolgreichen Durchführung der experimentellen Untersuchungen beigetragen haben.

## Abstract

Three-dimensional laser-2-focus measurements complemented by measurements of the instantaneous static wall pressure are used to investigate short length-scale rotating stall inception in an axial transonic compressor rotor. The data was collected at the Darmstadt Transonic Compressor using the forward swept "Rotor No. 3". Detailed analysis of the experimental data revealed that in this configuration stall is not directly caused by the blockage created by the shock vortex interaction. Due to the reduced aerodynamic loading, the tip clearance vortex passes the shock without significant deceleration but shows some great fluctuation in terms of both vortex strength and trajectory. As the compressor is throttled to near stall, the angle of the vortex trajectory is increased and eventually reaches the leading edge of the adjacent blade. This might lead to spill-forward and so-called self-induced vortex oscillation.

# Inhaltsverzeichnis

|   |      |
|---|------|
| <b>Bezeichnungen</b> .....                                    | VI   |
| <b>Abbildungsverzeichnis</b> .....                            | VIII |
| <b>Tabellenverzeichnis</b> .....                              | XI   |
| <b>1 Einleitung</b>   |      |
| 1.1 Motivation .....  | 1    |
| 1.2 Stand der Forschung .....                                 | 3    |
| 1.3 Problemstellung .....                                     | 11   |
| 1.4 Zielsetzung .....   | 12   |
| <b>2 Versuchsträger und Meßtechnik</b>                        |      |
| 2.1 Der Transsonische Verdichterprüfstand der TUD .....       | 13   |
| 2.2 Standard-Instrumentierung .....                           | 15   |
| 2.3 Das Laser-2-Focus Verfahren .....                         | 17   |
| 2.4 Instationäre Wanddruckmeßtechnik .....                    | 21   |
| <b>3 Experimentelle Untersuchung des Rotor 3</b>              |      |
| 3.1 Geschwindigkeitsfeld im Blattspitzenbereich .....         | 26   |
| 3.2 Geometrie der Spaltwirbeltrajektorie .....                | 30   |
| 3.3 Instationarität der Blattspitzenströmung .....            | 38   |
| 3.4 Analyse des Stalleintritts .....                          | 48   |
| <b>4 Schlußfolgerungen und Ausblick</b>                       |      |
| 4.1 Ableitung eines modifizierten Entwurfskonzeptes .....     | 56   |
| 4.2 Experimentelle Überprüfung des Neuentwurfs .....          | 57   |
| 4.3 Zukünftige Aktivitäten .....                              | 64   |
| <b>5 Zusammenfassung</b> .....                                | 66   |
| <b>6 Literaturverzeichnis</b> .....                           | 68   |
| <b>7 Anhang</b>   |      |
| 7.1 Dreidimensionale Schaufelgestaltung .....                 | 75   |
| 7.2 Spaltmaße .....   | 81   |
| 7.3 Statischer Druck im Bereich der Schaufelvorderkante ..... | 82   |



# Bezeichnungen

## Abkürzungen

|                   |   |
|-------------------|---|
| 2D                | Zweidimensional                                 |
| 3D                | Dreidimensional                                 |
| A/D               | Analog/Digital                                  |
| ax                | Axial   |
| Blisk             | Bladed Disk                                     |
| CFD               | Computational Fluid Dynamics                    |
| CfK               | Kohlefaserverstärkter Kunststoff                |
| FIR               | Finite Impulse Response                         |
| DFT               | Diskrete Fourier-Transformation                 |
| DLR               | Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt       |
| ISA               | Internationale Standard Atmosphäre              |
| L2F               | Laser-2-Focus                                   |
| Ma                | Machzahl  |
| Ma <sub>rel</sub> | Machzahl im Relativsystem                       |
| MP                | Betriebspunkt des max. Stufendruckverhältnisses |
| NS                | Betriebspunkt nahe der Stabilitätsgrenze        |
| PE                | Betriebspunkt bei bestem Stufenwirkungsgrad     |
| RMS               | Root Mean Square                                |
| SFC               | Specific Fuel Consumption                       |
| Ti                | Titan   |
| TTL               | Transistor-Transistor Logik                     |
| TUD               | Technische Universität Darmstadt                |

## Griechische Symbole

|          |  |
|----------|--|
| $\alpha$ | Strömungswinkel in Umfangsrichtung               |
| $\beta$  | Strömungswinkel in radialer Richtung             |
| $\delta$ | Grenzschichtdicke                                |
| $\rho$   | Luftdichte                                       |
| $\sigma$ | Standardabweichung                               |
| $\omega$ | Winkelgeschwindigkeit                            |
| A        | Anfang eines „spikes“                            |
| $\Pi$    | Totaldruckverhältnis                             |
| $\Theta$ | Maschinenfestes Koordinatensystem, Umfangswinkel |
| $\Omega$ | Ende eines „spikes“                              |

## VIII Bezeichnungen

### Symbole

|           |   |
|-----------|---|
| C         | Geschwindigkeit im Absolutsystem                  |
| $C_p$     | Dimensionsloser Druckbeiwert                      |
| i         | Laufvariable                                      |
| $F_s$     | Abtastrate  |
| $\dot{m}$ | Massenstrom                                       |
| n         | Drehzahl  |
| N         | Anzahl der Einzelmessungen                        |
| $p_s$     | Statischer Druck                                  |
| $p_t$     | Totaldruck  |
| r         | Radius  |
| $r_G$     | Radius am Gehäuse                                 |
| $r_N$     | Radius an der Nabe                                |
| U         | Umfangsgeschwindigkeit                            |
| V         | Geschwindigkeit                                   |
| W         | Geschwindigkeit im Relativsystem                  |
| Z         | Maschinenfestes Koordinatensystem, Maschinenachse |

## Abbildungsverzeichnis

|           |  |    |
|-----------|--|----|
| <b>1</b>  | <b>Einleitung</b>  |    |
| Abb. 1.1  | An der TU Darmstadt untersuchte Rotorentwürfe. . . . .   | 4  |
| Abb. 1.2  | Aufrichten des Verdichtungsstoßes,<br>nach <i>Hah et al. (1998)</i> . . . . .                    | 6  |
| Abb. 1.3  | Drehzahllinien der Verdichterstufe mit<br>den Rotoren 1, 2 und 3. . . . .                        | 7  |
| Abb. 1.4  | „Rotating stall“, nach <i>Emmons et al. (1955)</i> bzw.<br><i>He und Ismael (1997)</i> . . . . . | 8  |
| <b>2</b>  | <b>Versuchsträger und Meßtechnik</b>   |    |
| Abb. 2.1  | Aufbau der Versuchsanlage . . . . .  | 14 |
| Abb. 2.2  | Schnitt durch die Verdichterstufe mit Rotor 1. . . . .   | 14 |
| Abb. 2.3  | 3D-L2F-Meßsystem und optischer Zugang . . . . .  | 19 |
| Abb. 2.4  | Beispielhafte Häufigkeitsverteilung<br>der L2F-Meßereignisse . . . . .                           | 20 |
| Abb. 2.5  | Meridionalansicht des L2F-Meßgitters von Rotor 3. . . . .  | 21 |
| Abb. 2.6  | Meßgitter der Wanddruckverteilung von Rotor 3 . . . . .  | 23 |
| <b>3</b>  | <b>Experimentelle Untersuchung des Rotor 3</b>   |    |
| Abb. 3.1  | Stoß-Grenzschicht-Interferenz, nach<br><i>Hoeger und Broichhausen (1992)</i> . . . . .           | 27 |
| Abb. 3.2  | Machzahl im Relativsystem (Bester Stufenwirkungsgrad) . . .                                      | 27 |
| Abb. 3.3  | Machzahl im Relativsystem (Nahe der Stabilitätsgrenze) . . .                                     | 28 |
| Abb. 3.4  | Stoßinduzierte Ablösung der Profilgrenzschicht<br>(Nahe der Stabilitätsgrenze) . . . . .         | 30 |
| Abb. 3.5  | Radiale Komponente der Relativmachzahl<br>(Bester Stufenwirkungsgrad) . . . . .                  | 31 |
| Abb. 3.6  | Radiale Komponente der Relativmachzahl<br>(Nahe der Stabilitätsgrenze) . . . . .                 | 32 |
| Abb. 3.7  | Stoß-Spaltwirbel-Interaktion . . . . .   | 33 |
| Abb. 3.8  | Rotor 1: Statischer Druck an der Gehäusewand. . . . .  | 35 |
| Abb. 3.9  | Rotor 3: Statischer Druck an der Gehäusewand. . . . .  | 35 |
| Abb. 3.10 | Vergleich der Trajektorienlängen bei<br>Auslegungsdrehzahl . . . . .                             | 37 |
| Abb. 3.11 | Relative Standardabweichung der L2F-Ergebnisse<br>(Bester Stufenwirkungsgrad) . . . . .          | 39 |
| Abb. 3.12 | Relative Standardabweichung der L2F-Ergebnisse<br>(Nahe Stabilitätsgrenze) . . . . .             | 39 |

|           |  |    |
|-----------|--|----|
| Abb. 3.13 | Relative Standardabweichung des statischen Wanddrucks<br>(An der Stabilitätsgrenze) . . . . .              | 41 |
| Abb. 3.14 | Meßpositionen zur näherungsweise Bestimmung<br>des Spaltdruckgefälles . . . . .                            | 42 |
| Abb. 3.15 | Spaltdruckgefälle und rel. Standardabweichung<br>(An der Stabilitätsgrenze). . . . .                       | 43 |
| Abb. 3.16 | Spaltdruckgefälle an der Position 1<br>(An der Stabilitätsgrenze) . . . . .                                | 44 |
| Abb. 3.17 | Leistungsspektrum des Spaltdruckgefälles an den<br>drei Meßpositionen . . . . .                            | 45 |
| Abb. 3.18 | Beispiel für Schwankung des Trajektorienwinkels<br>(Nahe Stabilitätsgrenze). . . . .                       | 47 |
| Abb. 3.19 | Histogramm des Austrittswinkels<br>(Nahe Stabilitätsgrenze). . . . .                                       | 47 |
| Abb. 3.20 | Tiefpaß-gefilterte, statische Wanddrücke stromauf<br>des Rotors [ <i>Bergner et al. (2003)</i> ] . . . . . | 49 |
| Abb. 3.21 | Zeitlicher Ablauf des Stalleintritts . . . . .   | 50 |
| Abb. 3.22 | Umlaufgeschwindigkeit des anwachsenden „spikes“ . . . . .  | 51 |
| Abb. 3.23 | Zeitverläufe der 14 statischen Wanddrücke<br>(7–4 Umdr. vor Stalleintritt). . . . .                        | 52 |
| Abb. 3.24 | Zeitverläufe der 14 statischen Wanddrücke<br>(3 Umdr. bis zum Stalleintritt). . . . .                      | 53 |
| <b>4</b>  | <b>Schlußfolgerungen und Ausblick</b>  |    |
| Abb. 4.1  | Rotor 4 mit moderater Vorwärtspfeilung . . . . .   | 57 |
| Abb. 4.2  | Drehzahllinien der Verdichterstufe mit den<br>drei Blisk-Rotoren . . . . .                                 | 58 |
| Abb. 4.3  | Totaldruckverhältnis in der Austrittsebene<br>(Maximales Stufendruckverhältnis) . . . . .                  | 60 |
| Abb. 4.4  | Totaldruckverhältnis in der Austrittsebene<br>(Nahe der Stabilitätsgrenze) . . . . .                       | 60 |
| Abb. 4.5  | Radiale Verteilung des spezifischen Leistungsumsatzes<br>im Laufrad . . . . .                              | 61 |
| Abb. 4.6  | Rotor 4: Machzahl im Relativsystem (95 % Kanalhöhe) . . . . .  | 63 |
| Abb. 4.7  | Rotor 4: Relative Standardabweichung der L2F-Ergebnisse<br>(95 % Kanalhöhe). . . . .                       | 63 |
| Abb. 4.8  | Berechnete Machzahl im Relativsystem beim<br>Stalleintritt [ <i>Hah et al. (2006)</i> ] . . . . .          | 65 |
| Abb. 4.9  | Stator 2 mit dreidimensionaler Schaufelgestaltung. . . . .   | 65 |
| <b>5</b>  | <b>Zusammenfassung</b>   |    |
| <b>6</b>  | <b>Literaturverzeichnis</b>  |    |

|           |  |    |
|-----------|--|----|
| 7         | <b>Anhang</b>  |    |
| Abb. 7.1  | Anströmung von Rotorschaukel und Tragflügel. . . . .   | 75 |
| Abb. 7.2  | Zur Definition der Pfeilung . . . . .  | 76 |
| Abb. 7.3  | Ablenkung der Stromlinien durch Pfeilung . . . . .   | 76 |
| Abb. 7.4  | Auswirkung der Pfeilung auf die Belastung . . . . .  | 77 |
| Abb. 7.5  | Verwerfung der Stromflächen durch Pfeilung . . . . .   | 77 |
| Abb. 7.6  | Auswirkung der Pfeilung auf die Grenzschicht<br>[ <i>Yamaguchi et al. (1993)</i> ] . . . . . | 78 |
| Abb. 7.7  | Zur Definition der Schaufelneigung. . . . .  | 79 |
| Abb. 7.8  | Zur Definition der Verwindung . . . . .  | 79 |
| Abb. 7.9  | Radialer Druckgradient durch eine Schaufelneigung. . . . .                                   | 80 |
| Abb. 7.10 | Stromlinienverlagerung durch eine Schaufelneigung . . . . .                                  | 80 |
| Abb. 7.11 | Histogramme der statischen Druckwerte nahe<br>der Schaufelvorderkante . . . . .              | 82 |

## Tabellenverzeichnis

|          |  |    |
|----------|--|----|
| 1        | <b>Einleitung</b>  |    |
| 2        | <b>Versuchsträger und Meßtechnik</b>                                 |    |
| Tab. 2.1 | Kenngrößen des Verdichterprüfstandes<br>im Auslegungspunkt. . . . .  | 15 |
| Tab. 2.2 | Meßunsicherheiten der Kennfeldgrößen<br>im Auslegungspunkt. . . . .  | 17 |
| Tab. 2.3 | Technische Daten des verwendeten 3D-L2F-Systems . . . . .            | 18 |
| Tab. 2.4 | Meßunsicherheiten des 3D-L2F-Systems [ <i>DLR (2003)</i> ] . . . . . | 20 |
| 3        | <b>Experimentelle Untersuchung des Rotor 3</b>                       |    |
| 4        | <b>Schlußfolgerungen und Ausblick</b>                                |    |
| 5        | <b>Zusammenfassung</b>   |    |
| 6        | <b>Literaturverzeichnis</b>  |    |
| 7        | <b>Anhang</b>  |    |
| Tab. 7.1 | Laufspalte der Blisk-Rotoren bei Nenndrehzahl. . . . .               | 81 |



# 1 Einleitung

## 1.1 Motivation

Bei der Beurteilung der Umweltfreundlichkeit von Flugzeugen richtet sich das Augenmerk üblicherweise zuerst auf den Treibstoffverbrauch und den Schadstoffausstoß der Flugtriebwerke. Und dies mit Recht, findet doch dort die mit zahlreichen Verlusten verbundene Umwandlung der im Treibstoff chemisch gebundenen Energie in die zur Fortbewegung des Flugzeuges notwendigen Schubleistung statt.

Da mit einer Reduzierung des schubspezifischen Treibstoffverbrauches (SFC) typischerweise auch ein verminderter Schadstoffausstoß einhergeht, stehen die Bemühungen um weitere Steigerungen des Thermischen und des Vortriebswirkungsgrades schon immer im Mittelpunkt der Technologieentwicklung für zukünftige Flugantriebe. Seit der Einführung von Strahltriebwerken in der zivilen Luftfahrt konnte auf Grund dieser Bemühungen der schubspezifische Verbrauch halbiert werden.

Wie aus der Betrachtung des Triebwerkskreisprozesses hervorgeht, ist es zur Verbesserung des Thermischen Wirkungsgrades sinnvoll, das Gesamtdruckverhältnis des Triebwerks zu erhöhen. Die Erhöhung der Turbineneintrittstemperatur trägt ebenfalls zu einer Verbesserung des Thermischen Wirkungsgrades bei, bewirkt aber vorrangig ein verbessertes Verhältnis zwischen Schub und Triebwerksgewicht. Heutige Turbineneintrittstemperaturen liegen bereits mehrere hundert Grad Kelvin über der Schmelztemperatur verfügbarer Schaufelwerkstoffe. Die Entwicklung fortschrittlicher Schaufelkühlkonzepte und hochwarmfester Schaufelwerkstoffe haben diese hohen Turbineneintrittstemperaturen erst ermöglicht. Neben diesen Kreisprozeßmaßnahmen sind es vor allem die Wirkungsgrade der einzelnen Triebwerkskomponenten – insbesondere von Verdichter und Turbine – durch deren Verbesserung der Thermische Wirkungsgrad gesteigert werden kann.

Der Vortriebswirkungsgrad wurde ganz wesentlich durch die Einführung von Zweikreistriebwerken und der stetigen Erhöhung des Nebenstromverhältnisses verbessert. Die damit verbundenen, niedrigen Strahlgeschwindigkeiten sind nicht nur für die Energiebilanz sondern auch für eine geringe Lärmentwicklung eines Triebwerks vorteilhaft.

Da das SFC-Niveau mittlerweile einen gewissen Reifegrad erreicht hat, soll dieser Beitrag den Blick auf eine Komponente des Strahltriebwerks lenken, bei der die aktuellen Entwicklungsarbeiten vornehmlich auf die Verbesserung des Schub/Gewichtsverhältnisses abzielen.

Die Relevanz dieser Triebwerkskenngröße für den Treibstoffverbrauch eines Flugzeuges wird am Kräftegleichgewicht im stationären Geradeausflug deutlich. Für ein bei gleicher Nutzlast reduziertes Fluggewicht ist weniger Auftrieb nötig, der Tragflügel kann kleiner und damit auch leichter ausfallen, als Resultat verringern sich einzelne Anteile am Gesamtwiderstand des Flugzeuges. Zum Ausgleich des Widerstandes wird weniger Schub benötigt und somit fällt der auf die Nutzlast des Flugzeuges bezogene Treibstoffverbrauch niedriger aus.

Es gilt die Regel, daß jedes Kilogramm Gewicht, das am Triebwerk eingespart werden kann, eine Reduktion des Flugzeuggewichts um ca. 6–8 kg mit sich bringt. Auf die Verdichterkomponenten entfallen rund 40 % des gesamten Triebwerksgewichtes. Entsprechend groß sind die Bemühungen, ihre Leistungsdichte weiter zu erhöhen. Die beiden entscheidenden Einflußgrößen sind hierbei die Umfangsgeschwindigkeit sowie die Umlenkung der Strömung im Laufrad.

Bei den in dieser Arbeit besprochenen, transsonischen Verdichtern ist die Umfangsgeschwindigkeit so hoch, daß die relative Zuströmgeschwindigkeit im Blattspitzenbereich im Überschall liegt. Die Druckerhöhung erfolgt dort nicht mehr alleine aufgrund einer Strömungsumlenkung sondern auch infolge einer sprunghaften Verzögerung der Strömung durch einen Verdichtungsstoß. Um der immensen Fliehkraftbelastung Stand zu halten, sind die Verdichterrotoren zudem meist einteilig aus einer Titanlegierung gefertigt.

Mit den sehr hohen Umfangsgeschwindigkeiten geht aber auch eine Reduzierung des nutzbaren Arbeitsbereiches einher, da die sehr dünnen Überschallprofile nur einen kleinen Anstellwinkelbereich tolerieren. Der Trend zu einer hohen aerodynamischen Belastung der Rotorschaufeln unterstützt diese Tendenz. Wird die maximale aerodynamische Belastbarkeit der Beschaukelung überschritten, kann die Strömung nicht mehr den Schaufelprofilen folgen. Es kommt zu einem schlagartigen Zusammenbruch des Druckaufbaus. Als Auslöser für dieses Überschreiten der Stabilitätsgrenze eines Verdichters kommen z.B. transiente Betriebszustände (Flugzeugstart, Steigflug) sowie Inhomogenitäten in der Zuströmung (Schiebeflug, Sekundärströmungen im Triebwerkseinlauf oder Heißgas-eintritt) in Frage.

In einem Flugtriebwerk wirkt die Brennkammer stromab des Verdichters als Energiespeicher. Unter Umständen kann es daher zu einem alternierenden Wechsel der Hauptströmungsrichtung – dem sogenannten Verdichterpumpen – kommen. Die Verdichterschaufeln sind infolge dessen nicht nur einer hohen aerodynamischen sondern auch einer enormen thermischen Belastung ausgesetzt. Zusätzlich weist der erste Pumpstoß oft eine Asymmetrie auf, die zu einer kritischen Belastung der dünnwandigen Gehäusebauteile führen kann. Nicht selten kommt es daher aufgrund Verdichterpumpens zu einer starken Beschädigung oder sogar einem Totalausfall des Triebwerks.

Zur Vermeidung eines solch kapitalen Schadens muß im Betrieb ein sicherer Abstand zur Stabilitätsgrenze eingehalten werden. Um die Leistungsdichte eines Verdichters, die im Allgemeinen an der Stabilitätsgrenze am höchsten ist, dennoch weiter zu steigern, gibt es zwei verschiedene Ansätze. Gelingt es, zuverlässige Indikatoren für die Annäherung an die Stabilitätsgrenze zu identifizieren, kann der notwendige Pumpgrenzabstand reduziert und so die theoretisch verfügbare, aerodynamische Belastbarkeit weiter ausgenutzt werden. Alternativ wird versucht, die aerodynamische Stabilität der Strömung zu verbessern. Dabei lassen sich wiederum passive Maßnahmen, wie z.B. Modifikationen der Gehäusewand (casing treatments), von aktiven Systemen, wie z.B. einstellbare Vorleiträder oder kontrollierte Strömungseinblasungen, unterscheiden. Grundlegend für jegliche Bemühungen ist es jedoch, ein detaillierteres Verständnis der Strömungsvorgänge zu gewinnen, die maßgeblich den stabilen Arbeitsbereich begrenzen.

## 1.2 Stand der Forschung

Seit den frühen 1990er Jahren werden am Fachgebiet Gasturbinen, Luft- und Raumfahrtantriebe (vormals Gasturbinen und Flugantriebe) der Technischen Universität Darmstadt moderne Axialverdichterkonzepte untersucht. Ein Schwerpunkt liegt dabei auf der experimentellen Analyse der Strömung in transsonischen Axialverdichterroten. Bei dieser Art von Verdichtern mit sehr hohen Umfangsgeschwindigkeiten und geringen Nabenverhältnissen nimmt die relative Anströmgeschwindigkeit von der Nabe zur Schaufelspitze von Unterschall- auf Überschallgeschwindigkeit zu. In enger Zusammenarbeit mit der MTU Aero Engines Holding AG in München wurden, im Rahmen einer systematischen Untersuchung dreidimensionaler Schaufelgeometrien, bis heute drei Rotorentwürfe (Abb. 1.1) erfolgreich am fachgebietseigenen Prüfstand in Betrieb genommen und untersucht [*Schulze (1995), Blaha (2000), Kablitz (2003)*].

Der nachfolgende Abschnitt erläutert die Untersuchungen am Transsonischen Verdichterprüfstand der TU Darmstadt (vgl. Kapitel 2), die der vorliegenden Arbeit zugrunde liegen. Des Weiteren wird ein Überblick über das vorherrschende Verständnis der Strömungsvorgänge in einem transsonischen Axialverdichterrotor beim Überschreiten der Stabilitätsgrenze gegeben. Eine Charakterisierung der elementaren Parameter, die bei einer dreidimensionalen Schaufelgestaltung eine Rolle spielen, findet sich im Anhang Kapitel 7.1.

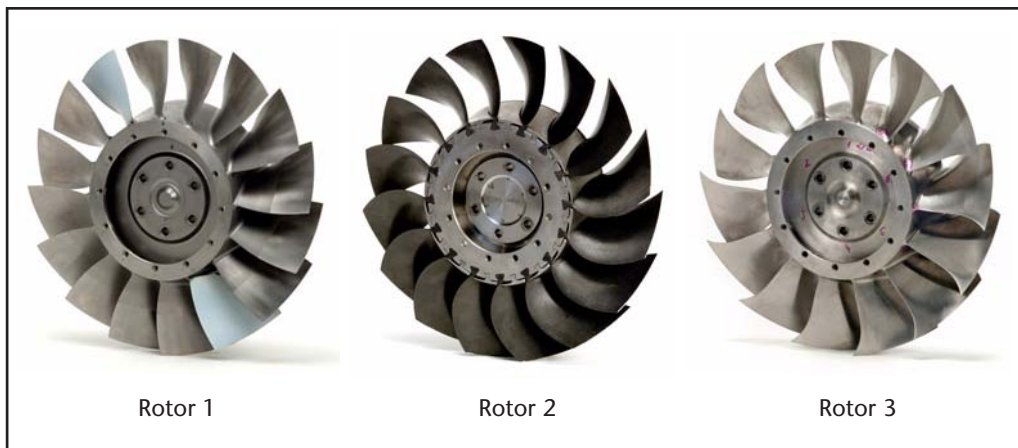


Abb. 1.1 An der TU Darmstadt untersuchte Rotorentwürfe

### 1.2.1 Rotor 1

Der Basisentwurf „Rotor 1“ wurde zusammen mit dem Prüfstand entworfen und 1994 erfolgreich in Betrieb genommen. Den transsonischen Strömungsbedingungen entsprechend weist der Entwurf im Nabebereich stark gekrümmte Unterschallprofile und im Gehäusebereich dünne Überschallprofile mit einer Umlenkung von nur ca.  $2^\circ$  auf. Mit einem großen Höhen- / Seitenverhältnis und rein radial gefädelt Profilschnitten repräsentiert der Rotor einen für seine Zeit typischen Entwurf der Eintrittsstufe eines Hochdruckverdichters. Aufgrund der hohen aerodynamischen und mechanischen Belastung ist der Rotor einteilig aus einer Titanlegierung (Ti 6-4) gefertigt (Blink).

Die Eckdaten dieses Rotors bilden den Ausgangspunkt für die Untersuchung der Auswirkungen einer dreidimensionalen Schaufelgestaltung auf die aerodynamische Leistungsfähigkeit.

### 1.2.2 Rotor 2

Der Entwurf des „Rotor 2“ basiert auf der Überlegung, mit einer Rückwärtspfeilung der Schaufelblätter (aft-sweep) die Stromabneigung der Verdichtungsstöße zu vergrößern. Die damit verbundene Verringerung der Stoßverluste sollte zu einer Steigerung des Wirkungsgrades führen (*Prince (1980)* und *Wennerstrom und Puterbaugh (1984)*).

Ein weiteres Vorhabensziel war es, die Rotorblätter aus CfK zu fertigen. Neben dem Potential einer erheblichen Gewichtsreduzierung eröffnete die im Vergleich zu metallischen Werkstoffen niedrigere Dichte bei gleicher Festigkeit auch einen erheblich größeren Spielraum bei der Gestaltung der Schaufeln. So brauchte weniger Rücksicht auf die radiale Fädelung der Profilschwerpunkte genommen zu werden, da die aus der Fliehkraft resultierenden Biegespannungen deutlich geringer sind. Um die Möglichkeiten dieser Bauweise auszuloten, wurde daher eine extreme Umfangsneigung entgegen der Rotordrehrichtung und eine Rückwärtspfeilung der Schaufeln gewählt.

Die Ergebnisse der Kennfeldmessungen nach dem Erstlauf des Rotors im Jahre 1998 entsprachen jedoch nicht den Erwartungen (*Blaha (2000)*). Zwar konnten geringe Gewinne im Wirkungsgrad erzielt werden, der Arbeitsbereich hingegen nahm ab. Wie die Untersuchung vergleichbarer Rotoren von *Hah et al. (1998)* zeigen, richtet sich der Stoß im Blattspitzenbereich stets auf.

Wegen der kinematischen Randbedingung, nach der am Gehäuse keine radiale Geschwindigkeitskomponente auftreten kann, steht der Stoß immer senkrecht auf der Gehäusewand. Lediglich ein schräger Stoß, der an der Wand reflektiert wird, wäre möglich. Dies konnte aber bisher in einem transsonischen Verdichter nicht beobachtet werden.

Diese Erkenntnis lieferte nicht nur für das Ausbleiben deutlicher Wirkungsgradsteigerungen eine Erklärung sondern auch für die Einbußen im Arbeitsbereich. Ein Verdichter erreicht ungefähr dann seine Stabilitätsgrenze, wenn er so stark angedrosselt ist, daß der Gegendruck den Stoß an der Blattspitze vor die Vorderkante drückt. Wie in Abb. 1.2 dargestellt ist, führt das Aufrichten des stromab geneigten Stoßes zu einer ungünstigen Verschiebung der Stoßlage in Richtung der Schaufelvorderkante. Die Stabilitätsgrenze wird folglich schon bei einem geringeren Gegendruck als bei einem konventionell gefädelten Rotor erreicht.

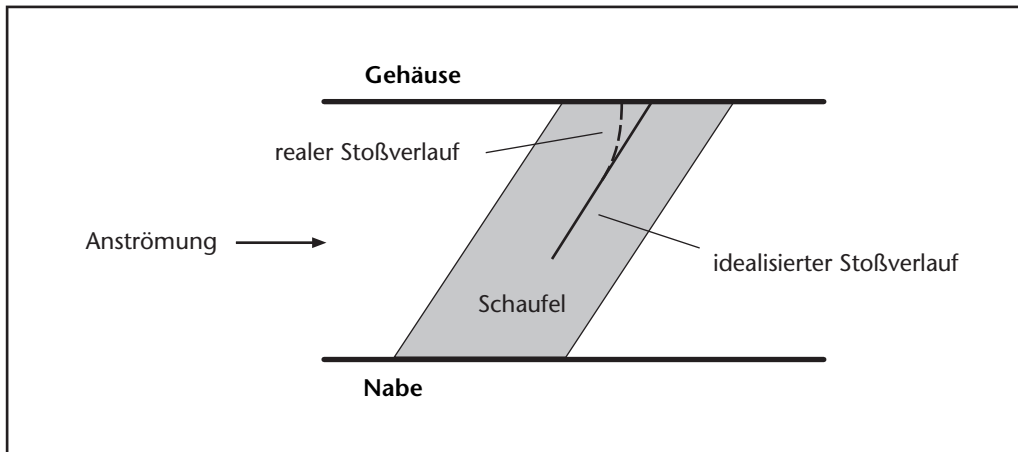


Abb. 1.2 Aufrichten des Verdichtungsstoßes, nach Hah et al. (1998)

### 1.2.3 Rotor 3

Als Konsequenz der Ergebnisse von Rotor 2 sollte bei dem nächsten Entwurf – dem vorwärtsgefeilten „Rotor 3“ – die Erweiterung des Arbeitsbereiches im Vordergrund stehen. Um einen größeren Massendurchsatz an der Sperrgrenze zu erzielen, wurde die Schaufelzahl von 16 auf 14 reduziert und so der nutzbare Kanalquerschnitt erhöht. Die Sehnenlänge ist gegenüber Rotor 1 an der Blattspitze um rund 20 % vergrößert. Damit konnte dort die aerodynamische Belastung trotz der verringerten Schaufelzahl sogar unter das Niveau von Rotor 1 gesenkt werden. Das Spaltmaß bezogen auf die Sehnenlänge an der Blattspitze wurde gegenüber Rotor 1 von ca. 1,1 % auf 0,6 % verringert.

Das Konzept, mit dem der Arbeitsbereich hin zu kleineren Massenströmen erweitert werden sollte, ist ausführlich in *Kablitz (2003)* dargestellt. Es basiert auf der Annahme, daß die von der Interaktion des Spaltwirbels mit dem Verdichtungsstoß herrührende Blockage maßgeblich für das Erreichen der Stabilitätsgrenze ist. Auf der Grundlage der Erkenntnisse von *Denton und Xu (1999)*, daß kleine Verschiebungen der Profile die absolute Lage des Stoßsystems nahezu unverändert lassen, beschränkt sich die Vorwärtsfeilung des Rotors auf den Blattspitzenbereich. Ausschlaggebend für die Stoßlage sind im vorliegenden Fall vielmehr die in *Wadia und Law (1993)* sowie *Wadia und Copenhaver (1996)* dargestellten, geometrischen Parameter der Schaufelpassage.

Mit der lokal begrenzten Vorwärtsfeilung sollten mehrere Effekte erreicht werden. Neben der aerodynamischen Entlastung der Blattspitze kommt es dort auch zu einer günstigen, weiter stromab liegenden Position des Stoßes relativ zur Schaufelvorderkante. Zusammen mit der vergrößerten Sehnenlänge steht damit dem Spaltwirbel eine längere Distanz zur Verfügung, bis er auf den Stoß trifft. Damit kann die ungünstige Blockage, verursacht durch die Interaktion von Spaltwirbel und Verdichtungsstoß, reduziert werden [Wilke und Kau (2002)]. Nach der Inbetriebnahme des Rotors im Jahr 2001 bestätigten Kennfeldmessungen (Abb. 1.3) das Auslegungskonzept.

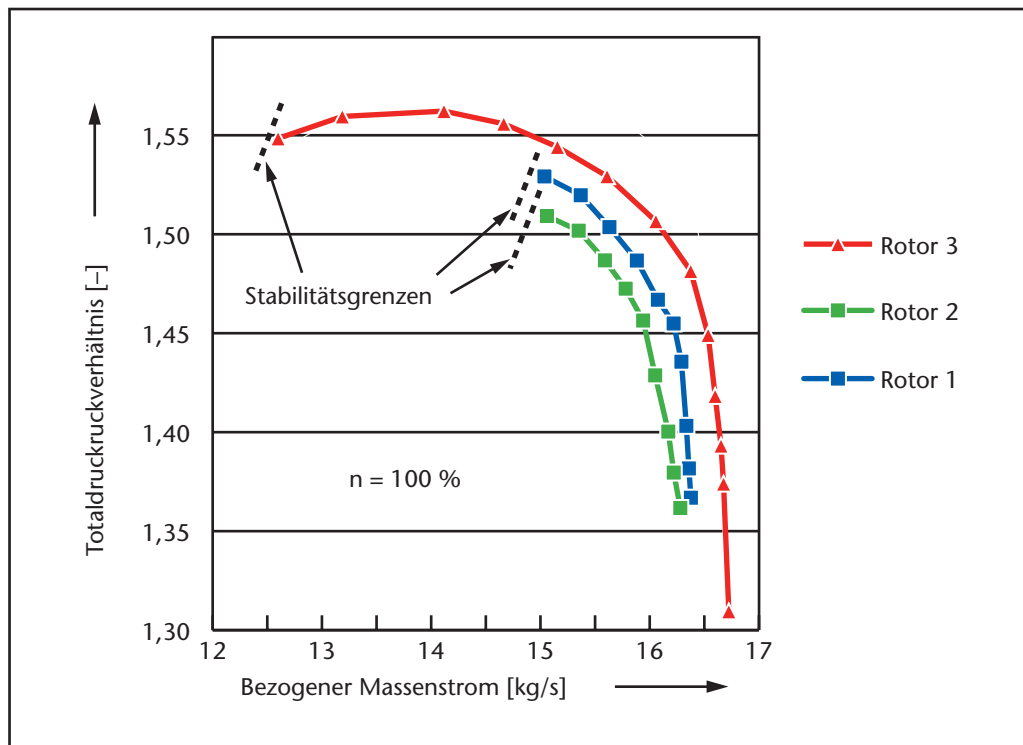


Abb. 1.3 Drehzahlkurven der Verdichterstufe mit den Rotoren 1, 2 und 3

#### 1.2.4 Stabilitätsgrenze eines transsonischen Verdichters

Wird die Stabilitätsgrenze eines transsonischen Verdichters überschritten, ändert sich innerhalb weniger Rotorumdrehungen der Charakter der Hauptströmung. Der Druckaufbau bricht beim Unterschreiten eines kritischen Massenstromes bzw. Überschreiten eines kritischen Druckverhältnisses schlagartig zusammen.

Grundsätzlich wird zwischen „Rotierenden Abreißströmungen“ (rotating stall) und „Pumpen“ (surge) unterschieden. Für den anschaulichen Fall eines Unterschallverdichters läßt sich die Entstehung von „rotating stall“ nach *Emmons et al. (1955)* mit dem Überschreiten des kritischen Anströmwinkels in einer Schaufelpassage erklären (Abb. 1.4).

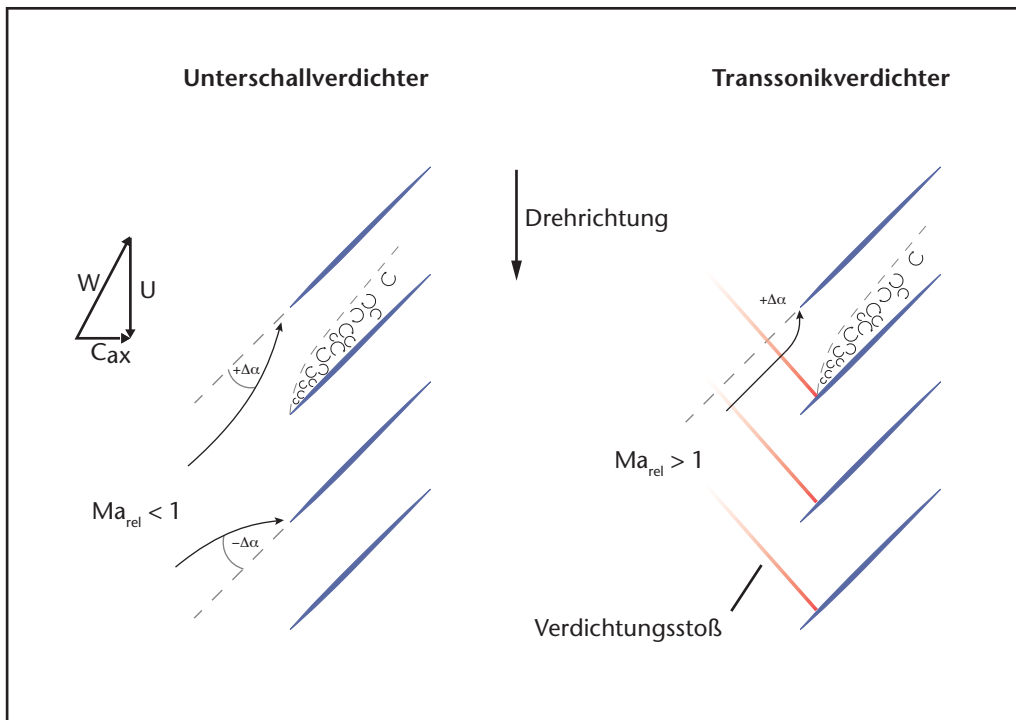


Abb. 1.4 „Rotating stall“, nach *Emmons et al. (1955)* bzw. *He und Ismael (1997)*

Durch die Strömungsablösung erhöht sich die Blockage in der Passage, sodaß die ankommende Strömung in Richtung der beiden benachbarten Schaufeln abgelenkt wird. Dies führt zu einer aerodynamischen Belastung ( $+\Delta\alpha$ ) der nacheilenden und einer Entlastung ( $-\Delta\alpha$ ) der voreilenden Schaufel. Daraufhin löst die Strömung in der nacheilenden Passage ab, während sich die Strömung an der ursprünglichen Schaufel wieder anlegt. Dieser Ablauf wiederholt sich und das Ablösegebiet (Stall-Zelle) bewegt sich im Relativsystem des Rotors entgegen dessen Drehrichtung weiter.

Bei einem Transsonikverdichter kann sich die Blockage der Passage nicht entgegen der Überschallanströmung auf die voreilende Schaufel auswirken (Abb. 1.4). Ein Mechanismus, der zu einer aerodynamischen Entlastung führt, ist nicht offensichtlich. Theoretisch müßte sich unter diesen Bedingungen die Blockage einer Passage so lange ausbreiten, bis der gesamte Umfang betroffen ist. Jedoch kann auch bei diesen Verdichtern „rotating stall“ auftreten.

*He und Ismael (1997)* liefern dafür auf der Grundlage numerischer Untersuchungen zwei mögliche Erklärungsansätze. Im Falle eines mit Unterschallgeschwindigkeit angeströmten Stators könnte sich dort „rotating stall“ einstellen, der das Umlaufen eines Ablösegebietes im Rotor erzwingen würde. Auch eine Synchronisation selbsterregter Oszillationen der Verdichtungsstöße wird von den Autoren in Erwägung gezogen.

Es ist durchaus möglich, daß sich nach Einsetzen eines lokal derart instationären Strömungsphänomens wie „rotating stall“ ein stabiler Betriebspunkt des Verdichters einstellt. Allerdings ist mit einem erheblichen Leistungseinbruch zu rechnen. Wird der Verdichter nicht schnell genug und ausreichend entlastet, kann die enorme Wechselbelastung, der die Schaufeln aufgrund der umlaufenden Störungen ausgesetzt sind, einen Dauerfestigkeitsbruch der Beschau felung zur Folge haben und so zum Totalausfall führen.

Um die Profilverluste an der Blattspitze niedrig zu halten, weisen die Profile dort wegen der Überschallanströmung nur eine geringe relative Dicke und einen kleinen Nasenradius auf. Sie tolerieren daher nur einen kleinen Zu ström winkelbereich, sodaß „rotating stall“ zumeist an der Blattspitze ausgelöst wird. Je nachdem ob sich das Ablösegebiet bis hinunter zur Nabe ausdehnt oder auf einen Teil der Kanalhöhe beschränkt bleibt, wird dies als „full span-“ oder „part span stall“ bezeichnet.

Befindet sich stromab des Verdichters ein ausreichend großes Plenum, kann sich ein „rotating stall“ bis hin zu einer Massenstromumkehr – dem sogenannten Pumpen – ausweiten. Das Plenum fungiert dabei als Energiespeicher. Der mit dem „rotating stall“ verbundene, schlagartige Einbruch der Druckerhöhung im Laufrad führt direkt stromab einer Stall-Zelle zu einer Rückströmung, welche die Stall-Zelle schlagartig in Umfangsrichtung anwachsen läßt. Der Druckaufbau im Verdichter nimmt proportional zur Ausdehnung der Stall-Zelle ab und die Rückströmung im gleichen Maße zu. Sobald der Energiespeicher entleert ist, kommt die Rückströmung zum Erliegen und der Verdichter beginnt wieder einen Massenstrom zu fördern, der zum nun deutlich niedrigeren Gegendruck paßt. So füllt sich das Plenum erneut und mit dem Überschreiten des kritischen Druckverhältnisses startet ein neuer „Pump-Zyklus“.

Untersuchungen von *Camp und Day (1998)* an sub- und transsonischen Verdichtern führten zur Charakterisierung zweier Störungen des Strömungsfeldes, die der Entstehung von „rotating stall“ vorausgehen. „Spikes“ sind lokal begrenzte, dreidimensionale Störungen, die im Blattspitzenbereich auftreten und zu Beginn mit annähernd Rotorfrequenz umlaufen.

In der Nähe der Stabilitätsgrenze sind sie noch gedämpft und klingen schnell wieder ab. Beim Überschreiten der Stabilitätsgrenze nimmt jedoch ihre räumliche Ausdehnung innerhalb weniger Rotorumdrehungen zu und ihre Umlaufgeschwindigkeit verringert sich. Schließlich geht die Störung in eine Stall-Zelle über, die dann als „rotating stall“ nur noch mit ungefähr halber Rotorfrequenz umläuft.

Bei manchen Verdichtern treten hingegen „Modale Wellen“ auf. Dabei handelt es sich um umfangssymmetrische, modale Oszillationen des gesamten Strömungsfeldes. Sie beginnen deutlich langsamer, mit ca. 20-30 % Rotorfrequenz und beschleunigen bis zum Beginn des „rotating stall“ auf ungefähr 50 % Rotorfrequenz. Viele Arbeiten beschäftigen sich damit, unter welchen Bedingungen diese Stall-Vorläufer auftreten (z.B. *Day et al. (1999)*, *Garnier et al. (1991)*, *Escuret und Garnier (1996)*) und mit welchen Signalanalysemethoden sie zuverlässig detektiert werden können [z.B. *Tryfonidis et al. (1995)*, *Lin et al. (2002)*].

Ebenso ist das komplexe Strömungsfeld eines transsonischen Verdichters seit langem Gegenstand der Forschung. An der Blattspitze entsteht ein Großteil der Verluste, weil dort der Verdichtungsstoß typischerweise am stärksten ist und zudem mit der Spaltströmung sowie der Profil- und Gehäusegrenzschicht in Wechselwirkung tritt. Daher haben sich bereits zahlreiche Arbeiten [z.B. *Hoeger et al. (1999)*, *Gerolymos und Vallet (1999)*, *Khalid et al. (1999)*, *Puterbaugh et al. (1995)*, *Storer und Cumpsty (1993)*, *Suder und Celestina (1996)*] intensiv mit der Blattspitzenströmung auseinandergesetzt. Obwohl die dem Stalleintritt vorausgehenden „spikes“ ebenfalls an der Blattspitze entstehen, sind ihre genauen Ursachen jedoch bis heute nicht vollständig verstanden.

Zahlreiche numerische Studien am Beispiel des „NASA Rotor 37“ deuten auf ein Aufplatzen des Spaltwirbels beim Durchtritt des Verdichtungsstoßes als maßgebliche Ursache für den Stalleintritt dieses speziellen Rotors hin [*Wilke und Kau (2002)*, *Hofmann und Ballmann (2003)*, *Yamada et al. (2004)*]. Auf dieser These basiert das Auslegungskonzept des Rotor 3.

Diese Sichtweise ist jedoch nicht unumstritten. *Hah et al. (2004)* konnten bei der detaillierten, numerischen Analyse eines stromauf gepfeilten Rotors nicht feststellen, daß der Spaltwirbel aufplatzt. Sie beobachteten an der Stabilitätsgrenze vielmehr das Anwachsen eines Blockagegebietes an der Profildruckseite direkt stromab des Verdichtungsstoßes, das anscheinend nicht vom Spaltwirbel verursacht wird.

### 1.3 Problemstellung

*„Spike stall inception – what actually causes spike stall inception? (...) We need experimental and CFD to work in concert, and it needs to be high fidelity, not more of the same.“*  
Howard Hodson, University of Cambridge, UK [*Gostelow (2003)*]

Bis heute sind die Ursachen der „spikes“, die bei hochbelasteten transsonischen Verdichtern dem Stalleinritt vorausgehen, nicht bekannt. Für eine detaillierte Analyse der Strömungsvorgänge bei diesem transienten Betriebspunkt sind hochwertige, aufeinander abgestimmte, experimentelle und numerische Untersuchungen erforderlich. Daten in hinreichender Qualität werden jedoch erst allmählich verfügbar. Dies ist im Wesentlichen auf zwei Dinge zurückzuführen.

Zum einen ist es offensichtlich, daß sich die Vermessung des Strömungsfeldes in einem mit hoher Geschwindigkeit rotierenden Verdichterlaufrad äußerst schwierig gestaltet. Möglich wurde dies erst mit der Entwicklung von berührungslos arbeitenden Lasermeßverfahren gegen Ende der 1970er Jahre. Bis das Geschwindigkeitsfeld im Laufrad damit in allen drei Komponenten erfaßt werden konnte, vergingen jedoch noch weitere 15 Jahre. Die heute verfügbare, experimentelle Datenbasis ist entsprechend gering.

Zum anderen ist das Strömungsfeld im gehäusenahen Bereich, das für die Stallentstehung von Bedeutung ist, hoch komplex. Es treten eine Vielzahl von Strömungsphänomenen auf, die zum Teil sogar noch untereinander in starker Wechselwirkung stehen. Zudem ist die Strömung selbst im Relativsystem gerade an der Stabilitätsgrenze hochgradig instationär. Die Anforderungen sowohl an das Auflösungsvermögen der Meßtechnik als auch an die Rechengitter numerischer Simulationen sind folglich hoch. Die Auflösung der Rechengitter übertrifft zwar die der Meßgitter bereits um ein Vielfaches. Da für die Strömung keine analytische Lösung existiert, erlaubt es die heute verfügbare Rechenleistung erst allmählich, das Strömungsfeld in der für eine detaillierte Analyse notwendigen Auflösung abzubilden. Die Kosten für die dafür notwendigen Rechenanlagen sind jedoch beachtlich. Auch der Aufbau und Betrieb einer geeigneten Versuchsanlage erfordert einen immensen Aufwand, weshalb weltweit nur sehr wenige transsonische Verdichterprüfstände bekannt sind.

#### 1.4 Zielsetzung

Die vorliegende Arbeit hat das Ziel, einen Beitrag zu einem besseren Verständnis des Stalleintritts zu liefern. Hierzu wird auf den Transsonischen Verdichterprüfstand des Fachgebiets Gasturbinen, Luft- und Raumfahrtantriebe der Technischen Universität Darmstadt zurückgegriffen. Diese Versuchsanlage ist wegen der Konfiguration als einstufiger Axialverdichter ohne Vorleitrad für eine experimentelle Untersuchung der Blattspitzenströmung besonders geeignet.

Am Beispiel des vorwärtsgefeilten Rotor 3 werden die Ergebnisse der Vermessung des Geschwindigkeitsfeldes im Laufrad sowie von zeitlich hochaufgelösten Messungen des statischen Drucks in der Gehäusewand oberhalb des Rotors analysiert. Dabei steht, an den Stand der Forschung anknüpfend, die Untersuchung der Bedeutung des Spaltwirbels für den Stalleintritt bei Auslegungsgeschwindigkeit im Vordergrund.

Aus den gewonnenen Erkenntnissen soll ein verbessertes Entwurfskonzept abgeleitet und an Hand eines weiteren, neuen Versuchsrotors experimentell überprüft werden.

## 2 Versuchsträger und Meßtechnik

Das Fachgebiet Gasturbinen, Luft- und Raumfahrtantriebe der Technischen Universität Darmstadt betreibt einen einstufigen, transsonischen Axialverdichterprüfstand, an dem die in dieser Arbeit vorgestellten experimentellen Arbeiten durchgeführt wurden. In diesem Kapitel werden der Prüfstand sowie die bei den Untersuchungen eingesetzten Meßtechniken beschrieben.

### 2.1 Der Transsonische Verdichterprüfstand der TUD

Der Prüfstand wurde zusammen mit dem Basisentwurf Rotor 1 Anfang der 1990er Jahre entworfen und 1994 erfolgreich in Betrieb genommen. Die Verdichterstufe entspricht der ersten Hochdruckverdichterstufe typischer ziviler Turbofan-Triebwerke. Neben der Erprobung neuer Bauweisen und Verdichtertechnologien dient der Prüfstand der Validierung numerischer Berechnungsverfahren. Einzelheiten zur Auslegung der Anlage finden sich in *Schulze (1995)*.

Abbildung 2.1 zeigt den Aufbau der Anlage, die im offenen Kreislauf betrieben wird. Die aus der Umgebung angesaugte Zuluft wird zunächst durch in der Beruhigungskammer eingebaute Siebe und Honigwabengleichrichter vergleichmäßig. Zur Messung des Massenstromes wird die Luft dem Verdichter durch eine kalibrierte Düse zugeführt und dann durch einen Ringdiffusor mit abschließender Ringdrossel als Abluft in die Umgebung gefördert.

Der Verdichterroter wird von einem Gleichstrommotor mit einer Leistung von bis zu 800kW über ein zweistufiges Planetengetriebe angetrieben. Zur Messung der zugeführten Leistung sowie der Drehzahl befindet sich im Antriebsstrang zusätzlich eine Drehmomentmeßwelle.

Wie Abb. 2.2 zu entnehmen ist, wurde bei der Auslegung des Prüfstandes auf ein Vorleitrad verzichtet. Tabelle 2.1 faßt die wesentlichen Daten der Anlage im Auslegungspunkt zusammen. Bei allen hier vorgestellten Messungen wurde der zusammen mit Rotor 1 entworfene Stator mit 29 Schaufeln verwendet. Da der Prüfstand zwischen der Verdichterstufe und der Ringdrossel nur ein geringes Volumen aufweist, kommt es beim Überschreiten der Stabilitätsgrenze nicht zum Pumpen sondern nur zu „rotating stall“.

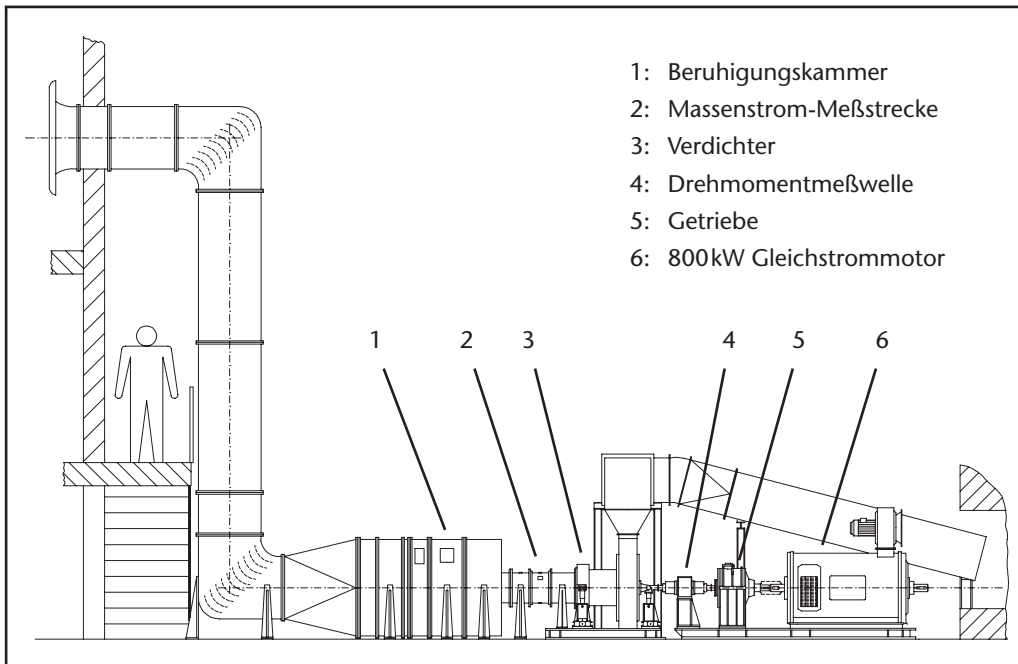


Abb. 2.1 Aufbau der Versuchsanlage

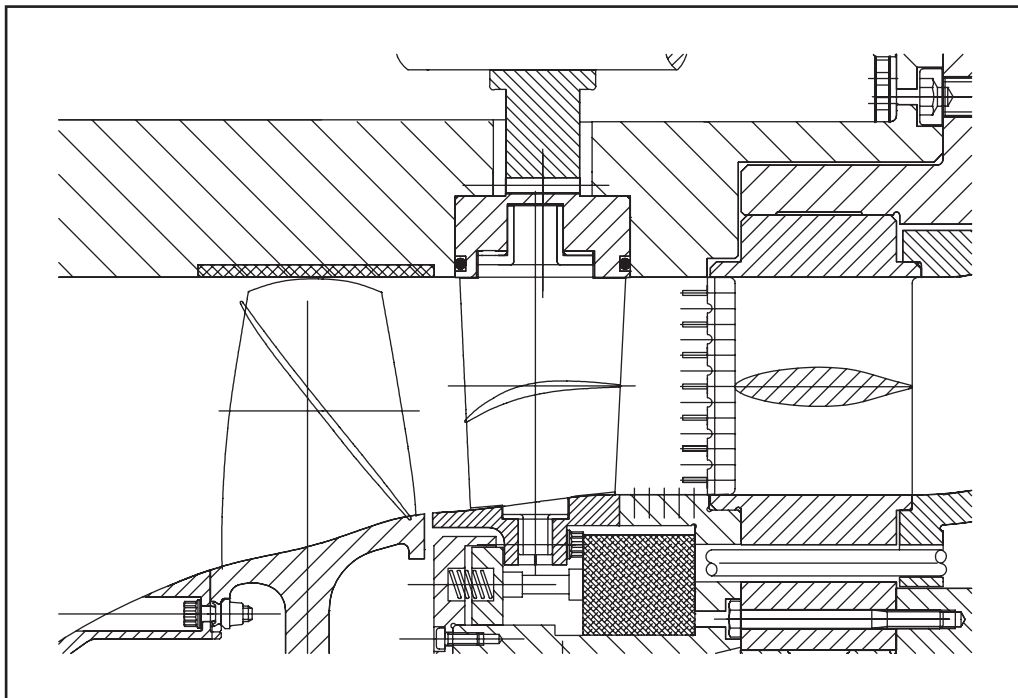


Abb. 2.2 Schnitt durch die Verdichterstufe mit Rotor 1

|                                      |             |
|--------------------------------------|-------------|
| Zu- und Abströmung                   | axial       |
| Massenstrom                          | 16,0 kg/s   |
| Druckverhältnis                      | 1,50        |
| Umfangsgeschwindigkeit am Gehäuse    | 400 m/s     |
| Drehzahl                             | 20000 U/min |
| Außendurchmesser                     | 0,38 m      |
| Nabenverhältnis ( $r_N/r_G$ )        | 0,51        |
| Relative Zuströmmachzahl am Gehäuse  | 1,35        |
| Relative Zuströmmachzahl an der Nabe | 0,70        |

Tabelle 2.1 *Kenngößen des Verdichterprüfstandes im Auslegungspunkt*

## 2.2 Standard-Instrumentierung

Die Basis-Instrumentierung des Prüfstandes dient zur Ermittlung aller Größen, die zu einer hinreichend genauen Bestimmung des Stufenkennfeldes notwendig sind. Da experimentell nachgewiesen werden konnte [Schulze (1995)], daß sich in der Massenstrom-Meßstrecke eine umfangssymmetrische, turbulente Rohrströmung ausbildet, erfolgt die Bestimmung der Eintrittsgrößen mit Hilfe von Totaldruck und -temperatursonden in der Kanalmitte der Beruhigungskammer. Über eine empirische Korrelation werden die Verluste durch die reibungsbehaftete Strömung von der Meße-bene bis zum Eintritt in die Verdichterstufe berücksichtigt.

Grundsätzlich anders verhält es sich bei der Abströmung der Verdichterstufe. Dort ist mit starken Gradienten der Strömungsgrößen sowohl in radialer Richtung als auch entlang des Umfangs zu rechnen. Es ist daher in der Austrittsebene der Verdichterstufe nicht möglich, an einer einzigen Meßposition repräsentative, mittlere Zustandsgrößen zu ermitteln. Zweckmäßigerweise wird deshalb das Strömungsfeld in der Austrittsebene an mehreren diskreten Punkten vermessen.

Bei der Festlegung der räumlichen Auflösung der Meßpunkte ist ein Kompromiß zwischen der erzielbaren Genauigkeit der Mittelwertbildung und dem dafür notwendigen Meßaufwand. Dabei sind nicht nur die Kosten für die Meßzeiten sondern auch die verfügbare Lebensdauer der Versuchsroto-ren ausschlaggebend.

Um die Rückwirkung auf die Strömung zu minimieren, wurde auf den Einsatz von Sonden, die sich stufenlos in radialer Richtung traversieren lassen, verzichtet. Die damit verbundene Blockagewirkung hätte eine schlecht quantifizierbare Androsselung zur Folge, die zudem abhängig von der Eintauchtiefe der Sonde ist. Statt dessen sind vier der fünf Rippen, die zur Abstützung des fliegend gelagerten Rotors notwendig sind, an ihren Vorderkanten mit Totaldruck- sowie Totaltemperatur-Kämmen versehen.

Die in *AGARD (1990)* empfohlenen Gestaltungsrichtlinien, die zur Auslegung der Sondenkäme herangezogen wurden, bestimmen sowohl die axiale Position der Austrittsebene, ca. 35 % der axialen Sehnenlänge von Rotor 3 stromab des Stators, sowie die radiale Auflösung der Meßpunkte. Die verwendeten Meßkäme besitzen jeweils elf Sonden. Neun davon sind über der Kanalhöhe äquidistant verteilt. Zur besseren Auflösung der Gradienten in der Naben- und Gehäusegrenzschicht werden diese Sonden durch je eine wandnahe Sonde ergänzt.

Zur Diskretisierung der Abströmung in Umfangsrichtung ist der Stator als Ringmodul ausgeführt, das sich um die Rotorachse verdrehen läßt. Bei den hier vorgestellten Messungen wurde der Stator in Umfangsrichtung um den Betrag einer Statorschaufelteilung in 20 äquidistanten Schritten vor den ortsfesten Sondenkämmen traversiert. Somit stehen in der Austrittsebene für eine Mittelwertbildung die Totaldrücke auf einem zweidimensionalen Meßgitter, das pro Statorschaufelteilung 220 Punkte umfaßt, zur Verfügung.

Da präzise Temperaturmessungen mit der vorhandenen Meßtechnik sehr zeitaufwendig sind, wird mit dem Totaltemperaturkamm nur eine radiale Verteilung an einer repräsentativen Umfangsposition zwischen zwei Statornachläufen aufgenommen.

Mit den vorliegenden Zustandsgrößen ist eine massenstromgewichtete Mittelung des Totaldruckes in radialer und eine flächengewichtete Mittelung in Umfangsrichtung möglich. Die Gradienten der Strömungsgrößen sind bei einem transsonischen Verdichter in radialer Richtung deutlich ausgeprägter als entlang des Umfangs. Die für eine massenstromgewichtete Mittelung notwendige Messung der Totaltemperaturen an zusätzlichen Stellen entlang des Umfangs hätte für ein typisches Kennfeld eine Verachtfachung der Meßzeit auf ca. 75 Stunden zur Folge. Dieser zusätzliche Meßaufwand steht in keinem Verhältnis zur möglichen Steigerung der Genauigkeit der Mittelwertbildung.

Auch zur Ermittlung des Massenstromes wurde auf ein möglichst rückwirkungsfreies Meßprinzip zurückgegriffen. Eine kalibrierte, glockenförmige Einlaufdüse zwischen der Beruhigungskammer und der Massenstrommeßstrecke ermöglicht es, den Massenstrom mit Hilfe von Totaltemperatur und -druck in der Beruhigungskammer und dem statischen Wanddruck in der Massenstrommeßstrecke zu bestimmen, ohne dabei eine Einlaufstörung zu erzeugen.

Mit dem Stufendruckverhältnis von Totaldruck am Eintritt und dem gemittelten Totaldruck am Austritt sowie dem Massenstrom und der Totaltemperatur am Eintritt wird die in der Verdichterstufe umgesetzte Leistung berechnet. Dabei wird von einer isentropen Zustandsänderung ausgegangen. Der Vergleich von der am Fluid verrichteten Leistung und der mittels der Drehmomentmeßwelle ermittelten zugeführten Leistung liefert den isentropen Wirkungsgrad. Die zwischen der Meßwelle und dem Verdichterroter auftretenden Reibungsverluste gelten als vernachlässigbar.

Um eine Vergleichbarkeit der Ergebnisse zu gewährleisten, werden der Massenstrom sowie die Rotordrehzahl entsprechend der bei einem transsonischen Verdichter maßgeblichen Mach'schen Ähnlichkeit um den Einfluß der Umgebungsbedingungen korrigiert und auf die Umgebungsbedingungen der Standardatmosphäre umgerechnet.

Die Meßunsicherheiten der abgeleiteten Kennfeldgrößen wurde gemäß den in *AGARD (1990)* empfohlenen Verfahren ermittelt und finden sich für den Auslegungspunkt in Tabelle 2.2.

|                      |              |
|----------------------|--------------|
| Massenstrom          | $\pm 1,1 \%$ |
| Totaldruckverhältnis | $\pm 0,5 \%$ |
| Wirkungsgrad         | $\pm 1,4 \%$ |

Tabelle 2.2 *Meßunsicherheiten der Kennfeldgrößen im Auslegungspunkt*

### 2.3 Das Laser-2-Focus Verfahren

Zur Analyse der Strömung im Laufrad wurde auf das Laser-2-Focus-Verfahren (L2F) des Instituts für Antriebstechnik des Deutschen Zentrums für Luft- und Raumfahrt (DLR) zurückgegriffen. Das berührungslos arbeitende Verfahren erlaubt die Bestimmung der Strömungsgeschwindigkeit im Laufrad nach Betrag und Richtung [*Schodl und Förster (1991)*].

Als Meßprinzip dient die Flugzeitmessung eines von der Strömung mitgetragenen Teilchens. Zwei parallele Laserstrahlen mit definiertem Abstand werden innerhalb des zu untersuchenden Strömungsfeldes auf einen bestimmten Meßpunkt ausgerichtet und fokussiert. Wenn anhand eines Streulichtimpulses detektiert wird, daß ein in der Strömung enthaltenes Teilchen den ersten Strahl durchquert hat, startet eine Zeitmessung. Diese wird gestoppt, sobald ein Teilchen den zweiten Strahl passiert. Um sicher zu stellen, daß Start und Stop der Messung von ein und demselben Teilchen ausgelöst wurde, erfolgt eine statistische Auswertung von ca. 60000 Flugzeitmessungen pro Meßpunkt. Aus der gemittelten Flugzeit und dem verwendeten Strahlabstand berechnet sich der Betrag der mittleren Teilchengeschwindigkeit.

Die Häufigkeit der Einzelmessungen läßt sich erhöhen und damit die Meßzeiten verringern, indem der Strömung sehr feine Tröpfchen aus Paraffinöl zugeführt werden. Der bei den Messungen, die dieser Arbeit zugrunde liegen, verwendete Partikelgenerator erzeugt Partikel mit einem Durchmesser von weniger als  $0,5\ \mu\text{m}$ . Das L2F-System ist sogar in der Lage, besonders häufig auftretende, nur ca.  $0,1\ \mu\text{m}$  große Partikel zu detektieren. Da vom DLR nachgewiesen werden konnte, daß die Partikel einem Geschwindigkeitsgradienten hinreichend schnell folgen können, wird direkt von der Teilchengeschwindigkeit auf die Strömungsgeschwindigkeit geschlossen. Die technischen Eckdaten des verwendeten Systems sind in Tabelle 2.3 aufgelistet.

|                   |                      |
|-------------------|----------------------|
| Meßbereich        | 1–3000 m/s           |
| Strahldurchmesser | 10 $\mu\text{m}$     |
| Strahlabstand     | 70–400 $\mu\text{m}$ |

Tabelle 2.3 Technische Daten des verwendeten 3D-L2F-Systems

Um die Richtung der Strömung senkrecht zur optischen Achse zu ermitteln, wird das L2F-System schrittweise um diese Achse gedreht und die jeweils vorgenommenen Geschwindigkeitsmessungen wiederum statistisch ausgewertet. Eine winkelvesetzte Anordnung von zwei L2F-Systemen bildet ein sogenanntes 3D-L2F-System. Es ermöglicht auch die Bestimmung der Geschwindigkeitskomponente in Richtung der optischen Achse. Zur Veranschaulichung zeigt Abb. 2.3 die Laserstrahlen der beiden L2F-Systeme fokussiert auf einen Meßpunkt bei ca. 60 % Kanalhöhe. Der optische Zugang erfolgt durch ein Fenster aus planparallel geschliffenem, optischen Glas.

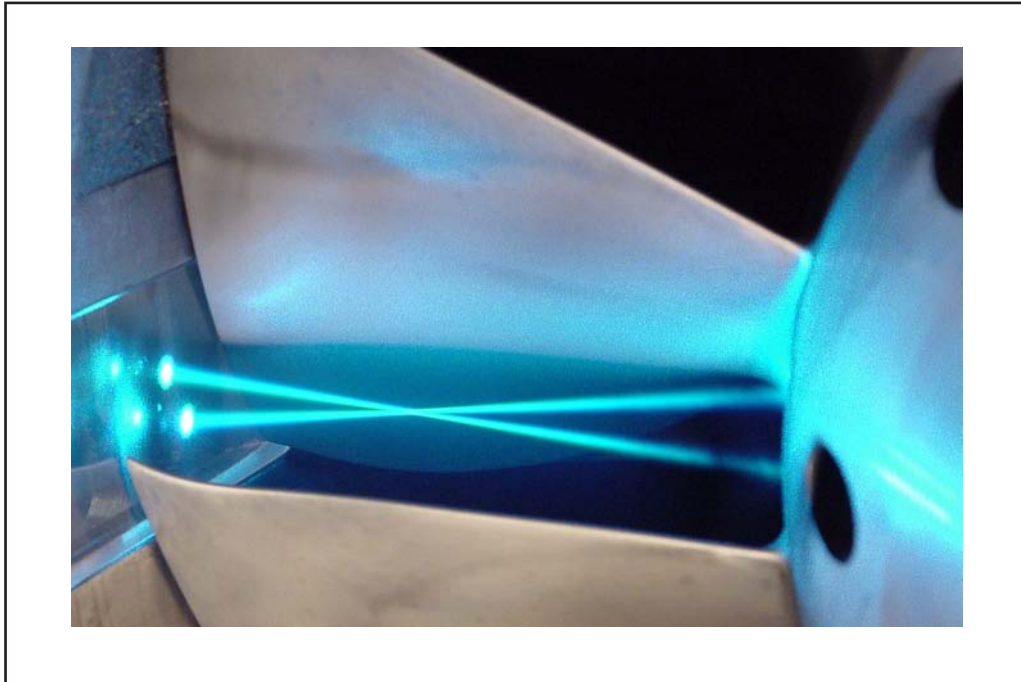


Abb. 2.3 3D-L2F-Meßsystem und optischer Zugang

Das Meßverfahren liefert die zeitlichen Mittelwerte für den Betrag der Strömungsgeschwindigkeit ( $v$ ), den Strömungswinkel in Umfangsrichtung ( $\alpha$ ) und den Strömungswinkel in radialer Richtung ( $\beta$ ). Zudem wird bei den Messungen nicht zwischen den einzelnen Schaufelpassagen eines Rotors unterschieden. Durch die statistische Auswertung der Häufigkeitsverteilungen der Flugzeit- sowie Winkelmessungen (Abb. 2.4) lassen sich für die Strömungsgeschwindigkeit die Standardabweichungen in Strömungsrichtung ( $RMS_{II}$ ) und in der Ebene senkrecht dazu ( $RMS_{\perp}$ ) ermitteln. Die Schwankung in radialer Richtung kann allerdings nicht erfaßt werden.

In diese Schwankungsgrößen fließen alle Effekte ein, die eine Auswirkung auf die Häufigkeitsverteilung haben. Neben der eigentlichen Instationarität der Strömung kann dies z.B. auch ein Geschwindigkeitsgradient innerhalb des Meßvolumens zwischen den beiden Strahlen sein.

Um die Aussagekraft der gemittelten Strömungsgrößen zu beurteilen, wird als Anhaltswert der quadratische Mittelwert der relativen Schwankung der Strömungsgeschwindigkeit nach Betrag und Richtung herangezogen.

$$RMS_{Ma} = \sqrt{RMS_{II}^2 + RMS_{\perp}^2} \quad \text{Gl. 2.1}$$

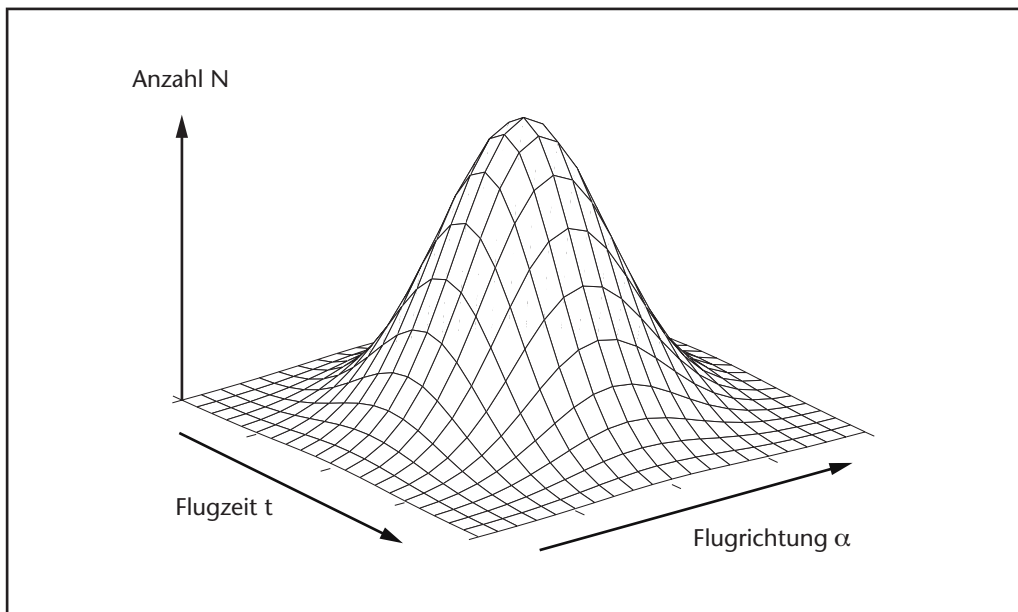


Abb. 2.4 Beispielhafte Häufigkeitsverteilung der L2F-Meßereignisse

Zur dimensionslosen Darstellung wird die Strömungsgeschwindigkeit als Machzahl angegeben. Da die statische Temperatur an den einzelnen Meßpunkten nicht bekannt ist, wird auf das in *Wood et al. (1990)* angegebene Näherungsverfahren zurückgegriffen. Unter der vereinfachenden Annahme einer adiabat-isentropen Zustandsänderung kann mit Hilfe des 1. Hauptsatzes der Thermodynamik und der Euler'schen Turbinengleichung die statische Temperatur und damit die Schallgeschwindigkeit am jeweiligen Meßort abgeschätzt werden. Die mit dem Meßverfahren erzielbaren Genauigkeiten sind in Tabelle 2.4 aufgelistet.

|                                      |        |
|--------------------------------------|--------|
| Betrag der Strömungsgeschwindigkeit  | < 1 %  |
| Strömungswinkel in Umfangsrichtung   | < 0,5° |
| Strömungswinkel in radialer Richtung | < 2°   |

Tabelle 2.4 Meßunsicherheiten des 3D-L2F-Systems [DLR (2003)]

Wegen der Verwindung der Rotorschaukeln sind unterhalb von 20 % relativer Kanalhöhe weite Bereiche der Schaufelpassage abgeschattet. Oberhalb von 95 % steigen wegen der erheblichen Instationarität der Strömung die Meßzeiten insbesondere nahe der Stabilitätsgrenze des Verdichters enorm an. Aus diesen Gründen beschränken sich die Messungen auf zehn Ebenen bei 20 %, 40 %, 50 %, 60 %, 70 %, 80 %, 85 %, 90 %, 92,5 % und 95 % relativer Kanalhöhe.

In axialer Richtung wurde an 21 Positionen gemessen. Die Auflösung in Umfangsrichtung ist verfahrensbedingt nicht frei wählbar und liegt bei 16 Meßfenstern pro Passage. Damit setzt sich das dreidimensionale Meßgitter in der Summe aus einer Anzahl von 3360 Meßpunkten zusammen. Die Verteilung der Meßpunkte in der Meridionalebene zeigt Abb. 2.5.

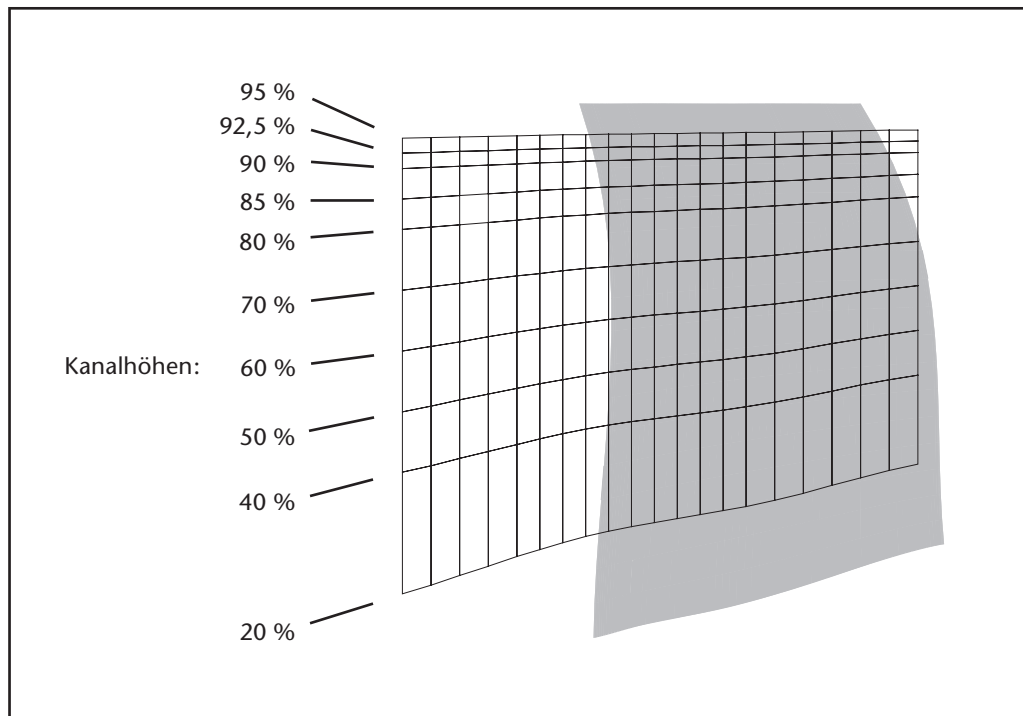


Abb. 2.5 Meridionalansicht des L2F-Meßgitters von Rotor 3

Die Messungen konzentrierten sich auf die beiden Betriebspunkte „Bester Stufenwirkungsgrad“ und „Nahe der Stabilitätsgrenze“. Wegen der langen Meßzeiten von ca. 40 Stunden pro Betriebspunkt wurde aus Sicherheitsgründen ein geringer Abstand zur Stabilitätsgrenze eingehalten und bei einem Massenstrom von 13 kg/s gemessen (vgl. Abb. 1.3).

#### 2.4 Instationäre Wanddruckmeßtechnik

Die mit dem L2F-Verfahren ermittelten Strömungsgrößen werden ergänzt durch rotorsynchrone, zeitlich hochaufgelöste Messungen des statischen Drucks auf der Gehäusewand über dem Rotor. Dazu wurden an einer Umfangsposition die periodisch instationären Druckverläufe von 14 in axialer Richtung äquidistant verteilten Druckaufnehmern simultan aufgezeichnet.

### 2.4.1 Durchführung der Messungen

Unter der Annahme einer rotorsynchronen, periodisch instationären Strömung kann bei einem stationären Betriebspunkt des Verdichters von den zeitlichen Druckverläufen auf eine Druckverteilung in Umfangsrichtung geschlossen werden. Man erhält somit eine zweidimensionale, stationäre Wanddruckverteilung im Relativsystem.

Bei Auslegungsdrehzahl liegt die Blattfolgefrequenz von Rotor 3 bei ca. 4,6 kHz. Um eine bestmögliche Auflösung der Meßpunkte in Umfangsrichtung zu erzielen, wurden spezielle, hochdynamische Druckaufnehmer verwendet. Laut Herstellerangaben beträgt die Grenzfrequenz der piezoresistiven Differenzdrucksensoren vom Typ „Kulite XCS-062-350D“ 300 kHz. Die mittels eines Stopfens wandbündig montierten Sensoren wurden mit 125 kHz abgetastet. Eine Schaufelpassage wird damit in Umfangsrichtung mit ca. 27 Meßpunkten aufgelöst. Die Sensoren haben einen Durchmesser von 1,6 mm und sind in axialer Richtung im Abstand von 5 mm angeordnet. Aufgrund des vergleichsweise geringen axialen Abstands zwischen Rotor und Stator erstreckt sich die Sensoranordnung bauraumbedingt nicht bis zur Hinterkante der Verdichterschaukel. Das zur Beurteilung der Blattspitzenströmung wesentliche Gebiet, in dem der Verdichtungsstoß und der Spaltwirbel verlaufen, wird jedoch optimal abgebildet. Das resultierende zweidimensionale Meßgitter ist exemplarisch für den Rotor 3 in Abb. 2.6 dargestellt. Die Drehzahlschwankung liegt bei einem stationären Betriebspunkt des Verdichters innerhalb der Meßdauer von maximal 20 Sekunden unter 10 U/min. Damit ist der Positionsfehler der Meßpunkte in Umfangsrichtung kleiner als 0,5 ‰.

Die Datenerfassung erfolgte mit drei synchronisierten, simultan abtastenden 14-bit A/D Wandlerkarten, die mit Differenzspannungseingängen ausgestattet sind. Um eine rotorsynchrone Mittelung der Meßdaten zu ermöglichen, wurde ein TTL-förmiger Rotorumdrehungsimpuls mit abgetastet.

Zur Kalibration der Druckaufnehmer wurde der instrumentierte Stopfen mit einer Kalibrationsvorrichtung verschraubt. So konnten alle Sensoren gleichzeitig mit einem Referenzdruck beaufschlagt werden, der mit einem hochgenauen Handkalibrationsgerät erzeugt wurde. Die Kalibration erfolgte in 10 kPa Schritten über einen Bereich von  $\pm 70$  kPa. Obwohl der Überlastbereich der Sensoren damit voll ausgenutzt wurde, zeigte sich ein linearer Zusammenhang zwischen der Sensorausgangsspannung und dem Referenzdruck. Um den Einfluß der Sensordrift zu minimieren, erfolgte vor und nach jeder Messung eine Bestimmung der Nullpunktspannung der Aufnehmer, deren Mittelwert bei der Auswertung verwendet wird.

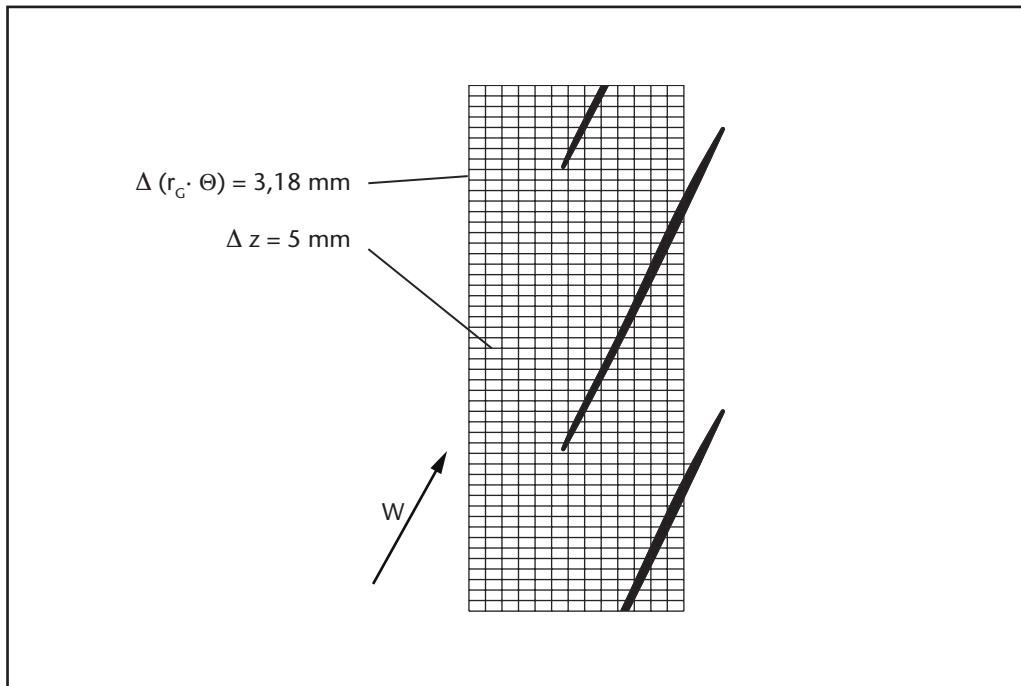


Abb. 2.6 Meßgitter der Wanddruckverteilung von Rotor 3

Zugunsten einer hohen Phasentreue und eines linearen Frequenzgangs der Meßkette wurde auf den Einsatz spezieller Meßverstärker und Anti-Alias Filter verzichtet. Um mögliche Störeinflüsse auf die Signalleitungen zu minimieren, ist der analoge Teil der Meßkette vollsymmetrisch mit kurzen, verdrehten und geschirmten Meßleitungen ausgeführt.

Bei der Abtastung eines analogen Meßsignals muß entsprechend dem Shannon'schen Abtasttheorems sichergestellt sein, daß das Signal keine Frequenzanteile enthält, die größer sind als die halbe Abtastfrequenz. Andernfalls treten im abgetasteten Signal Verfälschungen durch Scheinfrequenzen auf. Üblicherweise wird dies mit Hilfe einer analogen Tiefpaßfilterung des abzutastenden Signals realisiert. Im vorliegenden Fall wurden einige Sensoren exemplarisch mit ihrer Grenzfrequenz abgetastet und die Frequenzspektren der Signale mit denen einer Abtastung mit 125 kHz verglichen. Da die Spektren keine signifikanten Abweichungen aufweisen, ist davon auszugehen, daß keine bedeutenden, hochfrequenten Signalanteile auftreten. Es läßt sich systembedingt allerdings nicht vermeiden, daß die Sensoren unter Umständen von der Strömung mit einer Frequenz in der Nähe oder oberhalb ihrer Grenzfrequenz angeregt werden. Gerade in einem Transsonikverdichter besteht aufgrund der dort auftretenden Verdichtungsstöße die Möglichkeit, daß die Sensoren einen Drucksprung mit entsprechend hoher Bandbreite aufgeprägt bekommen und darauf mit ihrer bandbegrenzten Sprungantwort reagieren.

### 2.4.2 Auswertung der Messungen

Die aufgezeichneten Sensorausgangsspannungen wurden – unter Berücksichtigung des auf den Sensormembranen als Gegendruck wirkenden Umgebungsdrucks – in örtliche, statische Wanddrücke  $p_s(z, \Theta)$  umgerechnet. Für die Messungen bei stationärem Betriebspunkt des Verdichters schloß sich eine Ensemble-Mittelung der Meßdaten über die ca. 1500 aufgezeichneten Rotorumdrehungen an. Als Ergebnis liegen die rotorsynchronen, gleichgewichteten, örtlichen Mittelwerte des statischen Gehäusedruckes vor.

$$\bar{p}_s(z, \Theta) = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N p_{s,i}(z, \Theta) \quad \text{Gl. 2.2}$$

Weiterhin wurde die Standardabweichung der Einzelmessung [Bronstein (1993)], d.h. der mittlere quadratische Fehler (RMS) bestimmt.

$$\sigma_{\text{RMS}}(z, \Theta) = \sqrt{\sum \frac{[p_{s,i}(z, \Theta) - \bar{p}_s(z, \Theta)]^2}{N-1}} \quad \text{Gl. 2.3}$$

Die relative Standardabweichung berechnet sich aus der örtlichen Standardabweichung bezogen auf den lokalen Mittelwert.

$$\sigma_{\text{RMS, rel}}(z, \Theta) = \frac{\sigma_{\text{RMS}}(z, \Theta)}{\bar{p}_s(z, \Theta)} \quad \text{Gl. 2.4}$$

Um einen Vergleich mit Ergebnissen bei anderen Umgebungsbedingungen zu ermöglichen, läßt sich der dimensionslose Druckbeiwert gemäß Spurk (2004) bestimmen:

$$\bar{C}_p(z, \Theta) = \frac{\bar{p}_s(z, \Theta) - p_{t, \text{Eintritt}}}{\rho_{s, \text{Umgebung}} \cdot \frac{(\omega \cdot r)^2}{2}} \quad \text{Gl. 2.5}$$

### 2.4.3 Messungen bei transientem Betriebspunkt

Die simultane Abtastung aller Druckaufnehmer erlaubte Messungen während des Übergangs des Verdichters vom stabilen in den instabilen Betriebsbereich. Dazu wurde eine Messung bei dem letztmöglichen stabilen Betriebspunkt an der Stabilitätsgrenze gestartet und die Drossel in minimalen Schritten geschlossen bis „rotating stall“ eintrat.

Offensichtlich ist nach dem Auftreten von umlaufenden Stall-Zellen die Strömung nicht mehr periodisch instationär, sodaß für diese Messungen eine Ensemble-Mittelung über mehrere Rotorumdrehungen nicht mehr möglich ist. Es werden daher die ungemittelten Zeitverläufe der 14 Wanddrucksensoren als Konturdiagramm dargestellt und zu einer Analyse des Stalleintritts herangezogen.

Zur Identifikation der dem Stalleintritt vorausgehenden „spikes“ wird das Signal des am weitesten stromaufliegenden Sensors, das mit halber Blattfolgefrequenz tiefpaß-gefiltert wird, verwendet [*Camp und Day (1998)*]. Um bei der Filterung Phasenfehler auszuschließen, werden die abgetasteten Signale mit einem digitalen FIR-Filter nacheinander in beide Zeitrichtungen gefiltert [*Sielaff (2002)*].

Beim Überschreiten der Stabilitätsgrenze verringert sich die aerodynamische Belastung des Laufrades schlagartig. Bis der Drehzahlregler des Verdichterantriebes den damit verbundenen, kurzfristigen Anstieg der Rotordrehzahl um ca. 400 U/min ausgeglichen hat, vergeht ungefähr eine Sekunde. Damit beträgt der Positionsfehler in Umfangsrichtung ca. 2 % und wird bei der Auswertung vernachlässigt.

### 3 Experimentelle Untersuchung des Rotor 3

Auf die Beschreibung der verwendeten Meßtechniken im vorangegangenen Kapitel folgt nun die Darstellung ausgewählter Ergebnisse bei Auslegungsdrehzahl des Verdichters. Für die beiden charakteristischen Betriebszustände „Bester Stufenwirkungsgrad“ und „Nahe der Stabilitätsgrenze“ wird nach einer Darstellung des Verdichtungsstoßsystems die Geometrie der Spaltwirbeltrajektorie untersucht und die Instationarität der Blattspitzenströmung diskutiert. Der letzte Abschnitt dieses Kapitels widmet sich daraufhin der Analyse des Stalleintritts.

#### 3.1 Geschwindigkeitsfeld im Blattspitzenbereich

Je nach Größe des Laufspaltes und abhängig vom Betriebspunkt kann sich laut *Suder und Celestina (1996)* der Einfluß des Spaltwirbels auf die Hauptströmung bis hinab zu einer Kanalhöhe von ca. 90 % Kanalhöhe erstrecken. Um den Charakter der Hauptströmung in diesem Bereich näher beurteilen zu können, soll in diesem Abschnitt zunächst auf die mit Hilfe des 3D-L2F-Verfahrens ermittelten Geschwindigkeitsfelder in den beiden äußersten Meßebenen bei Auslegungsdrehzahl eingegangen werden.

Abbildung 3.1 zeigt die Machzahlen im Relativsystem in der Abwicklung bei einem Betriebspunkt in der Nähe des besten Wirkungsgrades der Verdichterstufe. Da die relative Anströmgeschwindigkeit der Schaufelprofile auf diesen Kanalhöhen im Überschall liegt, erfolgt die Druckerhöhung hier nicht mehr nur alleine durch eine stetige Verzögerung der Strömung. Wie aus Abb. 3.1 hervorgeht, bildet sich auf der Profilsaugseite ein ausgeprägtes Überschallgebiet aus. Es schließt mit einem Verdichtungsstoß ab, durch den die Strömung sprunghaft verzögert wird. Da die Axialkomponente der relativen Zuströmmachzahl kleiner als eins ist, beeinflussen die Schaufelprofile trotz der Überschallgeschwindigkeit die Zuströmung quasi bis ins Unendliche vor den Rotor.

Bei 92,5 % Kanalhöhe stellt sich in der Schaufelpassage ein schiefer Verdichtungsstoß ein. Die Stoßfront setzt sich aus dem Passagenstoß und der Kopfwelle zusammen und liegt an der Schaufelvorderkante an. Der leicht unstetige Verlauf der Stoßfront ist auf das Raster des Meßgitters (Abb. 2.5) zurückzuführen. Die Strömung bei 95 % Kanalhöhe stimmt qualitativ gut mit der bei 92,5 % überein.

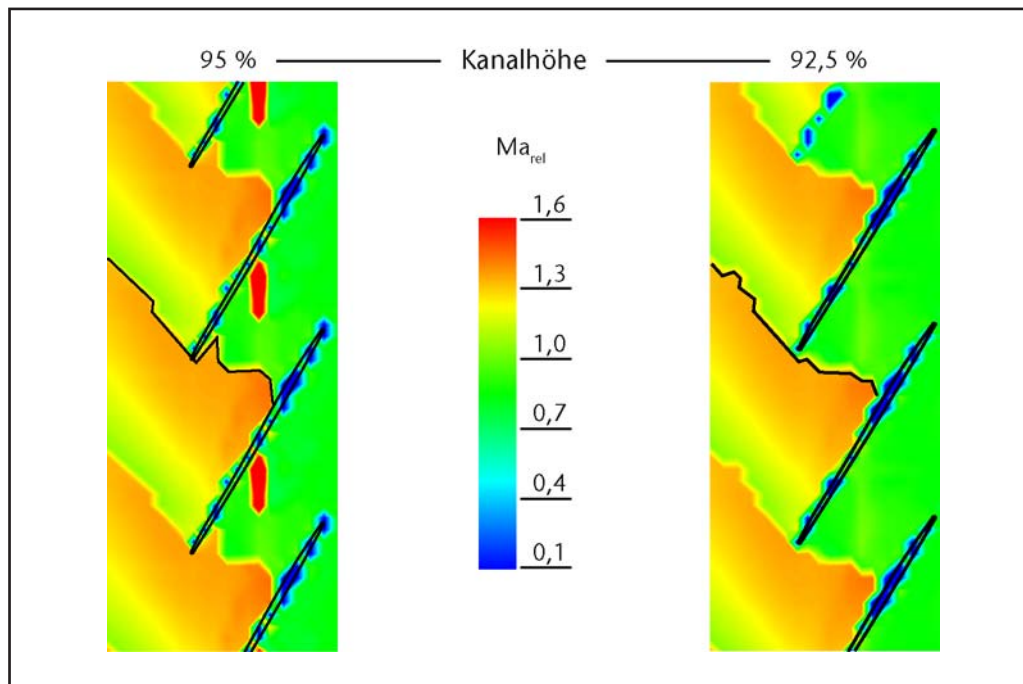


Abb. 3.1 Machzahl im Relativsystem (Bester Stufenwirkungsgrad)

Hier scheint sich jedoch ein Passagenstoß einzustellen, dessen stark gekrümmter Verlauf das Meßgitter nicht hinreichend auflöst, um auf die ursächlichen Phänomene schließen zu können. Lediglich der Knick nahe der Profilsaugseite legt dort das Auftreten eines lambda-förmigen Stoßes aufgrund der Interaktion von Verdichtungsstoß und der Profilsaugseite (Abb. 3.2) nahe.

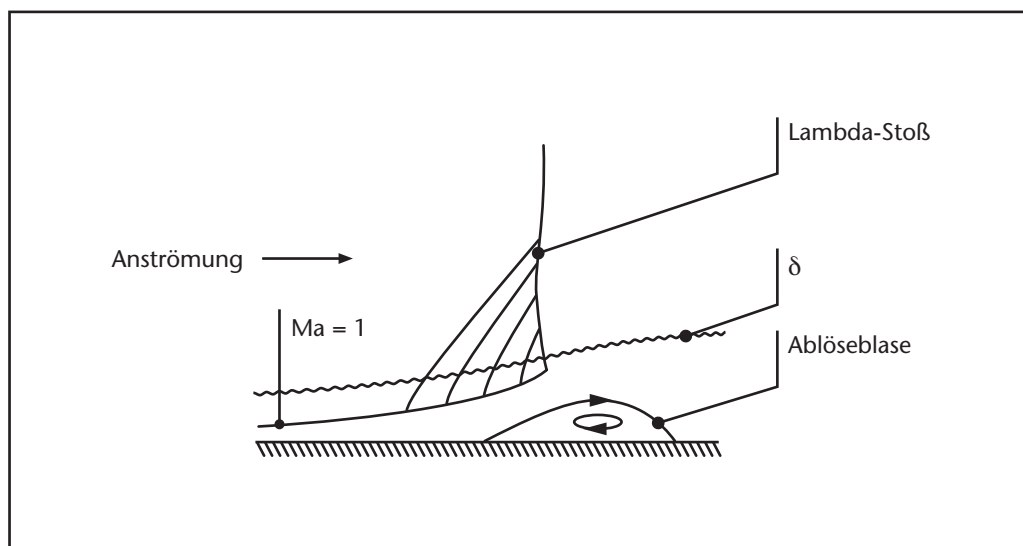


Abb. 3.2 Stoß-Grenzschicht-Interferenz, nach Hoeger und Broichhausen (1992)

In dem rot markierten Gebiet nahe der Druckseite ist die Schwankung der Strömungsgeschwindigkeit so groß, daß aus den Meßdaten keine aussagekräftigen Werte abgeleitet werden können.

Wird der Verdichter bis zu einem Betriebspunkt in der Nähe der Stabilitätsgrenze angedrosselt, so ändert sich die Lage des Verdichtungsstoßes. Wie aus Abb. 3.3 hervorgeht, drückt im vorliegenden Fall der Gegendruck den Passagenstoß und damit auch die Kopfwelle bis weit vor die Schaufelvorderkante. Auf beiden Kanalhöhen werden die Schaufelprofile folglich mit Unterschallgeschwindigkeit angeströmt. Im Gegensatz zum Betrieb bei angelegter Kopfwelle kann sich somit eine Druckstörung von der Passage stromab des Verdichtungsstoßes bis vor die Schaufelvorderkante ausbreiten und damit auf die Anströmung der Schaufel Einfluß nehmen.

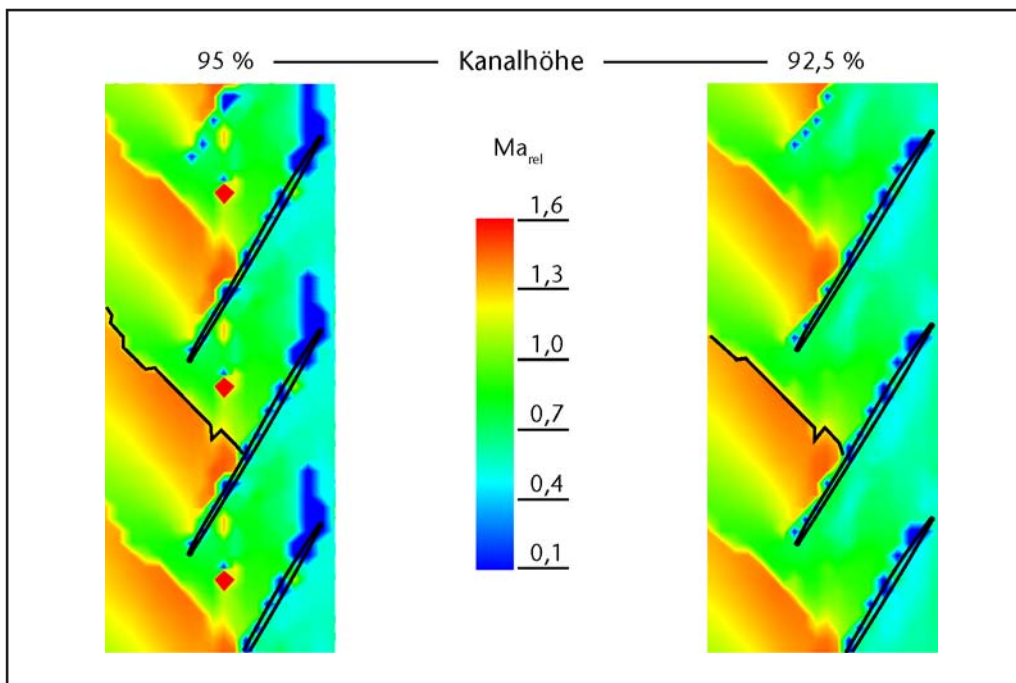


Abb. 3.3 Machzahl im Relativsystem (Nahe der Stabilitätsgrenze)

Bei 92,5 % Kanalhöhe wird ein Gebiet niedriger Machzahl (ca.  $Ma_{rel} = 0,5$ ) sichtbar, das parallel zur Schaufeldruckseite verläuft und dessen Ausprägung in Strömungsrichtung zunimmt. Es wird vom Spaltwirbel verursacht, der von dem erhöhten statischen Druck stromab des Verdichtungsstoßes stark verzögert wird und so zu einer Blockage der Hauptströmung führt [Hoeger et al. (2000)].

Im Vergleich zu einem konventionell gefädelt Rotor fällt das Blockagegebiet sehr moderat aus [Bergner *et al.* (2005)]. Es ist bei 95 % Kanalhöhe nicht mehr zu erkennen. Dafür treten dort direkt stromab einer Verwerfung der Stoßfront Unstetigkeiten im Geschwindigkeitsfeld auf. Da die Verwerfung ein typisches Kennzeichen für die Position ist, an der der Spaltwirbel auf den Verdichtungsstoß trifft, deutet dies auf die Anwesenheit einer starken Spaltströmung hin. An der Schaufelhinterkante bildet sich ein Gebiet mit sehr niedriger Machzahl. Es wird von Teilen der Spaltströmung, die von der Druckseite aus die Schaufelhinterkante umströmt, ausgelöst [Vo *et al.* (2005)].

Das Geschwindigkeitsfeld gibt keinen Anhaltspunkt für das in einigen numerischen Untersuchungen an der Stabilitätsgrenze beobachtete Aufplatzen des Spaltwirbels [Hofmann und Ballmann (2003), Wilke und Kau (2002)]. Es ist allerdings denkbar, daß dafür bei dem betrachteten Betriebspunkt der Abstand zur Stabilitätsgrenze noch zu groß ist. Aber selbst bei dem letztmöglichen stabilen Betriebspunkt ist es fraglich, ob das über mehrere 10000 Rotorumdrehungen mittelnde Meßverfahren ein vereinzeltes Aufplatzen des Wirbels, das gerade noch keinen „rotating stall“ auslöst, erfassen könnte.

Wie im Anhang Kapitel 7.1 dargestellt ist, bewirkt die starke Vorwärtspfeilung an der äußersten Blattspitze dort unter anderem eine Reduzierung der aerodynamischen Belastung. Dies führt aber im Umkehrschluß zu einem stärkeren Verdichtungsstoß bei mittlerer Kanalhöhe. Wie aus Abb. 3.4 hervorgeht, kommt es deshalb nahe der Stabilitätsgrenze zu einer stoßinduzierten Ablösung der Profilhenschicht (vgl. Abb. 3.2). Das Ablösegebiet folgt in radialer Richtung dem Stoßverlauf und wird zur Blattspitze hin kleiner. Die Strömung legt sich stromab der Ablöseblase wieder an, kann jedoch auf den äußersten Profilschnitten der Umlenkung, die kurz vor Erreichen der Schaufelhinterkante ansteigt, nicht mehr folgen und löst erneut ab.

Die Ergebnisse bestätigen das in der Einleitung beschriebene Auslegungskonzept des Rotors. Die Vorwärtspfeilung führt zu einer reduzierten Stoßstärke im Blattspitzenbereich. Somit werden die Gehäusewand- und die Profilhenschicht vergleichsweise niedrig belastet. Das geringe Spaltmaß verringert das Ausmaß der Spaltströmung, die sich zudem auf eine große Sehnenlänge verteilen kann. Sowohl die Interaktion von Spaltwirbel und Verdichtungsstoß als auch die daraus resultierende Blockage fällt moderat aus. Besonders deutlich wird dies im Betriebspunkt bei bestem Stufenwirkungsgrad. Dort treten in den beiden betrachteten Kanalhöhen keinerlei Blockagegebiete auf.

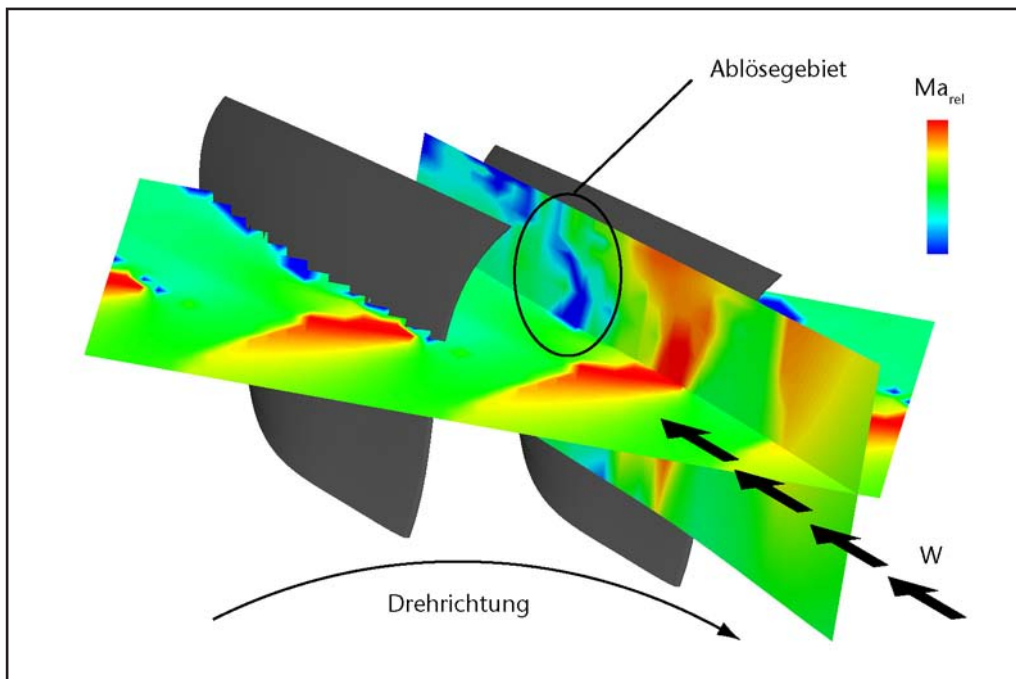


Abb. 3.4 Stoßinduzierte Ablösung der Profilhenschicht (Nahe der Stabilitätsgrenze)

Die Betrachtung des Geschwindigkeitsfeldes vermittelt zwar einen guten Überblick über den Charakter der Blattspitzenströmung. Die Analyse der Ergebnisse gibt aber keinen Aufschluß darüber, welche Phänomene dazu beitragen, den stabilen Arbeitsbereich zu begrenzen. Ebenso ist aus dem Geschwindigkeitsfeld der Verlauf des Spaltwirbels nicht ersichtlich.

Da dem Spaltwirbel für den Stalleintritt eine bedeutende Rolle beigemessen wird, soll im folgenden Abschnitt der Verlauf des Spaltwirbels näher untersucht werden.

### 3.2 Geometrie der Spaltwirbeltrajektorie

Aus dem experimentell bestimmten Geschwindigkeitsfeld läßt sich laut *Wernet et al. (2002)* die Trajektorie sowie die räumliche Ausdehnung des Spaltwirbels am besten an Hand der radialen Geschwindigkeitskomponente visualisieren. Ergänzend wird auf die Verteilung des statischen Drucks an der Gehäusewand zurückgegriffen, um die Länge der Spaltwirbeltrajektorie bis zum Erreichen des Verdichtungsstoßes zu ermitteln.

### 3.2.1 Verlauf der Spaltwirbeltrajektorie

Bei den in diesem Abschnitt dargestellten Ergebnissen ist zu beachten, daß der Spaltwirbel nicht auf einer konstanten Kanalhöhe verläuft. Wie z.B. in *Hah et al. (2004)* dargelegt, verlagert sich der Wirbelkern in seinem Verlauf zu niedrigeren Kanalhöhen. Typischerweise findet er sich, abhängig unter anderem vom Betriebspunkt, im Bereich von 95-98 % Kanalhöhe. Da die Ergebnisse der 3D-L2F-Messungen im relevanten Blattspitzenbereich nur auf diskreten Höhen von 92,5 % und 95 % vorliegen, können sie nur einen Anhaltswert für den Trajektorienverlauf liefern.

Abbildung 3.5 zeigt die Verteilung der radialen Komponente der Machzahl im Relativsystem. Es wird deutlich, daß sich der Spaltwirbel im vorliegenden Fall selbst bei dem Betriebspunkt nahe des besten Stufenwirkungsgrades bis hinab zu 92,5 % Kanalhöhe auswirkt. Bereits auf halber Strecke bis zum Erreichen des Passagenstoßes zeigt sich dort eine in Richtung der Nabe zeigende Strömungskomponente. Die Trajektorie verläuft geradlinig, bis sie fast senkrecht auf den Passagenstoß trifft. Nach der Interaktion mit dem Verdichtungsstoß wird der Spaltwirbel aufgrund von Sekundärströmungseffekten in Richtung der Schaufeldruckseite abgelenkt.

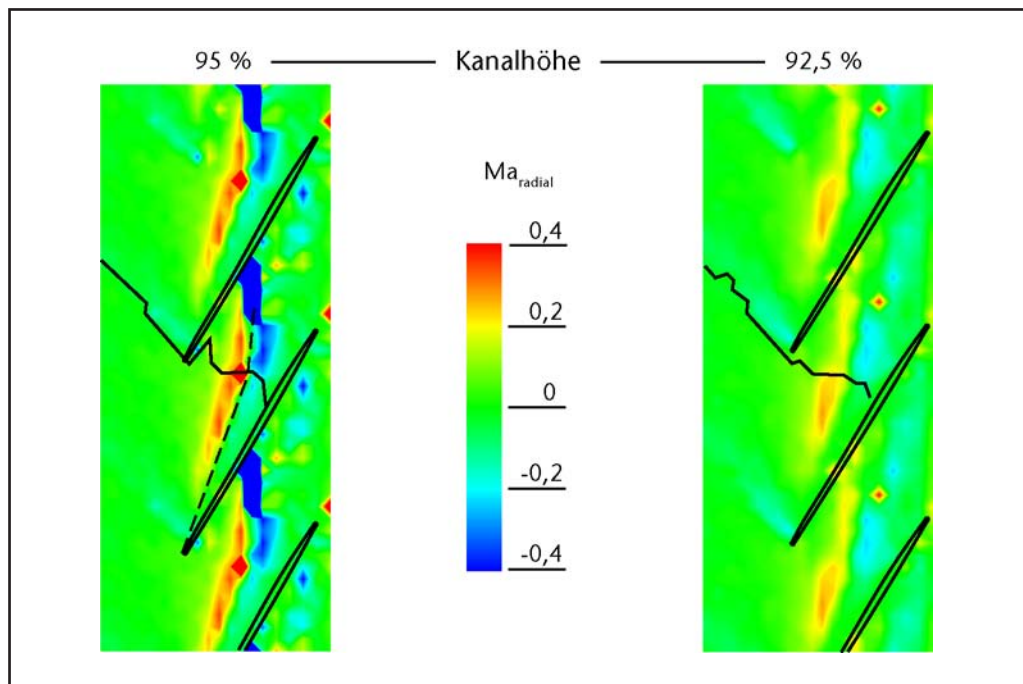


Abb. 3.5 Radiale Komponente der Relativmachzahl (Bester Stufenwirkungsgrad)

Der Austrittswinkel der Spaltwirbeltrajektorie wird in erster Linie von dem Verhältnis zwischen dem Impuls der Spalt- und der Hauptströmung bestimmt [Chen *et al.* (1991)]. Er ändert sich stromauf des Verdichtungsstoßes kaum, wenn der Betriebspunkt in die Nähe der Stabilitätsgrenze (Abb. 3.6) verlagert wird. Obwohl sich wegen der gestiegenen aerodynamischen Belastung der Impuls der Spaltströmung erhöht, steigt anscheinend der Impuls der Hauptströmung im Überschallgebiet vor dem Verdichtungsstoß in ähnlichem Maß an (vgl. Abb. 3.1 und Abb. 3.3).

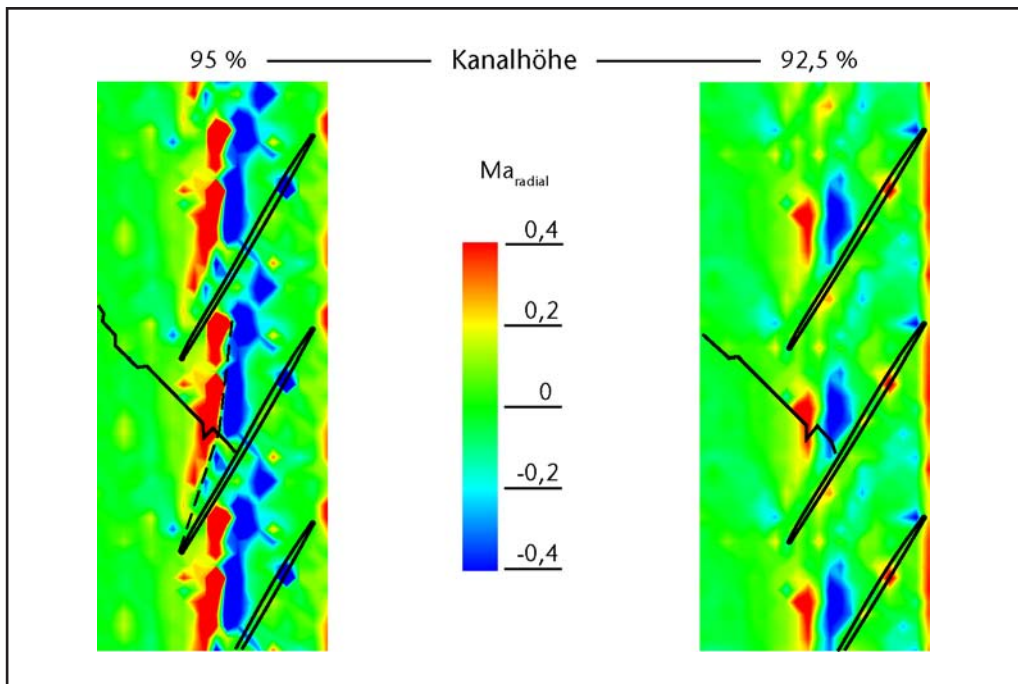


Abb. 3.6 Radiale Komponente der Relativmachzahl (Nahe der Stabilitätsgrenze)

Im Vergleich zum Betriebspunkt bei bestem Stufenwirkungsgrad nehmen die Zirkulation und die räumliche Ausdehnung des Spaltwirbels zu. In Übereinstimmung mit den Ergebnissen von Hah *et al.* (2004) wird der Spaltwirbel stromab des Verdichtungsstoßes offensichtlich weiter in Richtung der Nabe abgelenkt. Auch die Interaktion von Spaltwirbel und Verdichtungsstoß ist intensiver. Das Interaktionsgebiet reicht bis hinab zur Kanalhöhe von 92,5 %. Der Spaltwirbel trifft schräg auf den Passagenstoß. Die Wirbeltrajektorie ist auch stromab des Stoßes gut definiert. Es ist kein Aufplatzen des Spaltwirbels aufgrund der Interaktion mit dem Verdichtungsstoß erkennbar. Die Ablenkung der Wirbeltrajektorie stromab des Verdichtungsstoßes in Richtung der Schaufeldruckseite fällt etwas stärker aus. Neben einer möglichen Zunahme der Sekundärströmung stromab des Verdichtungsstoßes ist dies auch mit der unterschiedlichen Interaktion von Spaltwirbel und Verdichtungsstoß zu erklären.

Zur Verdeutlichung sind die Verhältnisse für die beiden betrachteten Betriebspunkte unter Vernachlässigung der Sekundärströmung für den vereinfachten, zweidimensionalen Fall in Abb. 3.7 wiedergegeben.

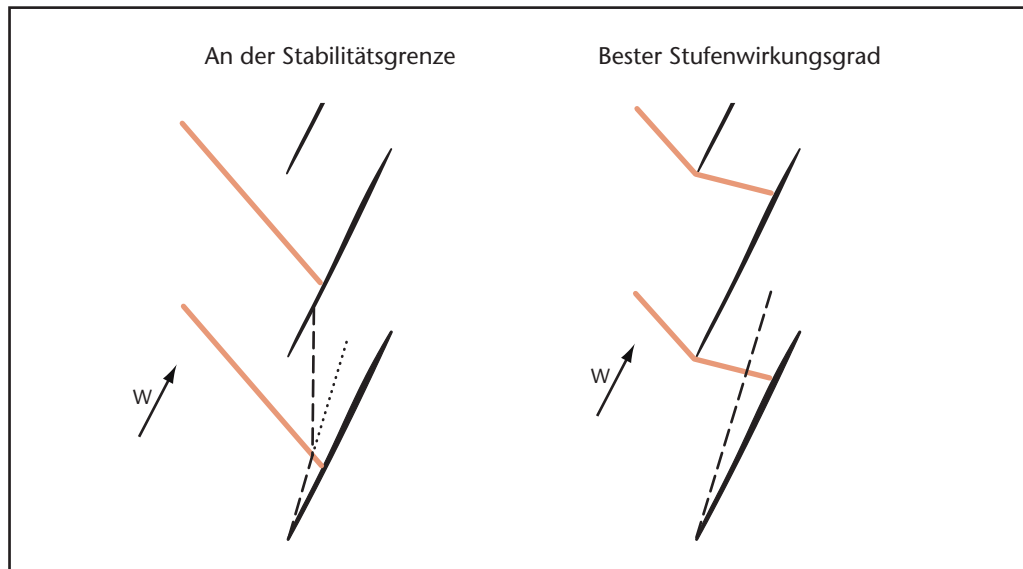


Abb. 3.7 Stoß-Spaltwirbel-Interaktion

Der schiefe Passagenstoß bei „bestem Stufenwirkungsgrad“ führt dazu, daß der Spaltwirbel senkrecht auf den Verdichtungsstoß trifft. Im ange-drosselten Zustand bleibt zwar wie erläutert der Trajektorienwinkel strom-auf des Verdichtungsstoßes nahezu unverändert. Allerdings verläuft der Verdichtungsstoß wegen des erhöhten Gegendrucks gerade. Der Spaltwirbel trifft nicht mehr senkrecht auf den Verdichtungsstoß und wird daher stärker in Richtung der Schaufeldruckseite abgelenkt.

Weil der Verdichtungsstoß nach stromauf verschoben ist, setzt auch die Ablenkung der Wirbeltrajektorie früher ein. Damit verlagert sich der Bereich, in dem der Spaltwirbelkern auf die Druckseite trifft, im Mittel von ca. 40 % zu ca. 25 % der Sehnenlänge. Der Spaltwirbel erreicht demnach auch beim Betrieb nahe der Stabilitätsgrenze die benachbarte Verdichterschaufel stromauf des Verdichtungsstoßes, der bei rund 44 % auf die Profilaugseite trifft. Folglich wirkt eine durch das Auftreffen des Spaltwirbels ausgelöste Störung des Spaltdruckgefälles auf den Spaltwirbel in der benachbarten Schaufelpassage. Eine Schwankung der Spaltwirbelstärke kann sich somit in Umfangsrichtung ausbreiten. Die numerische Simulation der Strömung über mehrere Rotorpassagen eines Unterschallverdichters von *Yamada et al. (2004)* zeigt, daß dies sogar zu einer selbstinduzierten Oszillation des Spaltwirbels führen kann. *Mailach et al. (2001)* bezeichnen ein ähnliches Phänomen als „Rotating Instabilities“.

Nach der Diskussion des Spaltwirbelverlaufes soll im folgenden Unterabschnitt die Länge der Spaltwirbeltrajektorie bis zum Erreichen des Passagenstoßes quantifiziert werden.

### 3.2.2 Trajektorienlängen

Die Betrachtung der Länge, die dem Spaltwirbel zwischen dem Austritt aus dem Spalt und dem Stoßdurchtritt zur Verfügung steht, knüpft an die numerische Untersuchung des Rotor 3 von *Kablitz (2003)* an. Ein Grundgedanke bei der Auslegung war es, diese Länge, in der der Spaltwirbel mit Energie aus der Hauptströmung angereichert wird, zu vergrößern. Auf diese Weise sollte das Aufplatzen des Spaltwirbels aufgrund des erhöhten statischen Drucks stromab des Verdichtungsstoßes hinausgezögert und so der Arbeitsbereich erweitert werden.

Die Ergebnisse der numerischen Simulation zeigten, daß die für den Impulsaustausch mit der Hauptströmung zur Verfügung stehende Länge bei den betrachteten Betriebspunkten gegenüber dem Basisentwurf Rotor 1 deutlich angestiegen ist. Allerdings konnte der erweiterte Betriebsbereich des Rotor 3 mit den numerischen Berechnungen nicht vollständig nachvollzogen werden. Anhand der nun experimentell bestimmten Verteilung des statischen Gehäusewanddrucks kann der Vergleich der Trajektorienlängen zwischen Basisentwurf und dem Rotor 3 bis unmittelbar zur Stabilitätsgrenze erfolgen.

Die Ergebnisse der über 1500 Rotorumdrehungen ensemble-gemittelten, statischen Wanddruckverteilung für drei aufeinanderfolgende Schaufelpassagen des Basisentwurfs Rotor 1 sind in Abb. 3.8 dargestellt. Die Messungen wurden bei bestem Stufenwirkungsgrad, einem etwas stärker ange-drosselten Betriebspunkt sowie direkt an der Stabilitätsgrenze vorgenommen.

Es zeigt sich, daß sich der Spaltwirbel bei bestem Stufenwirkungsgrad nicht sofort an der Schaufelvorderkante, sondern erst bei ca. 20 % der Sehnenlänge ausbildet. Dies ist auf das vergleichsweise niedrige Spaltdruckgefälle im Bereich der Schaufelvorderkante bis zu diesem Punkt zurückzuführen. Die Länge der Spaltwirbeltrajektorie bis zum Verdichtungsstoß wird zusätzlich dadurch verkürzt, daß die Kopfwelle bei diesem Betriebspunkt bereits von der Schaufelvorderkante abgelöst ist. Günstig wirkt sich dagegen der schräge Passagenstoß aus.

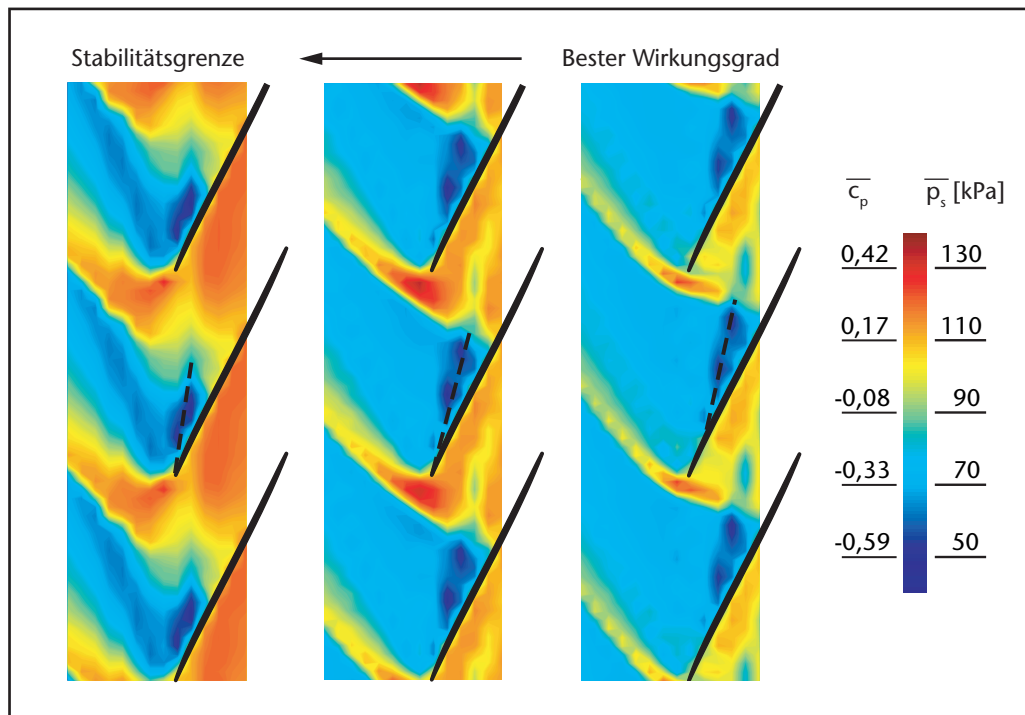


Abb. 3.8 Rotor 1: Statischer Druck an der Gehäusewand

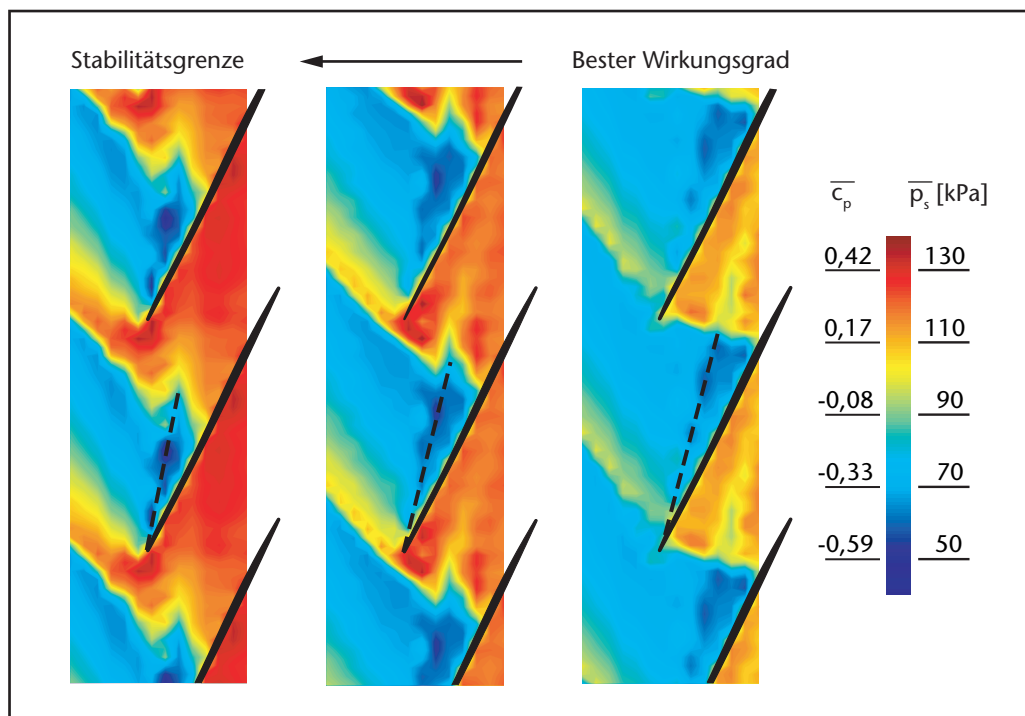


Abb. 3.9 Rotor 3: Statischer Druck an der Gehäusewand

Bei dem weiter angedrosselten Betriebspunkt nimmt die Länge der Spaltwirbeltrajektorie bis zum Verdichtungsstoß leicht zu. Der Passagenstoß richtet sich zwar zu einem fast geraden Stoß auf und die gesamte Stoßfront wird von dem erhöhten Gegendruck stromauf verschoben. Dies wird jedoch dadurch kompensiert, daß nun der Spaltwirbel bereits an der Vorderkante aus dem Spalt tritt.

An der Stabilitätsgrenze ist die Kopfwelle im Verhältnis zur Sehnenlänge sehr weit abgelöst und der Winkel, unter dem der Spaltwirbel austritt, hat zugenommen. Die Trajektorienlänge fällt kürzer aus. Der Passagenstoß wird, vermutlich wegen einer starken Instationarität des Interaktionsgebietes, verschmiert wiedergegeben. Daher ist die ermittelte Trajektorienlänge mit einer erhöhten Ungenauigkeit verbunden.

Abbildung 3.9 zeigt die Verteilungen des statischen Wanddrucks von Rotor 3. Es wird deutlich, daß der Verdichtungsstoß an der Blattspitze bei allen betrachteten Betriebspunkten gegenüber dem des Rotor 1 an Stärke gewonnen hat. Das Entwurfsziel, die Länge der Spaltwirbeltrajektorie bis zur Interaktion mit dem Verdichtungsstoß zu vergrößern, wurde offensichtlich erreicht. Bei bestem Stufenwirkungsgrad fällt der Passagenstoß deutlich schräger aus und ist zudem noch in der Schaufelpassage. Auch tritt der Spaltwirbel weiter stromauf, knapp hinter der Schaufelvorderkante aus dem Spalt. Folglich ist die Spaltwirbeltrajektorie länger als bei dem Basisentwurf. Wird der Verdichter weiter angedrosselt, verringert sich die Trajektorienlänge durch den stromauf gewanderten, von der Vorderkante abgelösten Verdichtungsstoß. Die Länge der Spaltwirbeltrajektorie nimmt bis zum Erreichen der Stabilitätsgrenze noch weiter ab. Sie ist dort jedoch noch merklich größer als bei Rotor 1. Im Vergleich zum Basisentwurf fällt auf, daß der Verdichtungsstoß weniger weit von der Schaufelvorderkante abgelöst und in der Schaufelpassage noch klar definiert ist.

Zur Veranschaulichung sind in Abb. 3.10 die Längen der Spaltwirbeltrajektorien beider Rotoren für die drei betrachteten Betriebspunkte über dem Massenstrom relativ zum Auslegungspunkt dargestellt. Für den Impulsaustausch zwischen dem Spaltwirbel und der Hauptströmung ist bei vergleichbarem Machzahlniveau die absolute Länge der Spaltwirbels maßgeblich. Deshalb sind sowohl die dimensionsbehafteten als auch die auf die jeweilige Sehnenlänge bezogenen Werte angegeben.

Die Länge des Spaltwirbels von Rotor 3 liegt im gesamten betrachteten Arbeitsbereich auf einem erheblich höheren Niveau als die des Rotor 1. Mit zunehmender Androsselung nimmt sie kontinuierlich ab und verhält sich annähernd proportional zum Massenstrom.

Die Ergebnisse von Rotor 1 zeigen, daß die Länge der Spaltwirbeltrajektorie zuerst zunimmt, wenn der Verdichter ausgehend vom besten Stufenwirkungsgrad angedrosselt wird. Dies ist darauf zurückzuführen, daß der Austrittspunkt des Spaltwirbels zunächst nicht an der Schaufelvorderkante liegt.

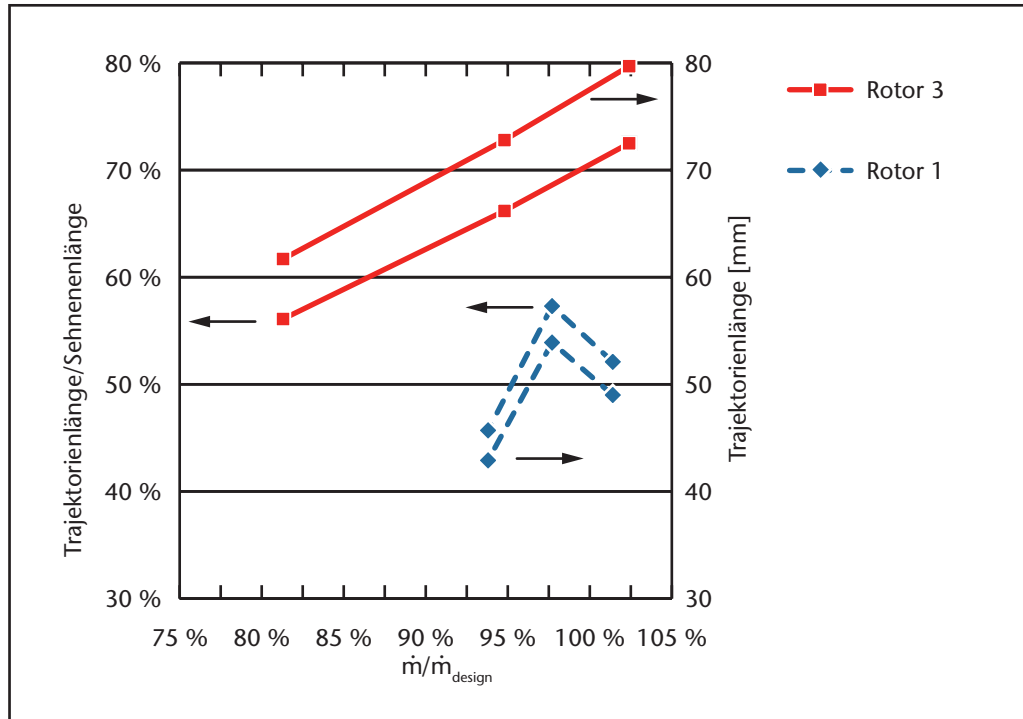


Abb. 3.10 Vergleich der Trajektorienlängen bei Auslegungsdrehzahl

Bemerkenswert ist jedoch, daß der Rotor 3 das im Vergleich zu Rotor 1 größere Potential seiner merklich längeren Spaltwirbeltrajektorie nicht auszunutzen scheint. Die experimentellen Ergebnisse liefern zudem weder einen Anhaltspunkt dafür, daß sich an der Stabilitätsgrenze ein Aufplatzen des Spaltwirbels ankündigt, noch zeigt sich eine deutliche Zunahme der Blockage. Die Ergebnisse legen vielmehr die Vermutung nahe, daß der stabile Arbeitsbereich des Rotor 3 auf eine andere Weise begrenzt wird.

Bis hier basiert die Analyse lediglich auf zeitlich gemittelten Meßwerten. Der folgende Abschnitt soll deshalb Aufschluß darüber geben, ob diese stark vereinfachte Betrachtungsweise der Komplexität des Strömungsfeldes gerecht wird.

### 3.3 Instationarität der Blattspitzenströmung

Bei den Ergebnissen, die in den beiden vorangegangenen Abschnitten diskutiert wurden, handelt es sich um zeitlich gemittelte Werte der jeweiligen Strömungsgröße. Um die Instationarität der Strömung im Blattspitzenbereich zu beurteilen, wird in diesem Abschnitt die relative Standardabweichung der mit dem 3D-L2F-Verfahren ermittelten Strömungsgeschwindigkeit betrachtet. Bei den Ergebnissen der Wanddruckmessungen besteht zudem die Möglichkeit, auf den zeitlichen Verlauf des Spaltdruckgefälles und die Fluktuation der Wirbeltrajektorie zu schließen.

#### 3.3.1 Instationarität des Strömungsfeldes

Das von *Schulze (1995)* experimentell bestimmte Turbulenzniveau der Zuströmung fällt mit rund einem Prozent vergleichsweise niedrig aus. Da der Prüfstand zudem ohne Vorleitrad ausgeführt ist, deuten Schwankungen der Strömungsgrößen während eines Meßintervalls direkt auf eine Instationarität der Strömung im Verdichter hin.

Bei den 3D-L2F-Messungen wird die Häufigkeitsverteilung der gemessenen Partikelflugzeiten herangezogen, um eine relative Standardabweichung anzugeben (vgl. Kapitel 2.3). Sie ist auf den gemittelten Betrag der lokalen Strömungsgeschwindigkeit bezogen. Abbildung 3.11 zeigt die Verteilung der Standardabweichung für den Betriebspunkt bei bestem Stufenwirkungsgrad. An den rot markierten Meßpunkten können keine aussagefähigen Werte ermittelt werden. Typischerweise tritt dies im Bereich der Schaufelausblendung oder sehr starker Instationarität der Strömung auf. Bei diesem Betriebspunkt fallen auf den beiden betrachteten Kanalhöhen die Schwankungen entlang der Stoßfront vergleichsweise niedrig aus. Demnach kann der überwiegende Teil der detektierten Partikel dem starken Geschwindigkeitsgradienten über dem Verdichtungsstoß gut folgen.

Der Verlauf des Spaltwirbels ist durch eine erhöhte Instationarität gekennzeichnet. Bereits stromauf des Verdichtungsstoßes beträgt die Standardabweichung bei 95 % Kanalhöhe annähernd 10 %. Stromab des Verdichtungsstoßes erstreckt sich der Bereich, der vom Spaltwirbel beeinflusst wird, auf fast die gesamte Schaufelpassage. In einem eng begrenzten Gebiet steigt die Standardabweichung auf ca. 50 % an. Diese Zone, in der die Strömungsgrößen besonders intensive Schwankungen aufweisen, ist auch in der Verteilung der Relativmachzahl (Abb. 3.1) sichtbar. Selbst in der Meßebeine bei 92,5 % tritt dieser Bereich noch deutlich hervor.

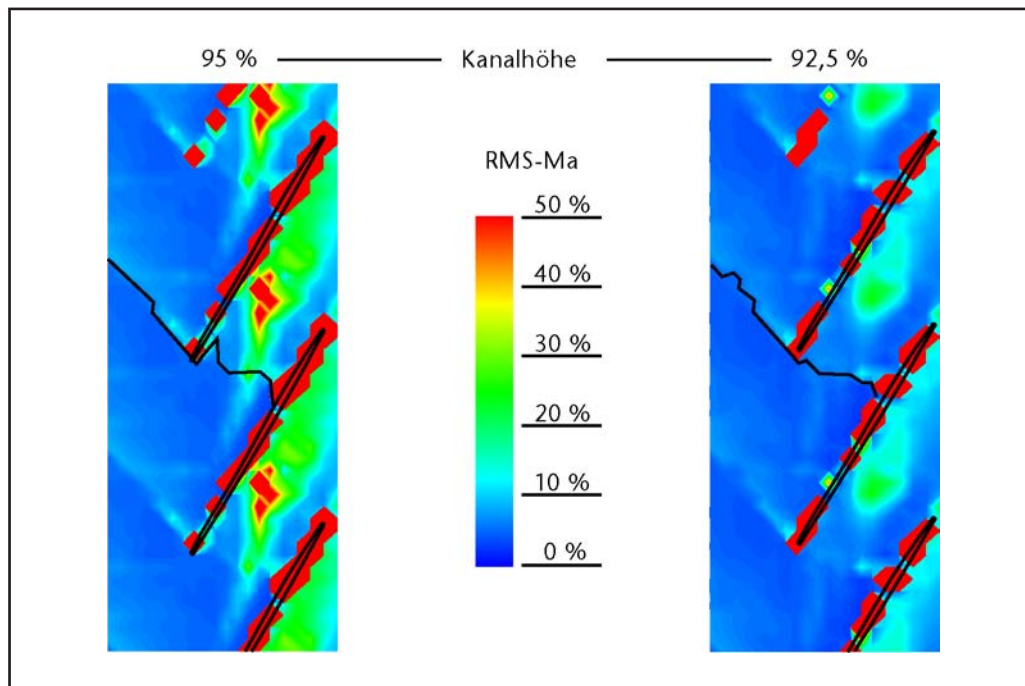


Abb. 3.11 Relative Standardabweichung der L2F-Ergebnisse (Beste Stufenwirkungsgrad)

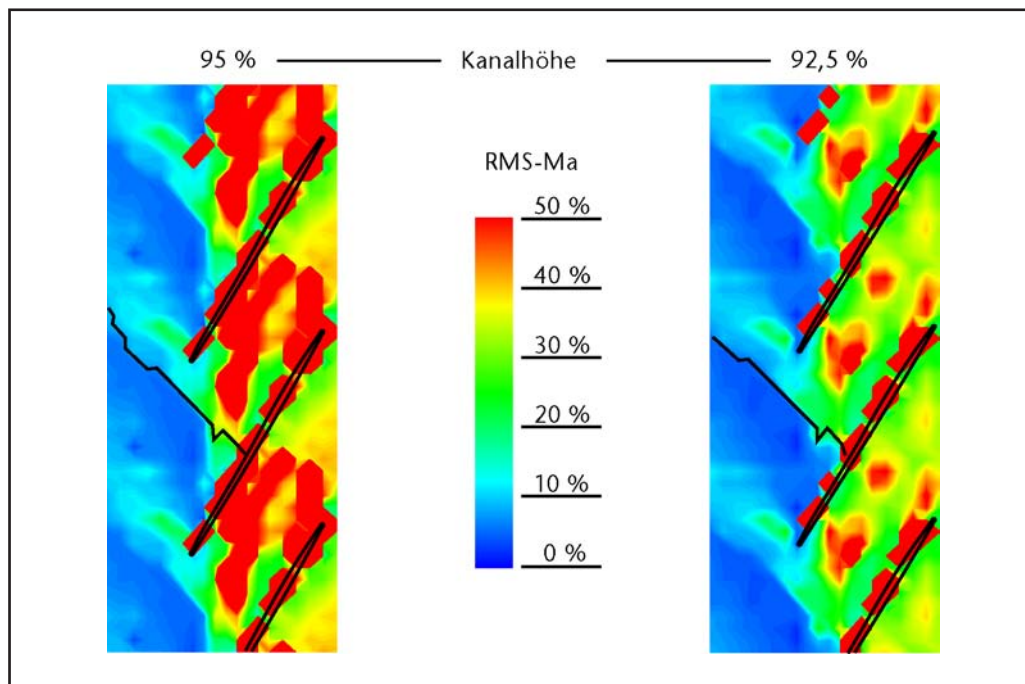


Abb. 3.12 Relative Standardabweichung der L2F-Ergebnisse (Nahe Stabilitätsgrenze)

An der Stabilitätsgrenze nimmt die Instationarität der Strömung stromab des Verdichtungsstoßes signifikant zu (Abb. 3.12). Auf beiden betrachteten Kanalhöhen beträgt die Standardabweichung in der gesamten Schaufelpassage mindestens 10 %. Bei 92,5 % Kanalhöhe liegt sie in weiten Teilen der Strömung oberhalb 30 %. Noch größere Schwankungen finden sich auf 95 % Kanalhöhe. Dort übersteigt die Instationarität stromab des Verdichtungsstoßes sowohl entlang der Spaltwirbeltrajektorie als auch an der Schaufelhinterkante den Wert, bis zu dem das Auswerteverfahren eine korrekte Quantifizierung erlaubt.

Auf der Profilsaugseite fällt nahe der Schaufelvorderkante ein Gebiet mit einer Standardabweichung von mehr als 20 % auf. Es erstreckt sich in radialer Richtung über beide Kanalhöhen. Eine Schwankung der Strömungsgeschwindigkeit in diesem Bereich deutet auf einen wandernden Staupunkt hin. Schon eine kleine Verlagerung des Staupunktes in Richtung der Druckseite hat einen merklichen Anstieg der Übergeschwindigkeit auf der Saugseite zur Folge. Ermöglicht durch die bei diesem Betriebspunkt abgelöste Kopfwelle geht mit der Fluktuation des Spaltwirbels stromab des Verdichtungsstoßes anscheinend eine Blockagewirkung einher, die auch den Zuströmwinkel des Schaufelprofils schwanken läßt.

Weiterhin ist bemerkenswert, daß die Standardabweichung auf der Druckseite bei 95 % Kanalhöhe nahe der Schaufelvorderkante bereits ca. 15 % beträgt. Von dort steigt sie bis zu dem Gebiet, in dem der Spaltwirbel auf die Druckseite trifft, auf über 40 % an. Es ist zu vermuten, daß sich das Auftreffen des Spaltwirbels auf der Druckseite auch über den Spalt hinweg auf den nächsten Spaltwirbel und damit auch auf die benachbarte Schaufelpassage auswirkt. Dort treten nahe der Saugseite stromauf des Verdichtungsstoßes Standardabweichungen von rund 15 % auf.

Für eine genauere Betrachtung der Verhältnisse an der Blattspitze bietet es sich an, zusätzlich auf die Messungen des statischen Drucks an der Gehäusewand oberhalb des Rotors zurückzugreifen. Die Verteilung der relativen Standardabweichung der ensemble-gemittelten Druckverteilung in Abb. 3.13 unterstützt die These. Auch hier zeigt sich auf der Druck- und auf der Saugseite von der Schaufelvorderkante bis zu ca. 20 % Sehnenlänge eine starke Schwankung der gemessenen statischen Drücke.

Im Gegensatz zu den Meßergebnissen bei 95 % Kanalhöhe (Abb. 3.13) befindet sich an der Gehäusewand das Gebiet mit der höchsten Instationarität stromauf des Verdichtungsstoßes. Zur Veranschaulichung ist der Verlauf des maximalen Druckgradienten aus der gemittelten Darstellung der Wanddruckverteilung (Abb. 3.9) weiß eingezeichnet.

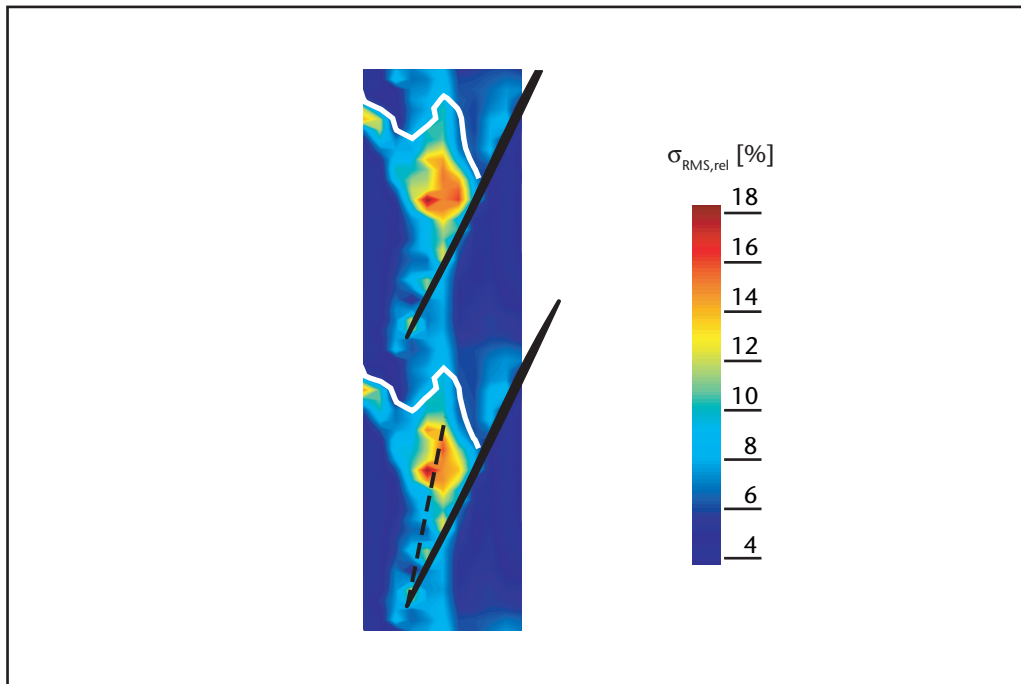


Abb. 3.13 Relative Standardabweichung des stat. Wanddrucks (An der Stabilitätsgrenze)

Die erhöhten Schwankungswerte auf der Saugseite stromab des Verdichtungsstoßes sind typisch für eine starke Wechselwirkung von Verdichtungsstoß und Profilgrenzschicht (vgl. Abb. 3.2). Mit dieser Interaktion geht zumeist auch eine erhöhte Oszillation der Stoßlage einher. Es ist deshalb anzunehmen, daß die Instationarität der Strömung im Bereich des Passagenstoßes auch auf dessen Interaktion mit der Gehäusegrenzschicht zurückzuführen ist. Diese wandnahe Oszillation des gesamten Passagenstoßes wird zusätzlich von der Interaktion mit dem fluktuierenden Spaltwirbel unterstützt. Der Passagenstoß bewegt sich folglich synchron zu einem Blockageanstieg, der von einer starken Interaktion mit der Gehäusegrenzschicht ausgelöst wird, stromauf. Die Instationarität des Interaktionsgebietes von Spaltwirbel und Verdichtungsstoß übersteigt jedoch die der Stoßoszillation deutlich.

Die Analyse der Schwankungsgrößen des Geschwindigkeits- und Druckfeldes zeigt, daß das Strömungsfeld vor allem nahe der Stabilitätsgrenze zeitweise erheblich von den gemittelten Darstellungen (vgl. z.B. Abb. 3.3, Abb. 3.6 und Abb. 3.9) abweicht. Die hohen Standardabweichungen auf Druck- und Saugseite im Bereich der Schaufelvorderkante lassen vermuten, daß das Auftreffen des Spaltwirbels auf die Druckseite eine Schwankung des Spaltdruckgefälles und damit der Spaltwirbelstärke zur Folge hat. Der nächste Unterabschnitt widmet sich daher der Instationarität des Spaltdruckgefälles.

### 3.3.2 Schwankung des Spaltdruckgefälles

Die Verteilung des relativen Fehlers in Abb. 3.13 gibt Aufschluß darüber, wo das Strömungsfeld in unmittelbarer Gehäusenähe instationär ist. Es stellt sich aber die Frage, ob das Spaltdruckgefälle und damit auch die Intensität des Spaltwirbels entsprechende Schwankungen aufweist, oder ob die zeitlichen Schwankungen auf der Druckseite synchron zu denen auf der Saugseite sind und folglich das Spaltdruckgefälle von der Instationarität ausgenommen bleibt.

Das Spaltdruckgefälle ist üblicherweise als der Druckgradient senkrecht zur Profilschneide definiert. Eine entsprechende Auswertung der Wanddruckmessungen erscheint auf den ersten Blick fragwürdig, da so für die Differenzbildung Druckwerte herangezogen werden müßten, die entsprechend der Abtastrate von 125 kHz mit einem Zeitversatz von 8 ns aufgenommen worden sind. Es wurde daher versucht, an drei Positionen im Bereich der Schaufelvorderkante das Spaltdruckgefälle durch eine Differenzbildung je zweier Druckwerte, die entweder senkrecht zur Profilschneide verlaufen oder gleichzeitig abgetastet wurden, anzunähern (vgl. Abb. 3.14).

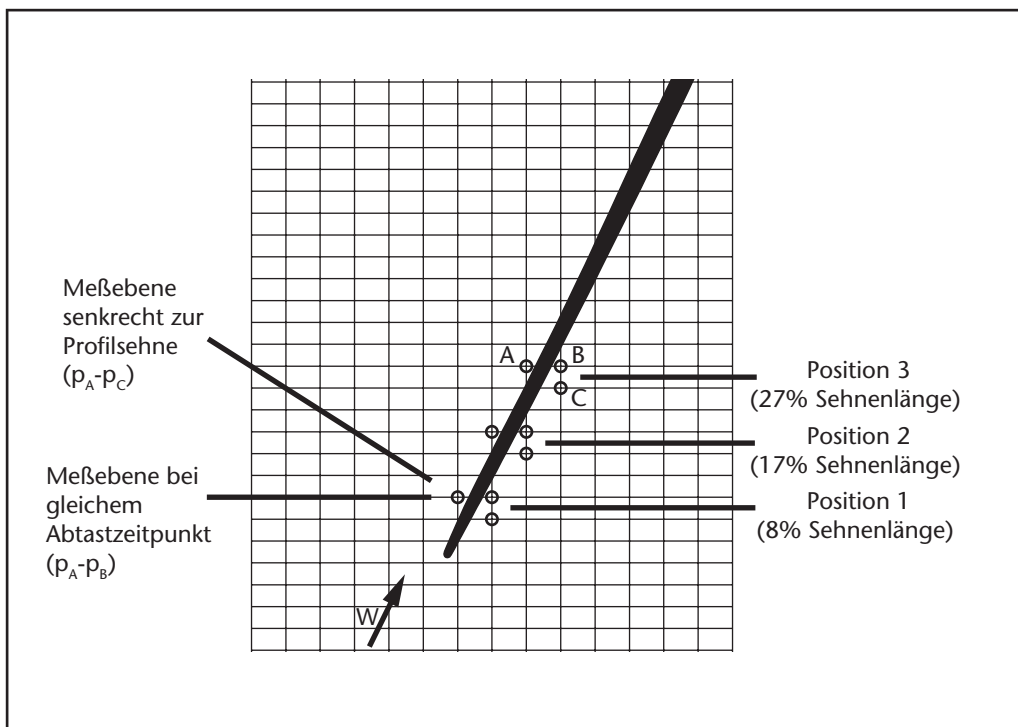


Abb. 3.14 Meßpositionen zur näherungsweisen Bestimmung des Spaltdruckgefälles

Es zeigt sich, daß sowohl die über 1500 Rotorumdrehungen gebildeten Mittelwerte als auch die relativen Standardabweichungen der beiden auf diese Weise ermittelten Druckdifferenzen bei allen drei betrachteten Positionen nur unwesentlich voneinander abweichen (Abb. 3.15). Das Spaltdruckgefälle nimmt in der Nähe der Schaufelvorderkante bei ca. 8 % der Sehnenlänge den höchsten Wert an und weist dabei die geringste relative Standardabweichung auf. An den beiden anderen Meßpositionen bei ca. 17 % und 27 % der Sehnenlänge fällt das Spaltdruckgefälle etwas niedriger aus. Der Anstieg der relativen Standardabweichung dort ist nicht allein auf die kleinere Bezugsbasis zurückzuführen, sondern entspricht der erhöhten Instationarität wegen des in diesem Bereich auf die Druckseite treffenden Spaltwirbels.

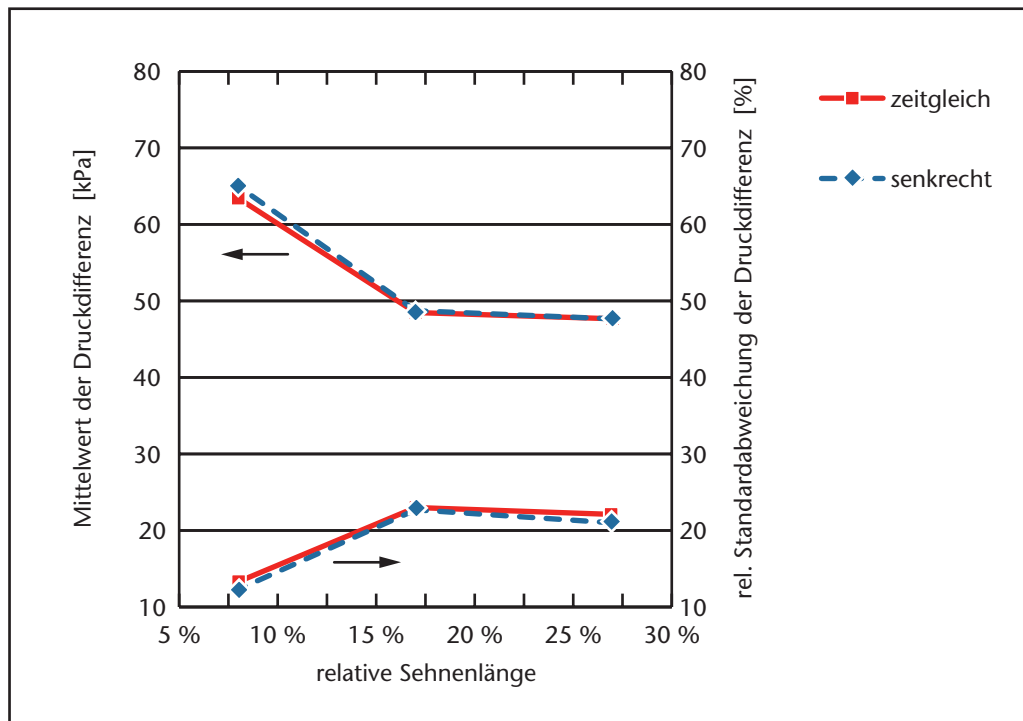


Abb. 3.15 Spaltdruckgefälle und rel. Standardabweichung (An der Stabilitätsgrenze)

Abbildung 3.16 zeigt exemplarisch die Häufigkeitsverteilung der Spaltdruckwerte an der Position 1 bei Auswertung der zeitgleichen Meßwerte auf der Druck- und Saugseite von 1500 Rotorumdrehungen. Die Druckwerte sind annähernd normalverteilt, allerdings sind die sehr niedrigen Spaltdruckwerte eindeutig überrepräsentiert. Dies ist unabhängig von der Art der Differenzbildung und bei allen drei betrachteten Positionen in vergleichbarer Größenordnung zu beobachten.

Die Histogramme der Druckwerte an den je drei Meßpunkten auf der Druck- und Saugseite finden sich im Anhang Kapitel 7.3. Aus ihnen geht hervor, daß die Ausreißer hin zu niedrigen Drücken von der Druckseite herrühren. Allem Anschein nach führt das Auftreffen des Spaltwirbels auf der Profildruckseite zu einem kurzfristigen Absinken des Spaltdruckgefälles. Es zeigt sich also, daß das Spaltdruckgefälle nicht nur deutliche Schwankungen aufweist, sondern auch vereinzelt sehr geringe Werte annimmt.

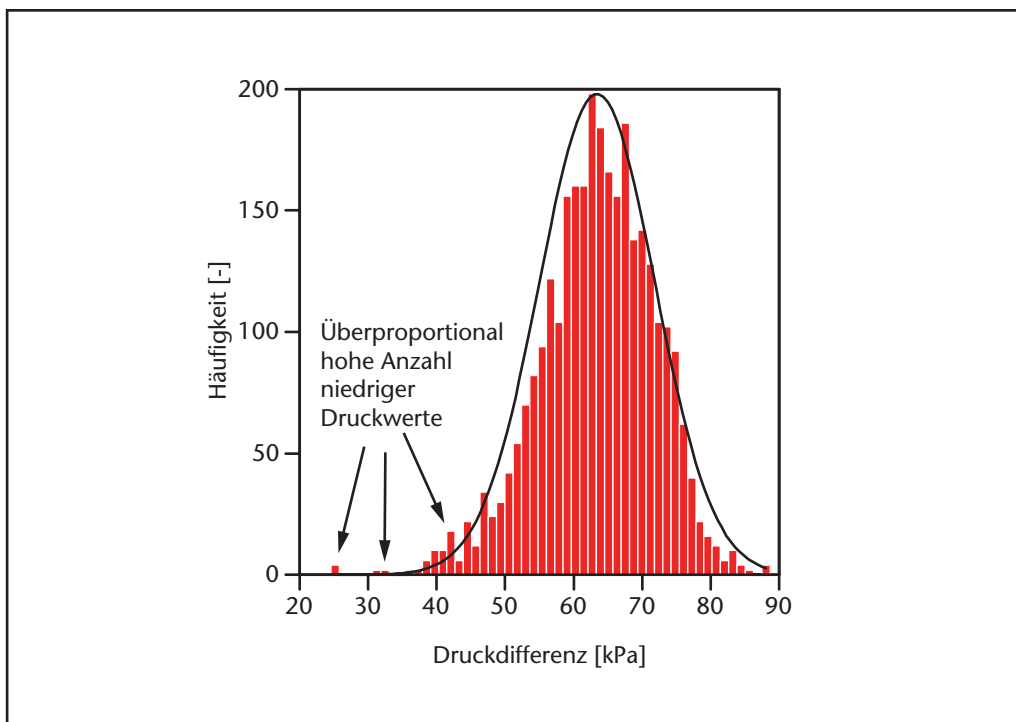


Abb. 3.16 Spaltdruckgefälle an der Position 1 (An der Stabilitätsgrenze)

Um beurteilen zu können, ob die Schwankung des Spaltdruckgefälles rein stochastischer Natur ist oder periodisch verläuft, bietet sich eine Frequenzanalyse an. Dabei ist jedoch zu beachten, daß die Druckwerte entsprechend dem Meßaufbau nur einmal pro Rotorumdrehung ermittelt werden können. Die Abtastrate ist folglich gleich der Rotorfrequenz und beträgt bei Auslegungsdrehzahl  $F_s=333$  Hz. Abbildung 3.17 zeigt das mit Hilfe einer Diskreten Fourier-Transformation (DFT) bestimmte Leistungsspektrum des Spaltdruckgefälles an den drei betrachteten Positionen.

Der Zeitverlauf des abgetasteten Spaltdruckgefälles weist einen dominanten, sinus-förmigen Anteil mit einer Frequenz von 20 Hz, d.h. ca. 6 % der Rotorfrequenz, auf. Diese Komponente findet sich im Frequenzspektrum aller drei Positionen, besonders ausgeprägt erscheint sie an Position 2.

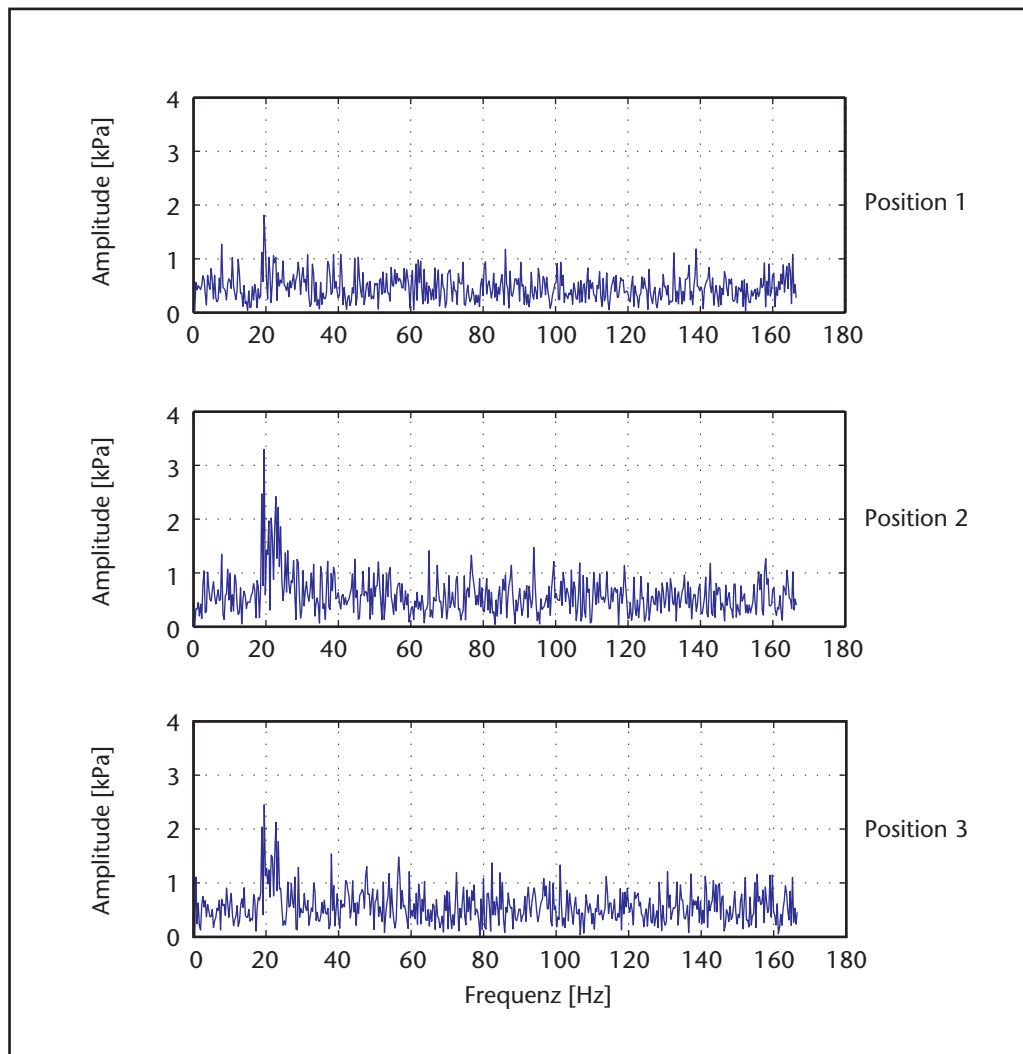


Abb. 3.17 Leistungsspektrum des Spaltdruckgefälles an den drei Meßpositionen

Bei dem Meßaufbau kann nicht wie üblich mit einem Tiefpaßfilter sicher gestellt werden, daß das Spaltdruckgefälle keine Signalanteile enthält, die oberhalb der halben Abtastrate liegen. Wegen der noch dazu vergleichsweise niedrigen Abtastrate erscheint es angeraten, die Spektrallinien bei 20 Hz als konjugiert komplexe Fourier-Koeffizienten zu interpretieren. Damit entsprechen sie einer Frequenz von ca.  $F_s - 20 \text{ Hz} = 313 \text{ Hz}$ , d.h. rund 94% der Rotorfrequenz. Eine Schwankung des Spaltdruckgefälles mit nur ca. 6% der Rotorfrequenz, d.h. mit einer Periodendauer von ca. 17 Rotorumdrehungen erscheint wenig realistisch. Naheliegender ist hingegen eine Oszillation des Spaltdruckgefälles mit ca. 94% der Rotorfrequenz. Denn dies ist auch ungefähr die Geschwindigkeit, mit der bei Rotor 3 „spikes“ in Umfangsrichtung umlaufen [Bergner et al. (2003)].

Die Frequenzanalyse der einzelnen Drücke, die dem Spaltdruckgefälle zugrunde liegen, zeigt, daß die periodische Oszillation von der Saugseite ausgeht. Damit muß das Auftreffen des Spaltwirbels auf der Druckseite als Ursache für die periodische Oszillation des Spaltdruckgefälles ausgeschlossen werden. Die Schwankung des Drucks auf der Profilsaugseite ist, wie bereits in Kapitel 3.3.1 dargelegt, allem Anschein nach auf eine Schwankung des Zuströmwinkels zurückzuführen. Die gute Übereinstimmung der Periodizität des Spaltdruckgefälles und der „spikes“ legt nahe, daß beiden Phänomenen der gleiche physikalische Ausbreitungsmechanismus zugrunde liegt.

### 3.3.3 Oszillation der Spaltwirbeltrajektorie

Als Folge des schwankenden Spaltdruckgefälles nahe der Stabilitätsgrenze ist auch damit zu rechnen, daß der Winkel, unter dem der Spaltwirbel aus dem Spalt austritt, nicht konstant ist. Unter der Annahme, daß sich das Strömungsfeld in der Zeit, während sich eine Schaufelpassage an den Wanddrucksensoren vorbeibewegt (ca. 200 ns), nur unwesentlich verändert, können die zeitlich ungemittelten Verteilungen des statischen Wanddrucks zu einer Beurteilung herangezogen werden.

In Abb. 3.18 sind exemplarisch die Druckverteilungen einer bestimmten Schaufelpassage für drei unmittelbar aufeinander folgende Umdrehungen an der Stabilitätsgrenze dargestellt. Sowohl die Variation des Austrittswinkels als auch die unterschiedlichen Ausprägungen des Interaktionsgebietes von Spaltwirbel und Verdichtungsstoß sind klar zu erkennen.

Der Austrittswinkel des Spaltwirbels wurde in jener Passage für 60 aufeinanderfolgende Rotorumdrehungen bestimmt. Die Häufigkeitsverteilung des Winkels ist in Abb. 3.19 dargestellt. Im Vergleich zum Betriebspunkt bei bestem Stufenwirkungsgrad, bei dem der Austrittswinkel nur unwesentlich schwankt, beträgt die Standardabweichung an der Stabilitätsgrenze ca.  $2,5^\circ$ . Der gemittelte Austrittswinkel relativ zur Maschinenachse steigt von ca.  $75^\circ$  auf ca.  $79^\circ$  an.

Neben der Fluktuation der Spaltwirbelstärke trägt folglich auch die Variation des Austrittswinkels des Spaltwirbels zu der erheblichen Instationarität des Interaktionsgebietes von Spaltwirbel und Verdichtungsstoß bei. Nicht nur die Intensität sondern auch der Ort der Interaktion ist einer zeitlichen Schwankung unterworfen. Dies liefert eine Erklärung dafür, warum die Instationarität des Interaktionsgebietes die der Stoßoszillation übersteigt (vgl. Abb. 3.13).

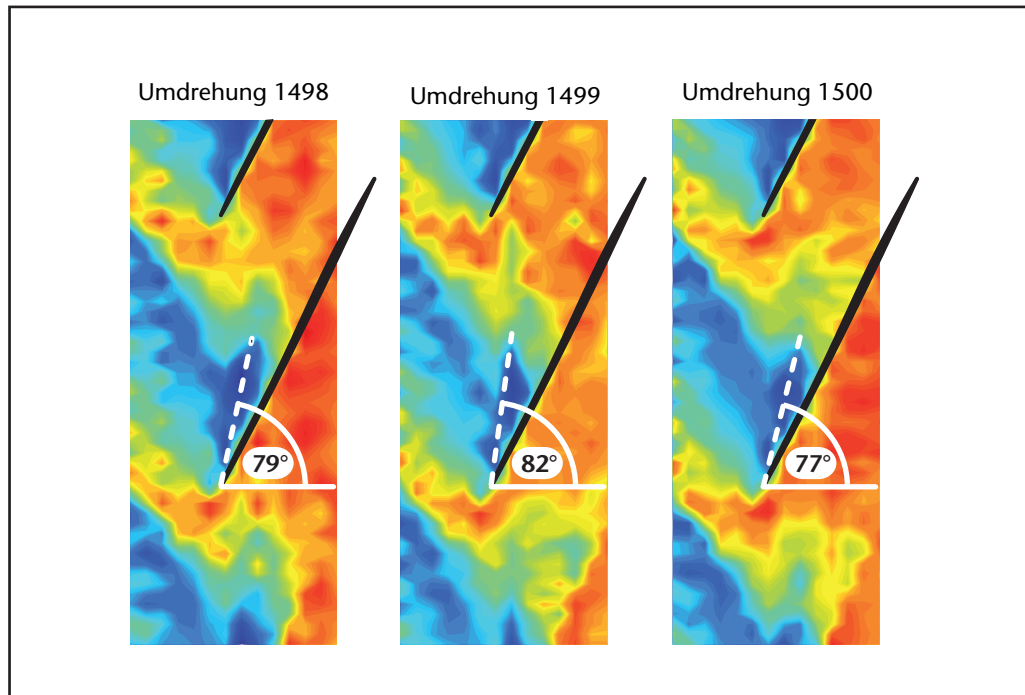


Abb. 3.18 Beispiel für Schwankung des Trajektorienwinkels (Nahe Stabilitätsgrenze)

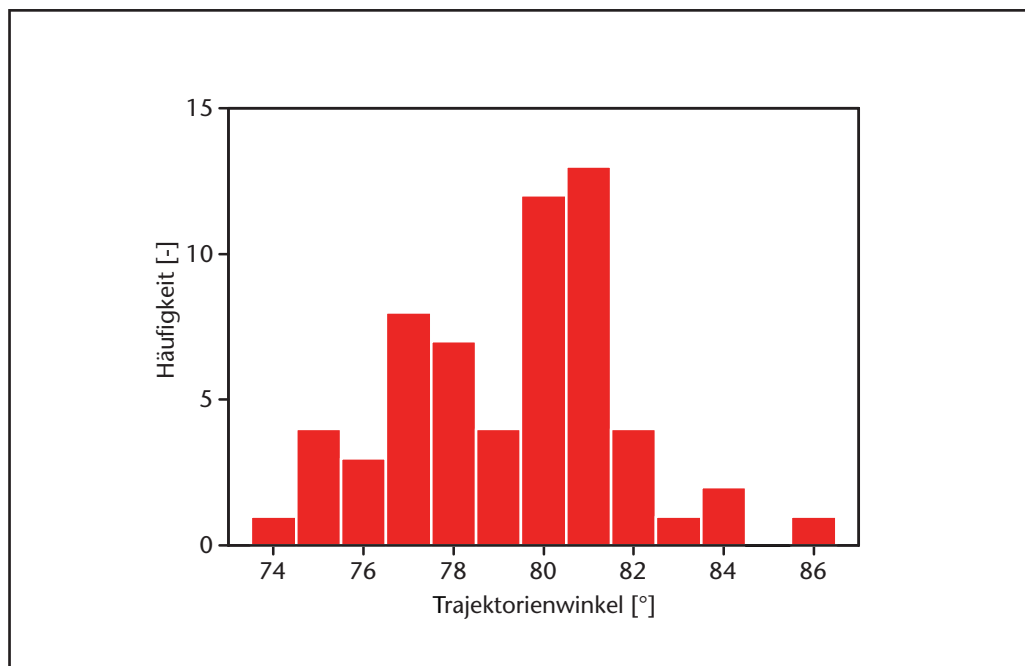


Abb. 3.19 Histogramm des Austrittswinkels (Nahe Stabilitätsgrenze)

### 3.4 Analyse des Stalleintritts

Alle bisher vorgestellten Ergebnisse entstammen Messungen bei stationärem Betriebspunkt. Der folgende Abschnitt behandelt den Zeitraum, in dem die Verdichterstufe bei Auslegungsgeschwindigkeit die Stabilitätsgrenze überschreitet. Um den Stalleintritt zu provozieren, wurde der Verdichter ausgehend vom letztmöglichen stabilen Betriebspunkt in kleinen Schritten angedrosselt. Mit Einsetzen des „Stalls“ ändern sich bei dann unveränderter Drosselstellung innerhalb weniger Rotorumdrehungen das Stufendruckverhältnis und der geförderte Massenstrom. Zur Untersuchung dieses transienten Vorgangs werden die Zeitverläufe der Wanddrucksignale herangezogen.

#### 3.4.1 Vorbemerkungen

Wie in *Bergner et al. (2003)* dargestellt ist, wird der Stalleintritt des Rotor 3 von „spikes“, die in Umfangsrichtung mit ca. 95 % der Rotordrehfrequenz umlaufen, ausgelöst. Für jene Untersuchung wurde der statische Wanddruck stromauf der Eintrittsebene des Rotors an sieben über den Umfang verteilten Positionen gemessen. Abbildung 3.20 zeigt den zeitlichen Verlauf der sieben Sensorsignale nach einer digitalen Tiefpaßfilterung mit halber Blattfolgefrequenz. Die Stabilitätsgrenze des Rotors wird dann überschritten, wenn ein „spike“ nicht abklingt sondern innerhalb weniger Umläufe zu einer Stall-Zelle anwächst. Dabei nimmt die Umlaufgeschwindigkeit des „spikes“ stetig ab, und es bildet sich eine einzige Stall-Zelle aus, deren Geschwindigkeit ca. 58 % der Rotordrehfrequenz beträgt.

Auf der Grundlage dieser Ergebnisse ist es nun möglich, anhand der Zeitverläufe der 14 in axialer Richtung angeordneten Wanddrucksensoren einen Einblick in die Strömungsverhältnisse innerhalb des Laufrades während des Stalleintritts zu gewinnen. *Hah und Rabe (2001)* stellten erstmalig auf der Basis numerischer Simulationen einen Zusammenhang zwischen den periodisch auftretenden Fluktuationen im Druckfeld stromauf des Rotors bei voll ausgebildetem Stall und der Strömung im Rotor her. Die periodischen Druckstörungen sind demnach bei einem transsonischen Rotor auf eine kurzfristige Verschiebung der Stoßfronten benachbarter Schaufelpassagen entgegen der Strömungsrichtung zurückzuführen. Damit liefern sie eine mögliche Erklärung für die starken Signalschwankungen, wie sie in Abb. 3.20 ab Umdrehung 1100 bei voll ausgebildetem Stall zu sehen sind. Bis dato konnte diese These aber nicht experimentell überprüft werden. Zudem stellt sich die Frage, ob „spikes“ auf das gleiche Phänomen zurückgehen.

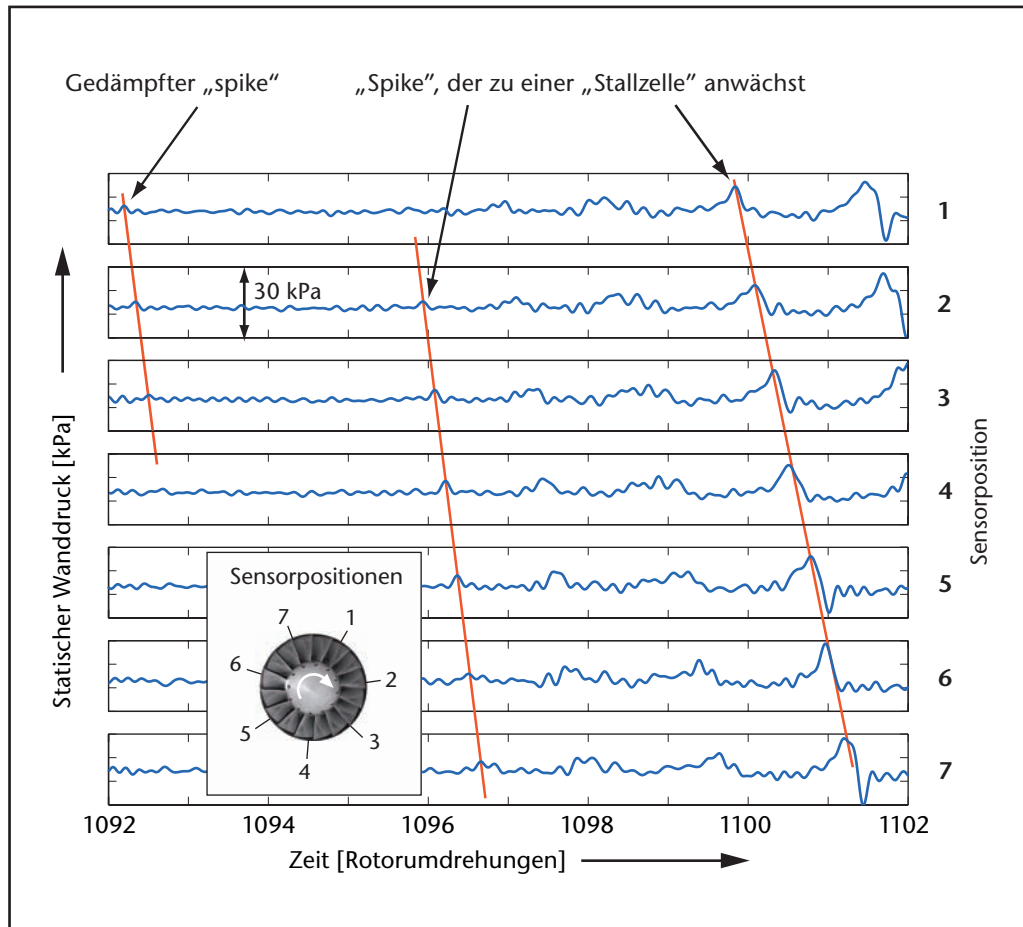


Abb. 3.20 Tiefpaß-gefilterte, statische Wanddrücke stromauf des Rotors  
[Bergner et al. (2003)]

### 3.4.2 Ablauf des Stalleintritts

Für die Interpretation der Wanddruckverteilung beim Überschreiten der Stabilitätsgrenze soll vorab der zeitliche Ablauf des untersuchten Stalleintritts betrachtet werden. Dazu ist in Anlehnung an Abb. 3.20 das tiefpaß-gefilterte Signal des Wanddrucksensors, der am weitesten stromauf des Rotors angebracht ist, in Abb. 3.21 aufgetragen. Es wurde zwar der gleiche Tiefpaßfilter mit einer Eckfrequenz von 2,3 kHz wie von Bergner et al. (2003) verwendet. Allerdings beträgt der Abstand des Sensors zur Schaufelvorderkante an der Blattspitze anstatt ca. 51 % nur ca. 25 % der Sehnenlänge. Dies erklärt die deutlich größeren Amplituden der Druckstörungen im Vergleich zu Abb. 3.20.

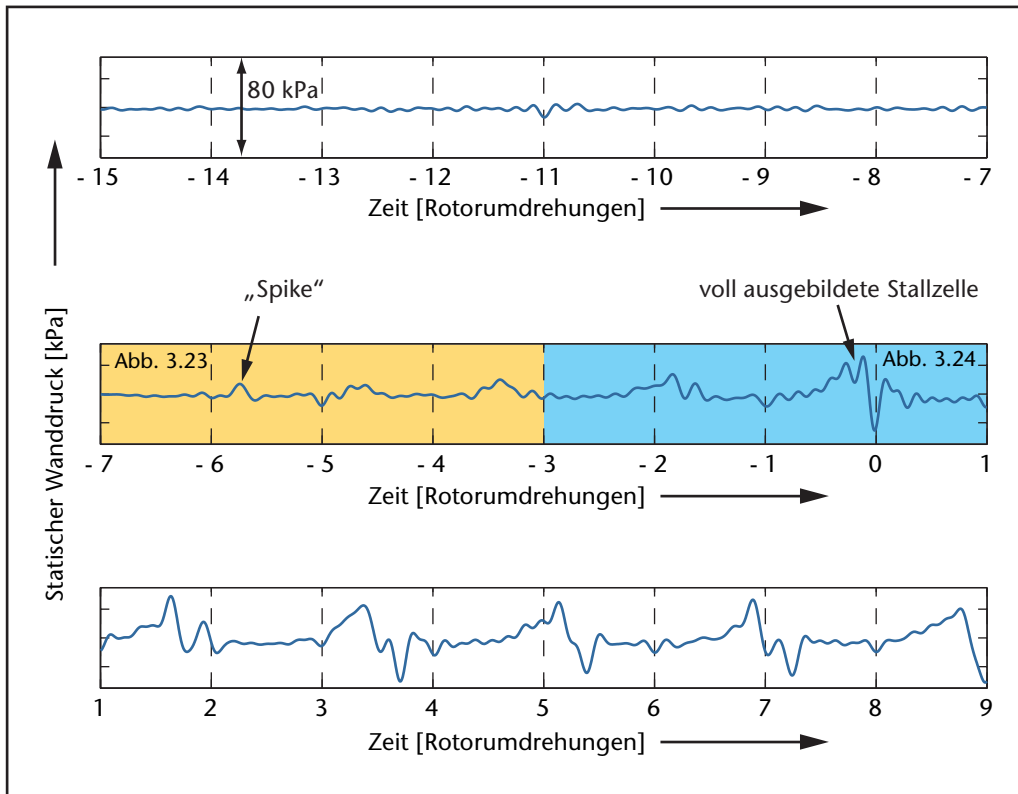


Abb. 3.21 Zeitlicher Ablauf des Stalleintritts

Der dargestellte Zeitraum umfaßt 15 Rotorumdrehungen vor Erreichen der Stabilitätsgrenze und neun Rotorumdrehungen mit voll ausgebildeter Stall-Zelle. Der stallauslösende „spike“ tritt an der Umfangsposition, an der sich die Wanddrucksensoren befinden, das erste Mal knapp sechs Umdrehungen vor Stalleintritt deutlich in Erscheinung. Entsprechend der Verzögerung des anwachsenden „spikes“ nimmt die Periodendauer, bis er nach einem Umlauf wieder den Sensor erreicht, bis zum Stalleintritt kontinuierlich zu. Die voll ausgebildete Stall-Zelle erscheint in einem Abstand von knapp zwei Rotorumdrehungen.

Die Veränderung der Umlaufgeschwindigkeit der Druckstörungen vom ersten Auftreten des stallauslösenden „spikes“ bis weit in den instabilen Betrieb hinein zeigt Abb. 3.22. Die Umlaufgeschwindigkeit des „spikes“ liegt zu Beginn knapp unter der Rotorgeschwindigkeit. Im mitrotierenden Relativsystem entspricht dies einer sehr langsamen Bewegung des „spikes“ entgegen der Rotordrehrichtung. Innerhalb von vier Rotorumdrehungen verringert sich die Geschwindigkeit auf rund 58 % der Rotorgeschwindigkeit, welche die Stall-Zelle dann fast unverändert beibehält.

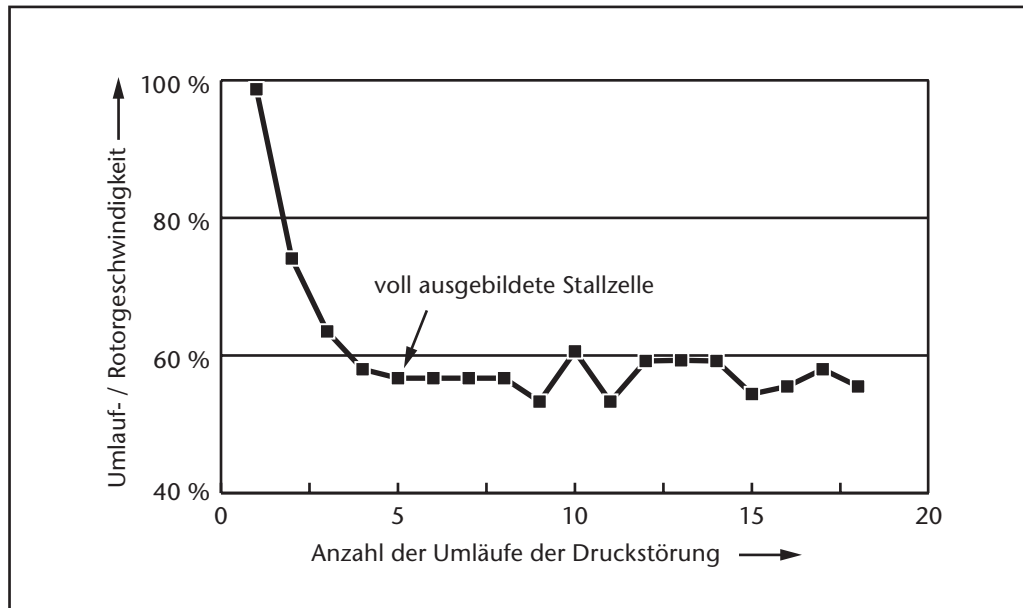


Abb. 3.22 Umlaufgeschwindigkeit des anwachsenden „spikes“

### 3.4.3 Wanddruckverteilung während des Stalleintritts

Zur Analyse des Stalleintritts sind für die Zeit von -7 bis +1 Rotorumdrehungen in Abb. 3.23 und Abb. 3.24 die Zeitverläufe der 14 statischen Wanddrücke als Konturdiagramm dargestellt. Bei der Interpretation der Ergebnisse ist zu beachten, daß es sich nicht um die Wanddruckverteilung entlang des Gehäuseumfangs zu einem festen Zeitpunkt handelt. Es ist vielmehr die zeitliche Abfolge der an einer Umfangsposition ermittelten Verteilung des statischen Wanddrucks in axialer Richtung. Folglich entspricht der Zeitunterschied innerhalb einer der dargestellten Rotorumdrehungen vom Anfang der ersten bis zum Ende der letzten Schaufelpassage genau der Periodendauer einer Rotorumdrehung (3 ms). Es ist also wenig aussichtsreich, den zeitlichen Ablauf stallauslösender Strömungsphänomene über mehrere Rotorpassagen hinweg analysieren zu wollen. Dennoch vermitteln die Ergebnisse einen guten Eindruck von der Strömung innerhalb einer Rotorpassage, denn dort beträgt die Zeitschärfe nur ca. 200 ns.

In guter Übereinstimmung mit Abb. 3.21 weist das Druckfeld während der siebten Umdrehung vor Stalleintritt (Abb. 3.23) global betrachtet keine Irregularitäten auf. Lediglich das Interaktionsgebiet von Spaltwirbel und Verdichtungsstoß sowie die Spaltwirbeltrajektorie stromauf des Stoßes fällt augenscheinlich von Passage zu Passage unterschiedlich aus (vergleiche Kapitel 3.3.3).

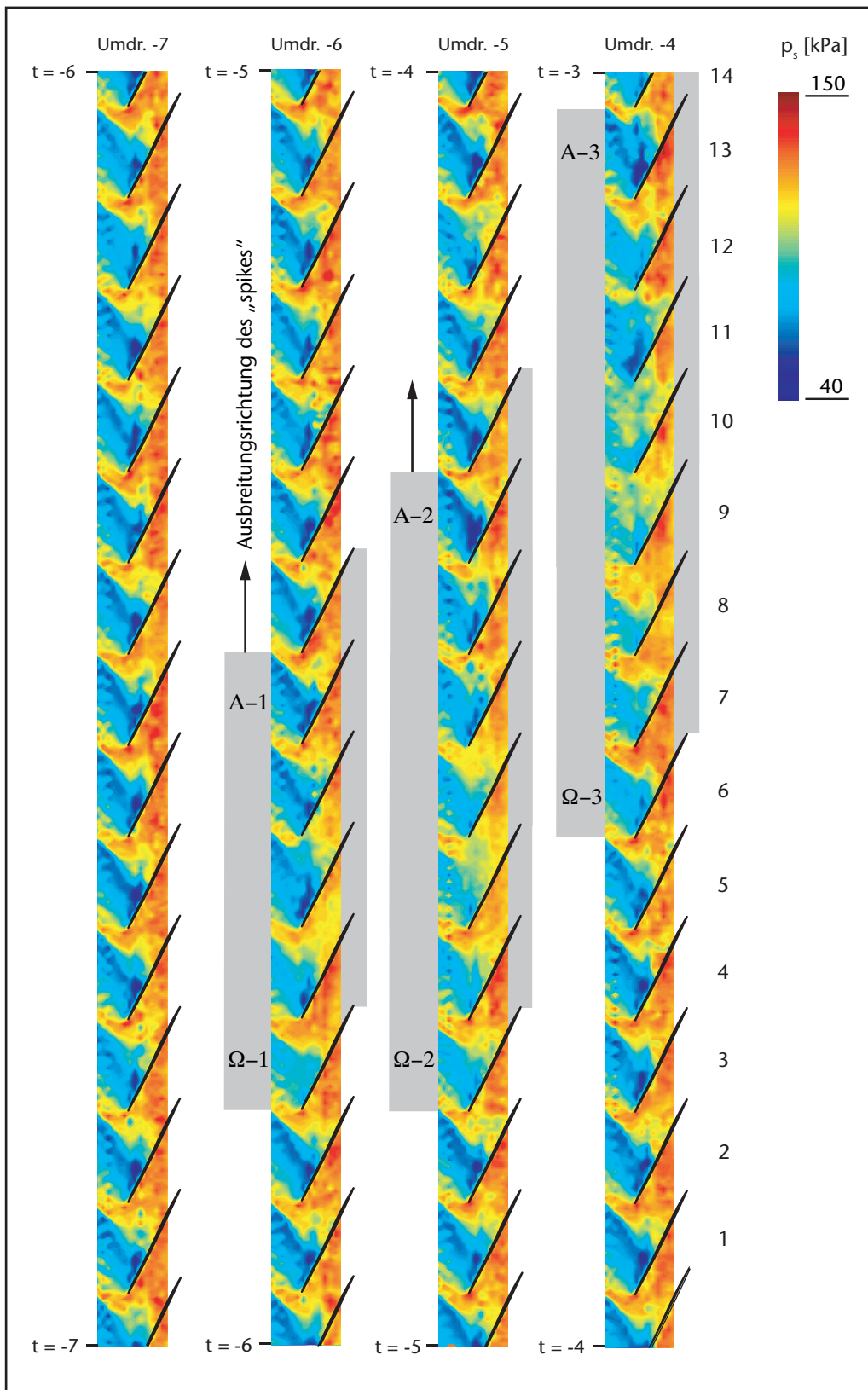


Abb. 3.23 Zeitverläufe der 14 statischen Wanddrücke (7–4 Umdr. vor Stalleintritt)

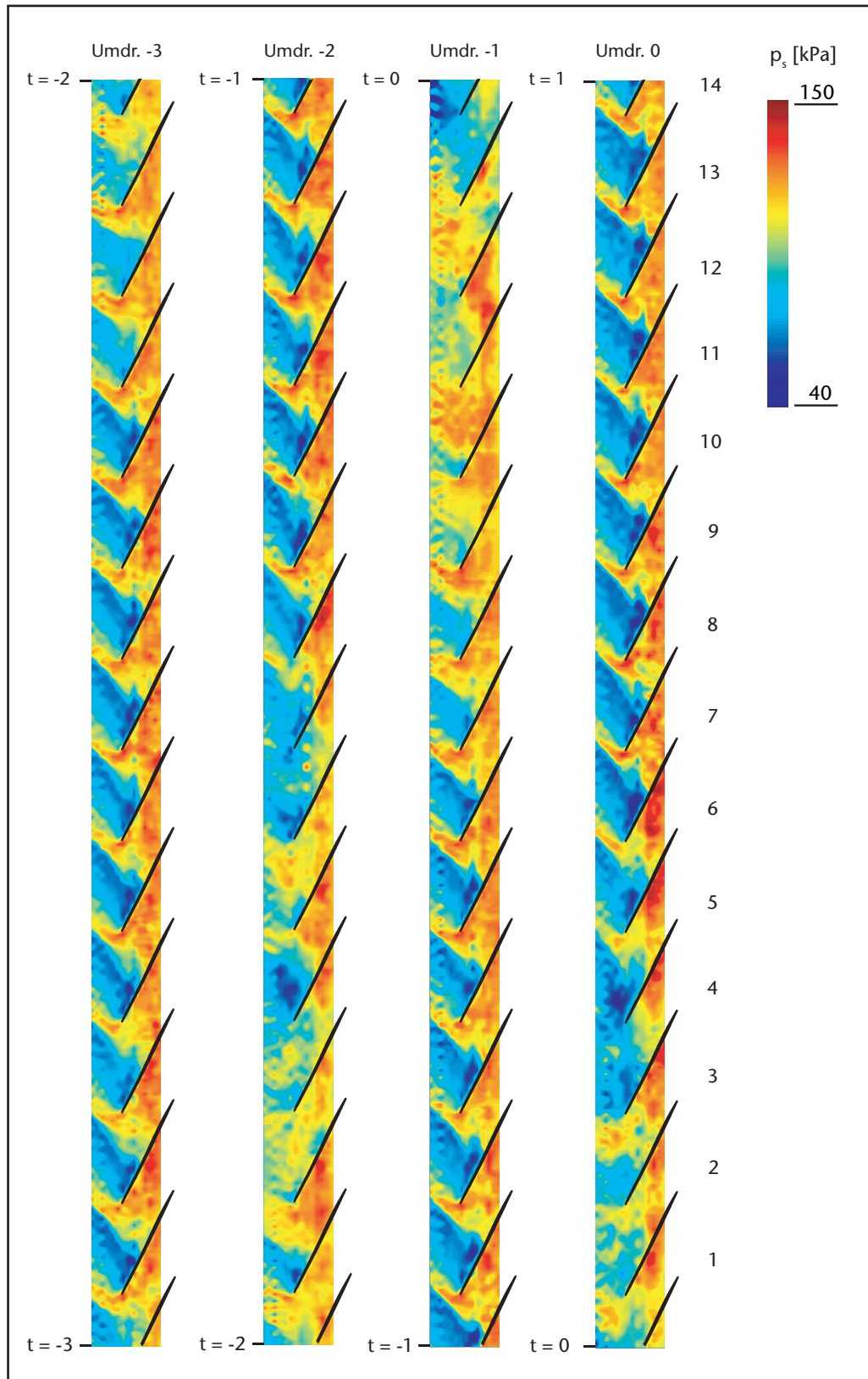


Abb. 3.24 Zeitverläufe der 14 statischen Wanddrücke (3 Umdr. bis zum Stalleintritt)

In der Umdrehung -6 (Abb. 3.23) ist in den Schaufelpassagen vier bis acht eine deutliche Abweichung von der Periodizität des Druckfeldes sichtbar. Sie entspricht dem in Abb. 3.21 identifizierten „stallauslösenden spike“, der sich im Relativsystem entgegen der Rotordrehrichtung bewegt (vgl. Kapitel 3.4.1). Er beginnt in der mit „A-1“ gekennzeichneten Passage. Dort ist der statische Druck stromauf des Verdichtungsstoßes überdurchschnittlich niedrig, was auf eine ungünstige Anströmung der Schaufelprofile schließen läßt. Der „spike“ erstreckt sich bereits über fünf Rotorpassagen und endet mit einer Passage ( $\Omega-1$ ), in welcher der statische Druck stromauf des Stoßes gegenüber dem Mittel zu hoch ausfällt. Zugleich ist in dieser Passage der Verdichtungsstoß deutlich stromauf verschoben.

In der Umdrehung -5 (Abb. 3.23) findet sich der „spike“ an fast der gleichen Umfangsposition wieder. Es fällt auf, daß sich zwar der Beginn des „spikes“ während der einen Rotorumdrehung im Relativsystem um ungefähr zwei Passagen entgegen der Rotordrehrichtung weiter bewegt hat. Das Ende des „spike“ verharrt jedoch unverändert in der selben Passage ( $\Omega-2$ ). Dies stimmt gut mit der Theorie (Abb. 1.4) überein, wonach sich bei einem Verdichter mit relativer Überschallanströmung die Blockage einer Schaufelpassage nur entgegen der Rotordrehrichtung auswirken kann.

Bei dem „spike“ in der Umdrehung -4 (Abb. 1.4) zeigt sich, daß sich nun auch sein Ende ( $\Omega-3$ ) in dieser Darstellung um drei Passagen entgegengesetzt zur Rotordrehrichtung weiter bewegt hat. Entgegen der Theorie breitet sich die Störung des Strömungsfeldes nicht über den gesamten Umfang aus, sondern es bildet sich eine umlaufende Stall-Zelle aus. Offensichtlich hat die Strömung einen Weg gefunden, um die voreilenden Passagen zu entlasten.

Mit zunehmender räumlicher Ausdehnung nimmt die Ausbreitungsgeschwindigkeit des Randes mit erhöhter Belastung bis zu einem bestimmten Wert zu. Mit einem gewissen Zeitversatz erreicht auch das Ende des „spikes“ diese konstante Geschwindigkeit. Zu diesem Zeitpunkt ist der „spike“ zu einer vollausgebildeten Stall-Zelle angewachsen, die dann mit nahezu unveränderter Größe und Geschwindigkeit umläuft (Abb. 3.24). Mit dem Anwachsen des „spikes“ zu einer Stall-Zelle wird die räumliche Ausdehnung der Störung im Druckfeld in Umfangsrichtung zunehmend vergrößert wiedergegeben. Der Fehler ist umgekehrt proportional zur Umlaufgeschwindigkeit der Druckstörung im Absolutsystem. Die voll ausgebildete Stall-Zelle wird demnach in Umfangsrichtung um den Faktor  $1/(58\%)=1,72$  zu groß dargestellt. Da ein „spike“ kurz nach seiner Entstehung mit annähernd Rotorgeschwindigkeit umläuft, kann der Fehler bei der Beurteilung seiner Größe vernachlässigt werden.

Die Tiefpaßfilterung des Drucksignals (Abb. 3.21) entspricht einer gleitenden Mittelwertbildung. Daher werden für den charakteristischen Druckanstieg eines „spikes“ zwei Ursachen erkennbar. Durch die Verschiebung der Stoßfront entgegen der Strömungsrichtung dehnt sich das Gebiet hohen statischen Drucks stromauf des Rotors aus. Gleichzeitig ist in diesen Passagen der statische Druck im Bereich des Überschallfeldes höher. Dies erklärt auch, weshalb „spikes“ schon vor dem Stalleintritt vereinzelt auftreten, aber innerhalb weniger Rotorumdrehungen wieder abklingen. Bei diesen „gedämpften spikes“ wird der Mechanismus, mit dem sich ein „spike“ ausdehnt und zu einer Stall-Zelle anwächst, nicht ausgelöst. Der Verdichtungsstoß verschiebt sich zwar stromauf, kehrt aber innerhalb weniger Rotorumdrehungen wieder zu seiner Ausgangsposition zurück. Der „stall-auslösende spike“ ist jedoch ungedämpft und beginnt, sich in Umfangsrichtung auszubreiten.

Aufgrund der eingangs dargelegten, prinzipiellen Einschränkungen lassen sich mit den verfügbaren Daten über die Ursachen für einen „spike“ und seine Ausbreitung nur Mutmaßungen anstellen. Die gute Übereinstimmung der Periodizität des Spaltdruckgefälles (vgl. Kapitel 3.3.2) und der „spikes“ legt aber einen Zusammenhang zwischen den beiden Phänomenen nahe. Als Grund für die Periodizität des Spaltdruckgefälles ist wiederum das Auftreffen des Spaltwirbels nahe der Vorderkante der benachbarten Schaufel anzusehen. Mit zunehmender Stromaufverschiebung des Stoßes ändert sich offensichtlich auch seine Neigung geringfügig. Die Stoßablenkung der Hauptströmung bewirkt eine ungünstigere Anströmung der nachfolgenden Schaufel. Überschreitet die Amplitude der Stoßbewegung ein kritisches Maß, kommt es in der nachfolgenden Passage zur Strömungsablösung und der „spike“ beginnt sich auszubreiten.

In den Wanddruckverteilungen findet sich kein Anhaltspunkt für ein „Aufplatzen“ des Spaltwirbels, wie z.B. die Ausbildung eines Staupunktes [Delery (1994)]. Es ist zwar denkbar, daß es sich dabei nur um ein sehr kurzzeitig auftretendes Phänomen handelt und sich deshalb nicht in den Meßergebnissen wiederfindet. Naheliegender ist jedoch, daß bei dem untersuchten Rotor 3 die Stärke des Verdichtungsstoßes im Blattspitzenbereich nicht ausreicht, um den Spaltwirbel aufplatzen zu lassen.

## 4      **Schlußfolgerungen und Ausblick**

Auf die Darstellung der experimentellen Ergebnisse des Rotor 3 folgt nun deren Interpretation. Die aus der Analyse gewonnenen Erkenntnisse bilden die Grundlage für ein verfeinertes Entwurfskonzept. Es wird anhand eines weiteren Rotors experimentell überprüft. Das Kapitel schließt mit einer Übersicht der weiterführenden Arbeiten.

### 4.1      **Ableitung eines modifizierten Entwurfskonzeptes**

Die experimentellen Ergebnisse des Rotor 3 unterstreichen das Potential der dreidimensionalen Blattspitzengestaltung. Das Konzept einer im Blattspitzenbereich vorwärtsgefeilten Schaufelvorderkante und vergrößerten Sehnenlänge zusammen mit einem verringerten Spaltmaß zur Erweiterung des Arbeitsbereiches hat sich bewährt. Die Analyse des Strömungsfeldes im Laufrad bei stark angedrosseltem Betrieb offenbart jedoch noch weiteres Verbesserungspotential.

Der Rotor 3 zeigt an der Stabilitätsgrenze keine deutliche Tendenz zu einem Aufplatzen des Spaltwirbels als maßgeblichen Auslöser für den Stalleintritt. Der Verdichtungsstoß fällt an der Stabilitätsgrenze im Blattspitzenbereich vielmehr so schwach aus, daß ihn der Spaltwirbel nahezu unbeeinträchtigt passiert. Dadurch wird es möglich, daß der in Intensität und Richtung schwankende Spaltwirbel an der Stabilitätsgrenze zeitweise die benachbarte Schaufel im Vorderkantenbereich erreicht. In der Folge begünstigt dies das Auftreten zweier unterschiedlicher Phänomene. Zum einen erhöht sich die Tendenz zur Umströmung der Vorderkante (spill-forward). Zum anderen unterstützt dies die Ausbildung einer in Umfangsrichtung umlaufenden, periodischen Oszillation des Spaltwirbels – ähnlich der von *Mailach et al. (2001)* beschriebenen „rotating instabilities“. Ein ungünstiges, zeitliches Zusammentreffen dieser beiden Phänomene könnte als Auslöser für einen „spike“ und damit für das Erreichen der Stabilitätsgrenze in Betracht kommen.

Die Ergebnisse der experimentellen Analyse des Rotor 3 legen nahe, das Entwurfskonzept weiter zu verfeinern. Allem Anschein nach wurde seine Wirksamkeit an der Stabilitätsgrenze unterschätzt, sodaß der Stalleintritt nicht mehr unmittelbar von einer großflächigen Blockagewirkung des Spaltwirbels verursacht wird.

Mit einer moderateren Vorwärtspfeilung im Blattspitzenbereich könnte daher der Leistungsumsatz an der Blattspitze und damit die Leistungsdichte der Verdichterstufe nochmals gesteigert werden. Vor allem aber wäre mit einer im Vergleich zu Rotor 3 deutlich geringeren Sehnenlänge ein ähnlich großer Arbeitsbereich realisierbar. Die reduzierte Sehnenlänge führt in einem Mehrstufenverband zu einer verringerten axiale Baulänge des gesamten Verdichtersmoduls. Die damit verbundenen Gewichtseinsparung wirkt sich ebenfalls günstig auf die Leistungsdichte aus. Nicht zuletzt nimmt mit einer kürzeren Sehnenlänge im Blattspitzenbereich auch die Anfälligkeit der Schaufeln für Torsionsschwingungen ab, die unter Umständen die Lebensdauer des Bauteils begrenzen können.

## 4.2 Experimentelle Überprüfung des Neuentwurfs

Außerhalb des Rahmens dieser Arbeit wurde ein weiterer Blisk-Rotor mit optimierter Blattspitzengestaltung hergestellt, mit dem das modifizierte Entwurfskonzept experimentell überprüft werden kann. Dazu werden erste Ergebnisse von Kennfeldmessungen der Verdichterstufe mit Rotor 4 sowie ausgewählte Ergebnisse von L2F-Messungen herangezogen.

### 4.2.1 Rotor 4

Zur Überprüfung des verfeinerten Entwurfskonzeptes wurde in Zusammenarbeit mit der MTU Aero Engines Holding AG ein weiterer Rotor in Blisk-Bauweise für den Prüfstand ausgelegt und gefertigt. Der Erstlauf des Rotor 4 (Abb. 4.1) fand im Herbst 2003 statt.



Abb. 4.1 Rotor 4 mit moderater Vorwärtspfeilung

Um eine bessere Vergleichbarkeit mit dem Basisentwurf (Rotor 1) zu gewährleisten, wurde die Schaufelzahl wieder um zwei auf 16 erhöht sowie die Sehnenlänge an der Blattspitze gegenüber Rotor 1 annähernd konstant gehalten. Das Spaltmaß bei Auslegungsdrehzahl beträgt 1 % der Sehnenlänge an der Blattspitze und entspricht damit wieder dem des Rotor 1. Eine Übersicht der Spaltmaße der drei Blisk-Rotoren findet sich im Anhang Kapitel 7.2.

#### 4.2.2 Erste Ergebnisse der Kennfeldmessungen

Zur Beurteilung der Leistungsfähigkeit des neuen Rotors sind in Abb. 4.2 die massenstromgemittelten Totaldruckverhältnisse der Stufe über dem auf ISA Eintrittsbedingungen korrigierten Massenstrom der Verdichterstufe mit den Rotoren 1, 3 und 4 bei Auslegungsdrehzahl dargestellt.

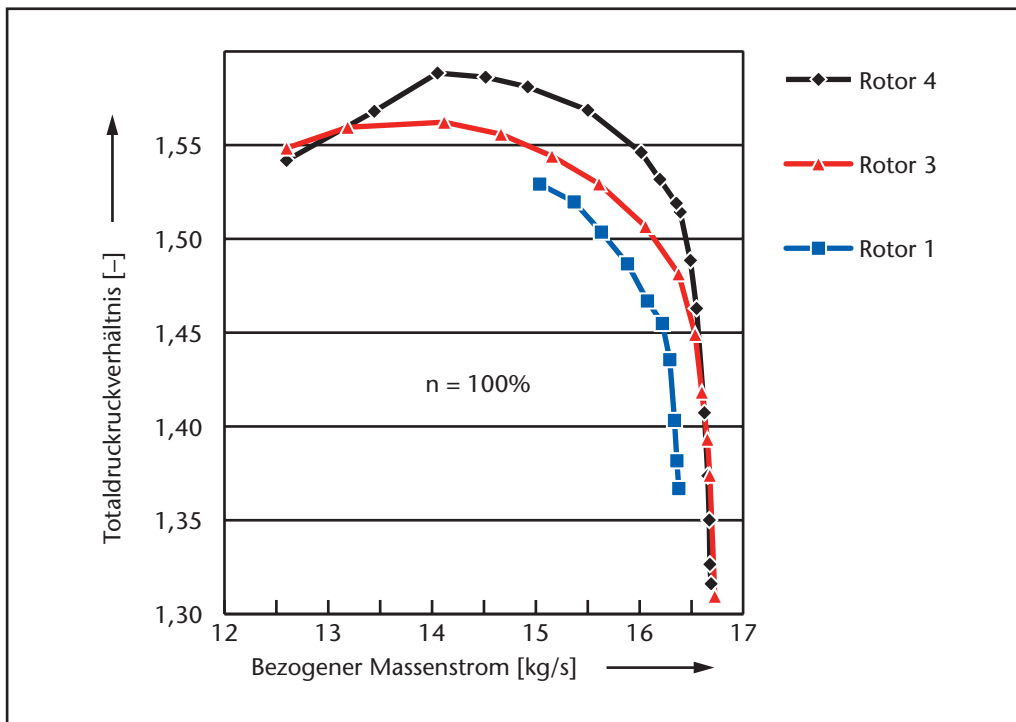


Abb. 4.2 Drehzahllinien der Verdichterstufe mit den drei Blisk-Rotoren

Es wird deutlich, wie die Leistungsdichte der Stufe bereits im Auslegungspunkt gesteigert werden konnte. Trotz der im Vergleich zu Rotor 3 höheren Schaufelzahl erreicht Rotor 4 den gleichen Sperrmassendurchsatz von ca. 16,7 kg/s. Dies ist auf eine Reduzierung der Sekundärströmungseffekte und der damit einhergehenden Vergrößerung des effektiven Querschnitts zurückzuführen. Dabei kommt es zu keiner Wirkungsgradeinbuße.

Maßgeblich ist aber, daß sich das Entwurfskonzept von Rotor 4 bestätigt. Die Verdichterstufe mit Rotor 4 hat einen im Vergleich zum Basisentwurf deutlich erweiterten Arbeitsbereich bei gleichzeitig gesteigertem Leistungsumsatz und erreicht ihre Stabilitätsgrenze wie mit Rotor 3 bei ca. 79 % des Auslegungsmassenstroms.

Es ist jedoch auffällig, daß die Kennlinien beider Rotoren unterhalb eines Massenstroms von ca. 14 kg/s einen positiven Gradienten – besonders ausgeprägt bei Rotor 4 – aufweisen. Gemäß der theoretischen Stabilitätsanalyse (*Gravdahl und Egeland (1999)*) ist zu erwarten, daß der Verdichter in diesem Betriebsbereich empfindlich auf Störungen reagiert. Es können allerdings alle im Kennfeld dargestellten Betriebspunkte durch ein schrittweises Schließen der Drossel angefahren und der Verdichter dort stabil betrieben werden. Bei der Verwendung der Verdichterstufe mit Rotor 4 in einem Mehrstufenverband ist indessen davon auszugehen, daß der Arbeitsbereich des Rotors nicht voll ausgenutzt werden kann. Der Charakter seiner Kennlinie würde zu einer Destabilisierung des gesamten Stufenverbandes führen.

Ein naheliegender Grund für den Rückgang des Totaldruckverhältnisses der Verdichterstufe an der Stabilitätsgrenze ist das Erreichen der aerodynamischen Belastungsgrenze des Stators. Dieser wurde seinerzeit zusammen mit Rotor 1 und für die zu Beginn der 1990er Jahre typischen Arbeitsbereiche vergleichbarer Verdichterstufen ausgelegt. Um den Einfluß des Stators auf die Leistungsfähigkeit der Verdichterstufe an der Stabilitätsgrenze genauer beurteilen zu können, soll im Folgenden die Statorabströmung sowie der radiale Leistungsumsatz im Laufrad betrachtet werden.

Abbildung 4.3 und Abb. 4.4 zeigen die mit Hilfe der Umfangstraversierung ermittelten, zweidimensionalen Verteilungen des Totaldruckverhältnisses der Verdichterstufe. Zur Verdeutlichung sind die Meßdaten einer Statorpassage periodisch aneinandergereiht. Die Blickrichtung ist von stromab auf die Meßebeine (vgl. Abb. 2.2). Der Rotor dreht von dort aus gesehen entgegen dem Uhrzeigersinn. Da sich die Totaldrucksonden im ortsfesten Absolutsystem befinden, entsprechen die Meßwerte den zeitlichen Mittelwerten der periodisch instationären Statorabströmung.

Bei maximalem Stufendruckverhältnis (Abb. 4.3) sind im wesentlichen die Nachläufe der Statorschaufeln sowie die Sekundärströmungen im saugseitigen Nabenbereich für die Gebiete mit niedrigem Totaldruckverhältnis verantwortlich. An der Stabilitätsgrenze (Abb. 4.4) tritt zusätzlich ein ausgeprägtes Totaldruckdefizit in der Nähe der Saugseiten bei mittlerer Kanalhöhe auf.

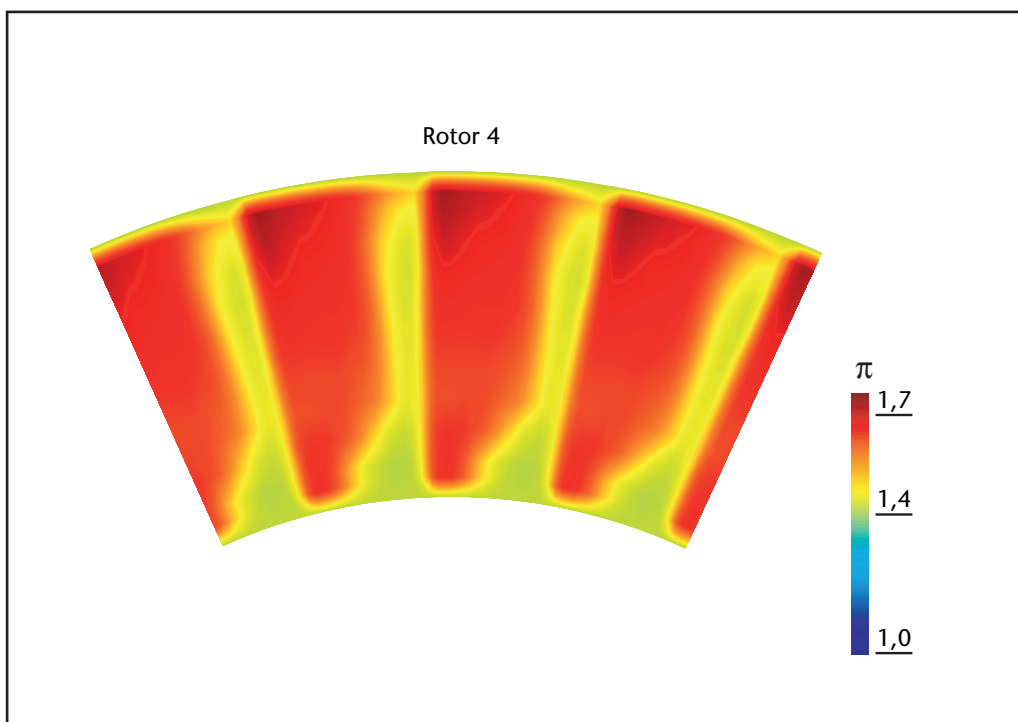


Abb. 4.3 Totaldruckverhältnis in der Austrittsebene (Maximales Stufendruckverhältnis)

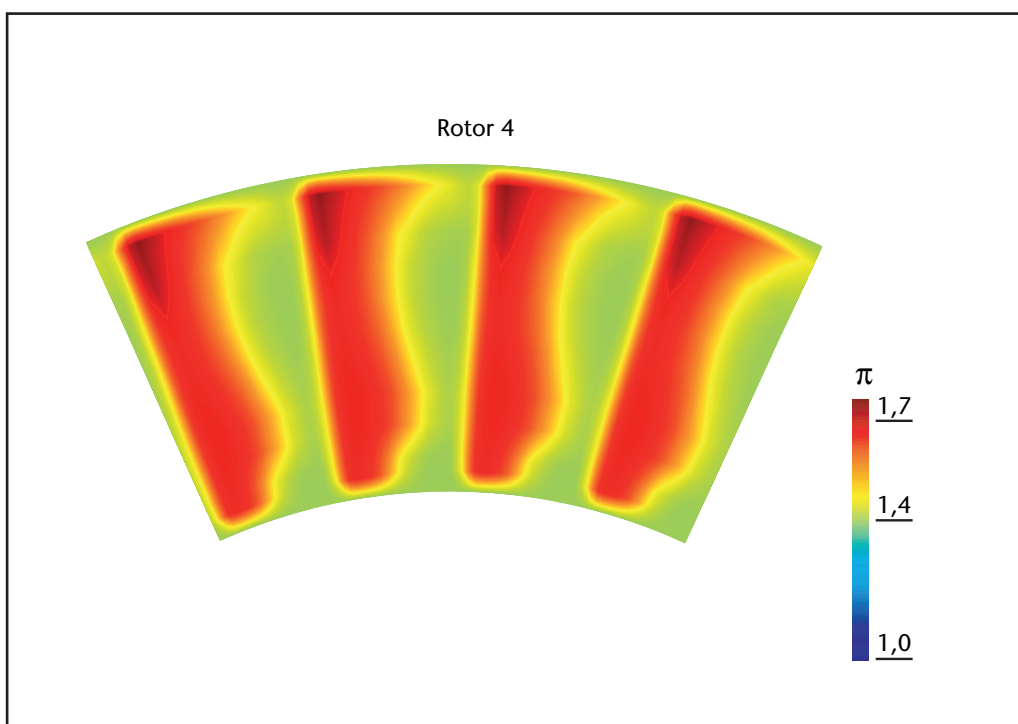


Abb. 4.4 Totaldruckverhältnis in der Austrittsebene (Nahe der Stabilitätsgrenze)

Die Auswertung der mit dem L2F-Verfahren ermittelten Strömungsgeschwindigkeit erlaubt unter Zuhilfenahme der Euler'schen Turbinengleichung die Bestimmung des Arbeitsumsatzes im Laufrad. Abbildung 4.5 zeigt die radiale Verteilung des Leistungsumsatzes bezogen auf den lokalen Massenstrom für Rotor 3 und Rotor 4. Bei der Vermessung von Rotor 4 wurde gegenüber der Meßkampagne mit Rotor 3 das Meßgitter (vgl. Abb. 2.5) bei dem Betriebspunkt „Bester Stufenwirkungsgrad“ (PE) um die Meßebeine bei 97,5 % Kanalhöhe erweitert. Ebenso wurden zusätzlich Messungen bei dem Betriebspunkt des „Maximalen Stufendruckverhältnisses“ (MP) auf zwei Meßebenen bei 95 % und 97,5 % Kanalhöhe vorgenommen.

Es wird deutlich, daß der Rotor 4 auch an der Stabilitätsgrenze einen ähnlich gleichmäßigen radialen Leistungsumsatz bewerkstelligt wie in der Nähe des besten Stufenwirkungsgrades. Im Gegensatz zum Totaldruckverhältnis der gesamten Verdichterstufe nimmt der Leistungsumsatz im Rotor 4 an der Blattspitze beim Androsseln vom maximalen Stufendruckverhältnis hin zur Stabilitätsgrenze deutlich zu. Der spezifische Leistungsumsatz übersteigt dort den des Rotor 3 deutlich. Zwischen 50 %–80 % Kanalhöhe macht sich die stoßinduzierte Grenzschichtablösung (vgl. Abb. 3.4) des Rotor 3 als Defizit im Leistungsumsatz bemerkbar.

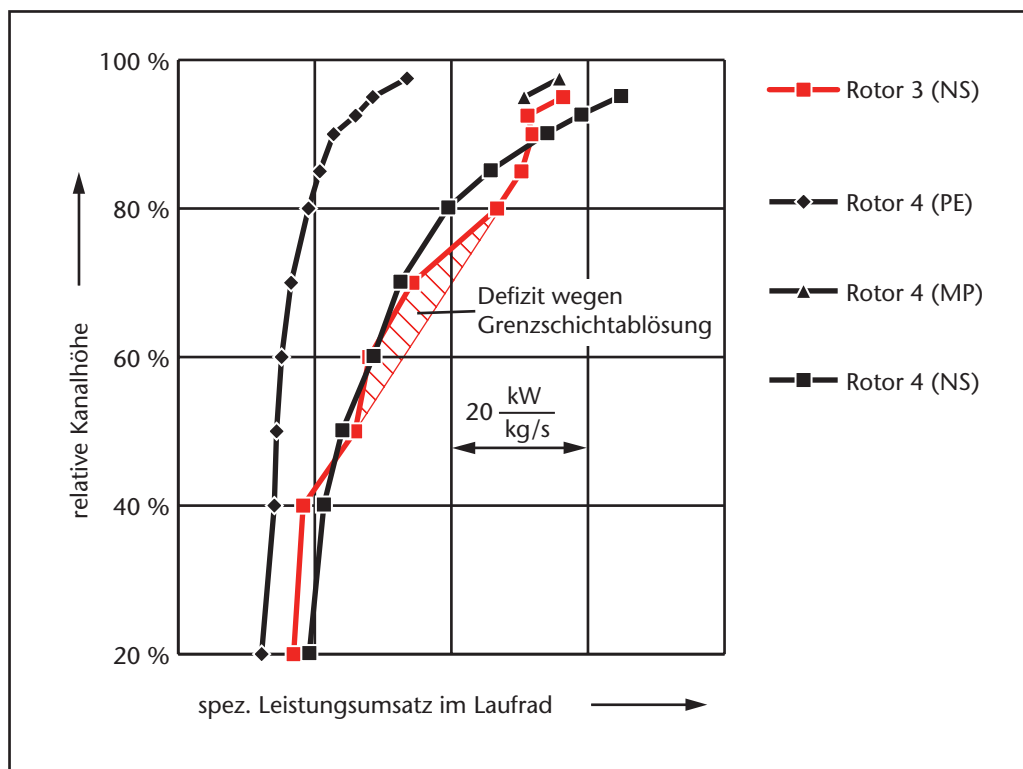


Abb. 4.5 Radiale Verteilung des spezifischen Leistungsumsatzes im Laufrad

Es kann folglich davon ausgegangen werden, daß der positive Gradient der Drehzahllinie des Rotor 4 nahe der Stabilitätsgrenze auf das Einsetzen von Ablösungen im Stator zurückzuführen ist. Das Verdichtungsstoßsystem im Laufrad bleibt anscheinend bis zum Erreichen der Stabilitätsgrenze intakt. Um das Potential der beiden Rotoren 3 und 4 abschließend beurteilen zu können, ist es notwendig, sie im Stufenverband mit einem stärker belastbaren Stator zu untersuchen. Da beide Rotoren ihre Stabilitätsgrenze bei fast identischem Massenstrom erreichen, ist nicht auszuschließen, daß der aktuelle Stator den stabilen Arbeitsbereich begrenzt.

#### 4.2.3 *Das Strömungsfeld im Blattspitzenbereich*

Bei einem Betriebspunkt nahe der Stabilitätsgrenze bildet sich stromab des Verdichtungsstoßes ein ausgeprägtes Gebiet mit niedriger Strömungsgeschwindigkeit aus (Abb. 4.6). Dabei handelt es sich um jenen Blockageeffekt, den das Entwurfskonzept des Rotor 3 günstig beeinflusst. Während an der Stabilitätsgrenze der Spaltwirbel des Rotor 3 den Verdichtungsstoß fast unbeeinträchtigt passiert (vgl. Abb. 3.3), reicht der lokale Totaldruck im Wirbelkern des Rotor 4 nicht aus, um den Wirbel in einer schlanken Struktur über den Druckanstieg des Verdichtungsstoßes hinweg zu transportieren. Die dreidimensionale Blattspitzengestaltung des Rotor 4 ist offensichtlich ein gelungener Kompromiß zwischen den Vorteilen einer aerodynamisch entlasteten Blattspitze und ihren Nachteilen. Der Arbeitsbereich wird wie schon beim Rotor 3 gegenüber dem Basisentwurf entscheidend ausgeweitet. Gleichzeitig ermöglicht der effiziente Einsatz der Vorwärtspfeilung einen nochmals gesteigerten Leistungsumsatz.

Die Standardabweichung der Strömungsgeschwindigkeit beim Betrieb nahe der Stabilitätsgrenze gibt einen ersten Hinweis auf die möglichen Ursachen für den Stalleintritt des Rotor 4 (Abb. 4.7). Neben der Instationarität des vom Spaltwirbel ausgelösten Blockagegebietes weist auch die Strömungsgeschwindigkeit im Bereich der Schaufelvorderkante erhebliche Schwankungen auf. Nahe der Druckseite ist dies auf das Blockagegebiet zurückzuführen, dessen fluktuierender Rand bis zur benachbarten Schaufel reicht. Die Instationarität auf der Saugseite legt hingegen eine erhebliche Schwankung des Zuströmwinkels nahe. Bei genauer Betrachtung der Machzahlverteilung in Abb. 4.6 ist an dieser Stelle sogar ein Gebiet mit sehr niedriger Strömungsgeschwindigkeit zu erkennen. Es ist ein Indiz für eine Strömungsablösung an der Schaufelvorderkante. Die gegenüber dem Rotor 3 unterschiedliche Ausprägung der Blattspitzenströmung läßt darauf schließen, daß der Vorderkantenumströmung bei dem Rotor 4 eine größere Bedeutung für den Stalleintritt beizumessen ist als der Oszillation des Spaltwirbels.

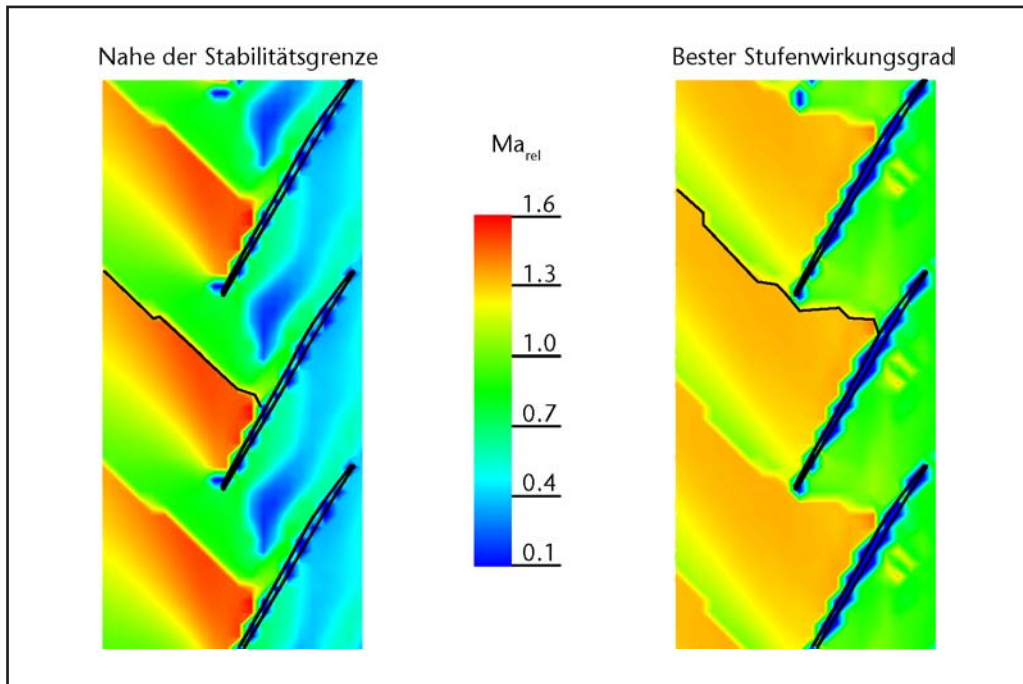


Abb. 4.6 Rotor 4: Machzahl im Relativsystem (95 % Kanalhöhe)

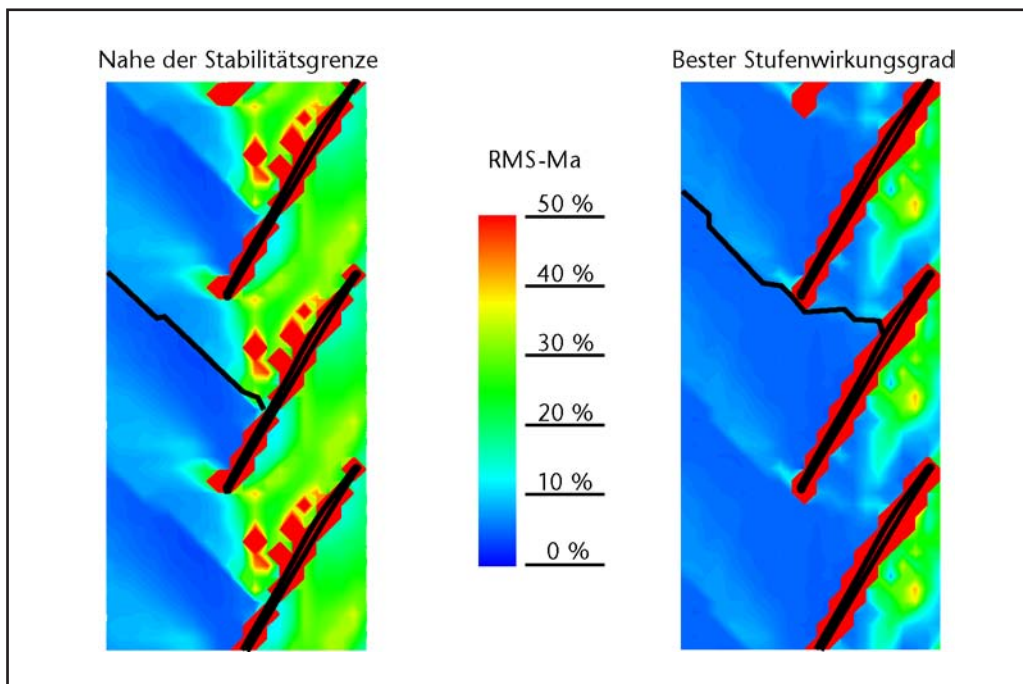


Abb. 4.7 Rotor 4: Relative Standardabweichung der L2F-Ergebnisse (95 % Kanalhöhe)

### 4.3 Zukünftige Aktivitäten

Die Strömungsmechanismen an der Stabilitätsgrenze sowie die verschiedenen Mechanismen, die zum Stalleintritt führen, unterscheiden sich von Verdichter zu Verdichter. Die Zusammenhänge sind im Detail noch nicht verstanden und Gegenstand der aktuellen Forschung. Die vorliegende Arbeit leistet einen Beitrag zum besseren Verständnis des Stalleintritts im speziellen Fall des Rotor 3 in Verbindung mit dem Transsonischen Verdichterprüfstand der TU Darmstadt. Die Ergebnisse der Untersuchung geben Anlaß zu den folgenden weiterführenden Arbeiten.

Aufgrund der erheblichen Instationarität der Strömung sind zur Absicherung der angestellten Vermutungen zusätzliche zeitaufgelöste Meßdaten notwendig. Dies gestaltet sich aufgrund der eingangs dargelegten Problematik schwierig. Die Fortschritte auf dem Gebiet der Laser-Meßtechnik lassen jedoch erwarten, daß in absehbarer Zeit auch die instationären Strömungsphänomene aufgelöst werden können. Die Arbeiten an einem Forschungsvorhaben der AG Turbo in Kooperation mit dem DLR Köln und der MTU Aero Engines, das u.a. dieses Thema behandelt, sind gerade aufgenommen worden.

Ergänzend zu den Bemühungen, die verfügbare, experimentelle Datenbasis weiter zu verbessern, kommt der Strömungssimulation zunehmende Bedeutung zu. Zur Überprüfung der zahlreichen Hypothesen bezüglich der Instationarität der Spaltströmung, des Spaltwirbels und des Stalleintritts sind validierte, zeitlich und räumlich hochaufgelöste numerische Simulationen unverzichtbar. Die Ergebnisse der vorliegenden Arbeit unterstreichen, daß zur Abbildung des Stallvorgangs nicht nur die Instationarität berücksichtigt werden muß. Um auch die Strömungsphänomene zu erfassen, die sich in Umfangsrichtung ausbreiten, müssen die Simulationen alle Schaufelpassagen eines Rotors umfassen. An diesen Punkt knüpft eine Zusammenarbeit mit dem NASA Glenn Research Center an. Die experimentell ermittelten, statischen Wanddruckverteilungen tragen zur Validierung der dort durchgeführten Strömungssimulationen (Abb. 4.8) bei.

Die Meßergebnisse des neu entworfenen Rotor 4 lenken die Aufmerksamkeit auf einen weiteren Aspekt. Da der bisherige Stator die Leistungsfähigkeit des Rotor 3 und des Rotor 4 beeinträchtigt, ist in einem Gemeinschaftsprojekt mit der MTU Aero Engines ein neuer „Stator 2“ mit dreidimensionaler Schaufelgestaltung entwickelt worden (Abb. 4.9). Mit ihm soll untersucht werden, inwieweit der bisher verwendete „Stator 1“ den Arbeitsbereich der beiden Rotoren einschränkt.

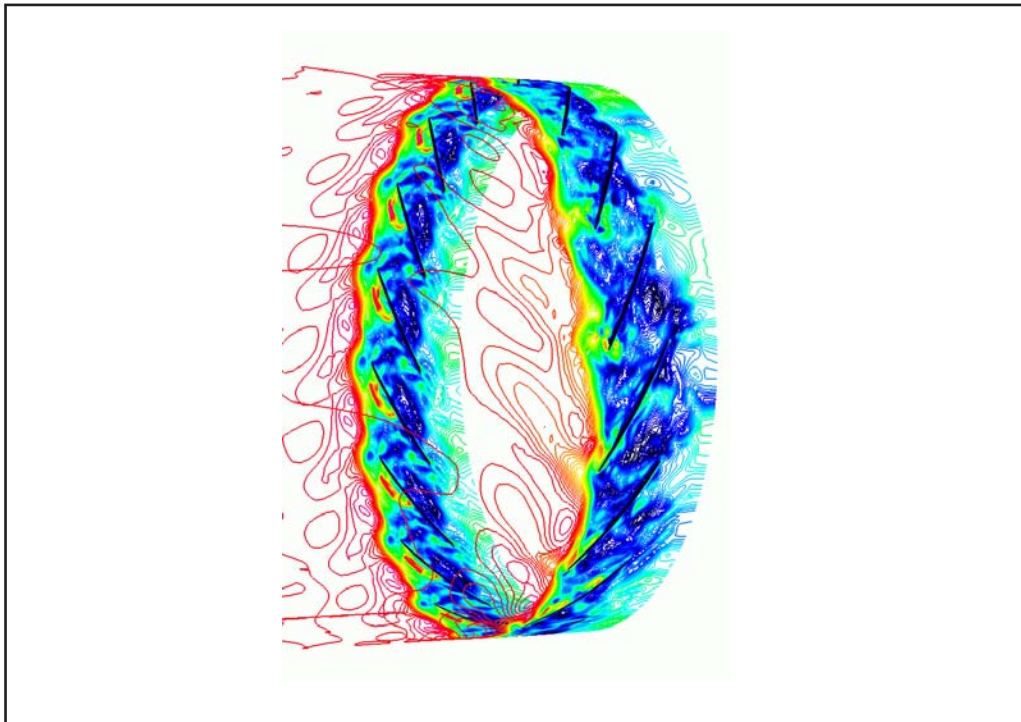


Abb. 4.8 *Berechnete Machzahl im Relativsystem beim Stalleintritt [Hah et al. (2006)]*



Abb. 4.9 *Stator 2 mit dreidimensionaler Schaufelgestaltung*

## 5 Zusammenfassung

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit der experimentellen Analyse der Strömung im Laufrad eines transsonischen Axialverdichters an seiner Stabilitätsgrenze bei Auslegungsdrehzahl. Am Beispiel des vorwärtsgepeilten Rotor 3 des Transsonikverdichters der TU Darmstadt werden Ergebnisse einer Vermessung des Geschwindigkeitsfeldes sowie von hochauflösenden Messungen des statischen Drucks in der Gehäusewand im Bereich des Laufrades vorgestellt und diskutiert.

Die experimentelle Analyse der Strömungsvorgänge im Blattspitzenbereich bestätigen die Auslegungsphilosophie des Rotor 3. Aufgrund der verringerten aerodynamischen Belastung der Blattspitze wird der Stalleintritt dieses Rotors nicht mehr unmittelbar von einer Blockagewirkung des Spaltwirbels ausgelöst. Allerdings kann der nach Betrag und Richtung schwankende Spaltwirbel an der Stabilitätsgrenze zeitweise die Schaufelvorderkante erreichen. Die Meßergebnisse lassen vermuten, daß dies zu einer Umströmung der Schaufelvorderkante (spill-forward) sowie zu einer selbsterregten Oszillation des Spaltwirbels führt.

Die Ergebnisse der Wanddruckmessungen vermitteln einen Eindruck von den Strömungsverhältnissen im Laufrad während des Stalleintritts. Dabei werden die folgenden Zusammenhänge sichtbar:

- Die bei der Stallerkennung anhand von tiefpaß-gefilterten Wanddrucksignalen als Stall-Vorläufer identifizierten „spikes“ sind auf eine Stromaufverschiebung der Verdichtungsstöße in ein oder zwei Schaufelpassagen zurückzuführen.
- Es ist anzunehmen, daß die lokal begrenzte Stoßlagenänderung im Falle des Rotor 3 auf die Störung der Schaufelzuströmung durch den Spaltwirbel zurückzuführen ist.
- Das Anwachsen eines „spikes“ zu einer Stall-Zelle setzt an dem Rand des „spikes“ ein, an dem sich eine Störung entgegen der Rotordrehrichtung entlang des Umfangs ausbreiten kann. Der andere Rand mit dem stromauf verschobenen Verdichtungsstoß verharrt zunächst unverändert in derselben Schaufelpassage.

Die Ergebnisse zeigen, daß für ein umfassendes Verständnis der Strömungsphänomene an der Stabilitätsgrenze die Berücksichtigung der instationären Effekte von besonderer Bedeutung ist. Dies gilt sowohl für experimentelle als auch numerische Untersuchungen. Darüber hinaus erscheint es notwendig zu sein, die Strömungssimulation nicht nur auf eine Schau-felpassage zu begrenzen sondern auf alle Passagen entlang des Umfangs auszudehnen.

Die Erkenntnisse aus der Analyse des Rotor 3 führen zu einem verbesserten Entwurfskonzept, das anhand des neuen Rotor 4 mit moderater Vorwärtspfeilung experimentell überprüft werden konnte. Dabei wurde deutlich, daß der bisherige Stator die Leistungsfähigkeit des Rotor 3 und des Rotor 4 beeinträchtigt. Eine der zukünftigen Aktivitäten wird es daher sein, anhand eines verbesserten Stators zu untersuchen, inwieweit der bisher verwendete Stator den Arbeitsbereich der beiden Rotoren einschränkt.

## 6 Literaturverzeichnis

AGARD (1990)

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

Bergner et al. (2003)

Bergner, J.; Hennecke, D. K.: *Experimental Study of Stall-Inception of a single-stage transonic compressor*. Presented at the 16th ISABE International Symposium on Air Breathing Engines, Cleveland, Ohio, USA; 2003. – ISABE Paper 2003-1081.

Bergner et al. (2005)

Bergner, J.; Kablitz, S.; Hennecke, D. K.; Passrucker, H.; Steinhardt, E.: *Influence of Sweep on the 3D Shock Structure in an Axial Transonic Compressor*. Presented at the ASME Turbo Expo 2005, Reno, Nevada, USA, 6–9 June 2005. – ASME Paper GT2005-68835.

BlaHa (2000)

BlaHa, C.: *Transsonikverdichter mit gepfeilten Profilen*. Dissertation Technische Universität Darmstadt, Fachgebiet Gasturbinen und Flugantriebe, 2000.

Bronstein (1993)

Bronstein, I. N.; Semendjajew, K. A.; Musiol, G.; Mühlig, H.: *Taschenbuch der Mathematik*. Frankfurt am Main: Verlag Harry Deutsch, 1993.

Camp und Day (1998)

Camp, T. R.; Day, I. J.: *A Study of and Modal Stall Phenomena in a Low Speed Axial Compressor*. In: *Journal of Turbomachinery*. 120. (1998), S. 393–401.

Chen et al. (1991)

Chen, G. T.; Greitzer, E. M.; Tan, C. S.; Marble, F. E.: *Similarity Analysis of Compressor Tip Clearance Flow Structure*. In: *Journal of Turbomachinery*. 113. (1991), Nr. 4, S. 260–271. – ASME Paper 90-GT-153.

Day et al. (1999)

Day, I. J.; Breuer, T.; Escuret, J.; Cherrett, M.; Wilson, A.: *Stall Inception and the Prospects for Active Control in Four High-Speed Compressors*. In: ASME Journal of Turbomachinery. 121. (1999), S. 18–27.

Delery (1994)

Delery, J. M.: *Aspects of Vortex Breakdown*. In: Prog. Aerospace Sci. 30. (1994), S. 1–59.

Denton und Xu (1999)

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

DLR (2003)

DLR, Institut für Antriebstechnik. *Angebotschreiben: 3-Komponenten L2F-Messungen an einem Transsonikverdichter bei der TU-Darmstadt*. Köln, (2003).

Emmons et al. (1955)

Emmons H. W.; Pearson C. E.; Grant H. P. : *Compressor Surge and Stall Propagation*. In: Transaction of ASME. 79. (1955), S. 455–469.

Escuret und Garnier (1996)

Escuret, J. F.; Garnier, V.: *Stall Inception Measurements in a High-Speed Multi-Stage Compressor*. In: ASME Journal of Turbomachinery. 118. (1996), Nr. 4, S. 690–696.

Garnier et al. (1991)

Garnier, V. H.; Epstein, A. H.; Greitzer, E. M.: *Rotating Waves as a Stall Inception Indication in Axial Compressors*. In: Journal of Turbomachinery. 113. (1991), S. 290–302.

Gerolymos und Vallet (1999)

Gerolymos, G. A.; Vallet, I.: *Tip-Clearance and Secondary Flows in a Transonic Compressor Rotor*. In: Journal of Turbomachinery. 121. (1999), Nr. 10, S. 751–762. – ASME Paper 98-GT-366

Gostelow (2003)

Gostelow, P.: *Final Plenary Session Transcript*. In: Proceedings of Minnowbrook IV—2003 Workshop on Transition and Unsteady Aspects of Turbomachinery Flows. Editors: LaGraff J. E.; Ashpis, D. E., (2003). – NASA/TM—2004-212913.

Gravdahl und Egeland (1999)

Gravdahl, J. T.; Egeland, O.: *Compressor Surge and Rotating Stall: Modeling and Control. (Advances in Industrial Control)*. London, Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 1999.

Gümmer et al. (2000)

Gümmer, V.; Wenger, U.; Kau, H.-P.: *Using Sweep and Dihedral to control Three-dimensional Flow in Transonic Stators of Axial Compressors*. Presented at the International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, Munich, Germany, 2000. – ASME Paper 2000-GT-491.

Hah et al. (1998)

Hah, C.; Puterbaugh, S. L.; Wadia, A. R.: *Control of Shock Structure and Secondary Flow Field inside Transonic Compressor Rotors through Aerodynamic Sweep*. Presented at the International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, Stockholm, Sweden, June 2–5, 1998. – ASME Paper 98-GT-561.

Hah und Rabe (2001)

Hah, C.; Rabe, D. C.: *Role of Tip Clearance Flows on Flow Instability in Axial Flow Compressors*. Presented at the 15th International Symposium on Air Breathing Engines, Bangalore, India, 2–7 Sept. 2001. – ISABE Paper 2001-1223.

Hah et al. (2004)

Hah, C.; Rabe, D. C.; Wadia, A.R.: *Role of Tip-Leakage Vortices and Passage Shock in Stall Inception in a Swept Transonic Compressor Rotor*. Presented at the International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, Vienna, Austria, June 14–17, 2004. – ASME Paper GT2004-53867.

Hah et al. (2006)

Hah, C.; Bergner, J.; Schiffer, H.-P.: *Short length-scale Rotating Stall Inception in a Transonic Axial Compressor – Criteria and Mechanisms*. To be presented at the International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, Barcelona, Spain, May 8–11, 2006.

He und Ismael (1997)

He, L.; Ismael, J. O.: *Computations of Blade Row Stall Inception in Transonic Flows*. Presented at the 13th International Symposium on Air Breathing Engines, Chattanooga, TN, USA, Sept. 7–12, 1997. – ISABE Paper 97-7100.

- Hoeger und Broichhausen (1992)  
Hoeger, M.; Broichhausen, K. D.: *Prediction of 2D Viscous Transonic Flow in Compressor Cascades Using a Semi-Empirical Shock/Boundary-Layer Interaction Method*. Presented at the International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, Cologne, Germany, June 1-4, 1992. – ASME Paper 92-GT-277.
- Hoeger et al. (1999)  
Hoeger, M.; Fritsch, G.; Bauer, D.: *Numerical Simulation of the Shock-Tip Leakage Vortex Interaction in a HPC Front Stage*. In: Journal of Turbomachinery. 121. (1999), Nr. 7, S. 465–467. – ASME Paper 98-GT-261.
- Hoeger et al. (2000)  
Hoeger, M.; Lahmer, M.; Dupslaff, M.; Fritsch, G.: *A Correlation for Tip Leakage Blockage in Compressor Blade Passages*. In: Journal of Turbomachinery. 122. (2000), S. 426–432. – ASME Paper 99-GT-388.
- Hofmann und Ballmann (2003)  
Hofmann, W.H. and Ballmann, J.: *Some Aspects of Tip Vortex Behavior in a Transonic Turbocompressor*. – ISABE Paper 2003-1223.
- Kablitz (2003)  
Kablitz, S.: *Beeinflussung der Spaltströmung von Transsonischen Axialverdichtern durch Forward Sweep*. Dissertation Technische Universität Darmstadt, Fachgebiet Gasturbinen und Flugantriebe, 2003.
- Khalid et al. (1999)  
Khalid, S. A.; Khalsa, A. S.; Waitz, I. A.; Tan, C. S.; Greitzer, E. M.; Cumpsty, N. A.; Adamczyk, J. J.; Marble, F. E.: *Endwall Blockage in Axial Compressors*. In: Journal of Turbomachinery. 121. (1999), Nr. 7, S. 499–509. – ASME Paper 98-GT-188.
- Lin et al. (2002)  
Lin, F.; Chen, J.; Li, M.: *Experimental Investigation of Unsteady Rotor Tip Flows in a High Speed Compressor throttled to Stall*. Presented at the International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, Amsterdam, The Netherlands, June 3–6, 2002. – ASME Paper GT-2002-30360.

Mailach et al. (2001)

Mailach, R.; Lehmann, I.; Vogeler, K.: Rotating Instabilities in an Axial Compressor Originating From the Fluctuating Blade Tip Vortex. In: Journal of Turbomachinery. 123. (2001), S. 453–463. – ASME Paper 2000-GT-506.

Prince (1980)

Prince, D. C. Jr.: *Three-Dimensional Shock Structures for Transonic/Supersonic Compressor Rotors*. In: Journal of Aircraft. 17. (1980), Nr 1, S. 28–37.

Puterbaugh et al. (1995)

Puterbaugh, S. L.; Brendel, M.: *Tip Clearance Flow-Shock Interaktion in a Transonic Compressor Rotor*. Presented at the 31th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion conference and Exhibit, San Diego, California, July 10–12, 1995. – AIAA Paper 95-2459.

Schodl und Förster (1991)

Schodl, R.; Förster, W.: Geschwindigkeitsmessung in Turbomaschinen – Neue Entwicklungen beim Laser-2-Fokus Verfahren. In: DLR-Nachrichten. Heft 63. (1991), S. 12–18.

Schulze (1995)

Schulze, G.: *Betriebsverhalten eines transsonischen Axialverdichters*. Dissertation Technische Universität Darmstadt, Fachgebiet Gasturbinen und Flugantriebe, 1995.

Sielaff (2002)

Sielaff, F.: *Messungen hinter einem transsonischen Verdichterroter mit einer Ein-Sensor-Sonde*. Diplomarbeit Technische Universität Darmstadt, Fachgebiet Gasturbinen und Flugantriebe, 2002.

Spurk (2004)

Spurk, J. H.: *Strömungslehre*. Berlin, Heidelberg, New York: Springer, 2004.

Storer und Cumpsty (1993)

Storer, J. A.; Cumpsty, N. A.: *An Approximate Analysis and Prediction Method for Tip Clearance Loss in Axial Compressors*. Presented at the International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, Cincinnati, Ohio, May 24–27, 1993. – ASME Paper 93-GT-140.

Suder und Celestina (1996)

Suder, K. L.; Celestina, M. L.: *Experimental and Computational Investigation of the Tip Clearance Flow in a Transonic Axial Compressor Rotor*. In: Journal of Turbomachinery. 118. (1996), S. 218–229. – ASME Paper 94-GT-365.

Tryfonidis et al. (1995)

Tryfonidis, M.; Etchevers, O.; Paduano, J. D.; Epstein, A. H.; Hendricks, G. J.: *Prestall Behavior of Several High Speed Compressors*. In: ASME Journal of Turbomachinery. 117. (1995), S. 62–80.

Vo et al. (2005)

Vo, H. D.; Tan, C. S.; Greitzer, E. M.: *Criteria for Spike Initiated Rotating Stall*. Presented at the ASME Turbo Expo 2005, Reno, Nevada, USA, 6–9 June 2005. – ASME Paper GT2005-68374.

Wadia und Law (1993)

Wadia, A. R.; Law, C. H.: *Low Aspect Ratio Transonic Rotors: Part 2: Influence of Location of Maximum Thickness on Transonic Compressor Performance*. In: ASME Journal of Turbomachinery. 115. (1993), S. 226–239.

Wadia und Copenhaver (1996)

Wadia, A. R.; Copenhaver, W. W.: *An Investigation of the Effect of Cascade Area Ratios on Transonic Compressor Performance*. In: ASME Journal of Turbomachinery. 117. (1996), S. 760–770.

Wennerstrom und Puterbaugh (1984)

Wennerstrom, A. J.; Puterbaugh, S. L.: *A Three-Dimensional Model for the Prediction of Shock Losses in Compressor blade rows*. In: ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. 106. (1984), Nr. 2, S. 295–299.

Wernet et al. (2002)

Wernet, M. P.; Zante, D. V.; Strazisar, T. J.; John, W. T.; Prahet, P. S.: *3-D Digital PIV Measurements of the Tip Clearance Flow in an Axial Compressor*. Presented at the International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, Amsterdam, The Netherlands, June 3–6, 2002. – ASME Paper GT-2002-30643.

Wilke und Kau (2002)

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*. Presented at the International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, Amsterdam, The Netherlands, June 3–6, 2002. – ASME Paper GT-2002-30642.

Wood et al. (1990)

Wood, J. R.; Strazisar, A. J.; Hathaway, M. D.: „Test Case E/CO-2 Single Transonic Fan Rotor“. In: Fottner, L., (Hg.), *Test Cases for Computation of Internal Flows in Aero Engine Components*. 1990. – AGARD Advisory Report 275.

Yamada et al. (2004)

Yamada, K.; Furukawa, M., Nakano, T.; Inoue, M., Funazaki, K.: *Unsteady Three-Dimensional Flow Phenomena due to Breakdown of Tip Leakage Vortex in a Transonic Axial Compressor Rotor*. Presented at the International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, Vienna, Austria, June 14–17, 2004. – ASME Paper GT2004-53745.

Yamaguchi et al. (1993)

Yamaguchi, N.; Tominaga, T.; Masutani, J.; Goto, M.: *Performance Improvement by Forward-Skewed Blading of Axial Fan Moving Blades*. Presented at the 11th ISABE International Symposium on Air Breathing Engines, Tokyo, Japan, 1993. – ISABE Paper 93-7055.

## 7 Anhang

### 7.1 Dreidimensionale Schaufelgestaltung

#### 7.1.1 Pfeilung (Sweep)

Als Pfeilung wird die Winkelabweichung einer Bezugslinie, welche die Schaufel oder Tragflügelgeometrie in Spannweitenrichtung charakterisiert, von der Senkrechten zur Anströmung bezeichnet. Eine typische Bezugslinie ist neben der Schaufelvorder- bzw. -hinterkante die Kurve, die alle Flächenschwerpunkte der Profilschnitte verbindet.

Wenn die Bezugslinie entgegen der Strömungsrichtung geneigt ist, handelt es sich dabei um „Vorwärtspfeilung“ (forward sweep), im umgekehrten Fall um „Rückwärtspfeilung“ (aft sweep). Ändert sich die Richtung der Pfeilung entlang der Höhe einer Rotorschaukel nicht, spricht man von „straight sweep“, ändert sie sich, wird das als „compound sweep“ bezeichnet.

Im Gegensatz zu einer Rotorschaukel ist bei einem Flugzeugtragflügel die Anströmrichtung entlang der Spannweite in der horizontalen Ebene immer konstant (Abb. 7.1). In einer Turbomaschine folgt das anströmende Fluid allerdings der Ringraumkontur und wird zusätzlich durch die Blockage der Strömung im Blattspitzenbereich radial abgelenkt. Das bedeutet, der Betrag der Pfeilung ist vor der Berechnung des Strömungsfeldes nicht exakt bekannt und variiert unter Umständen abhängig vom Betriebspunkt.

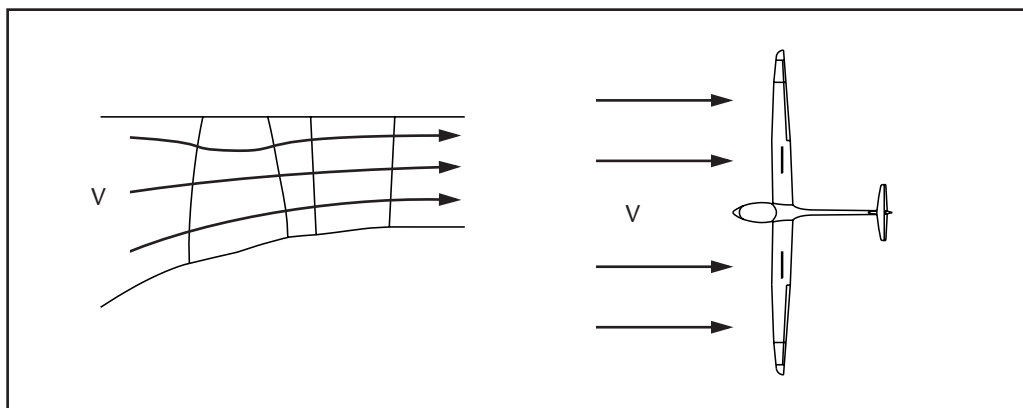


Abb. 7.1 Anströmung von Rotorschaukel und Tragflügel

Die Auswirkungen einer Pfeilung auf das Strömungsfeld ist von der Verschiebung der Profilschnitte in Sehnenrichtung abhängig (Abb. 7.2). Ähnlich den Verhältnissen am unendlich langen, gepfeilten Tragflügel kommt es bei einem Rotor mit Vorwärtspfeilung in der Nähe der Schaufeloberfläche zu der in Abb. 7.3 gezeigten Verlagerung der Strömung. In ausreichendem Abstand zu Nabe und Gehäuse bleibt die Komponente der Strömungsgeschwindigkeit in Spannweitenrichtung ungefähr gleich. Da die axiale Komponente auf der Saugseite zu- bzw. auf der Druckseite abnimmt, werden die Stromlinien in Richtung des Gehäuses bzw. der Nabe abgelenkt. Dies führt zu der in Abb. 7.4 dargestellten Verwerfung der Stromflächen und damit im Gehäuse- und Nabenbereich zu einer Variation der Stromschichtdicke in Umfangsrichtung.

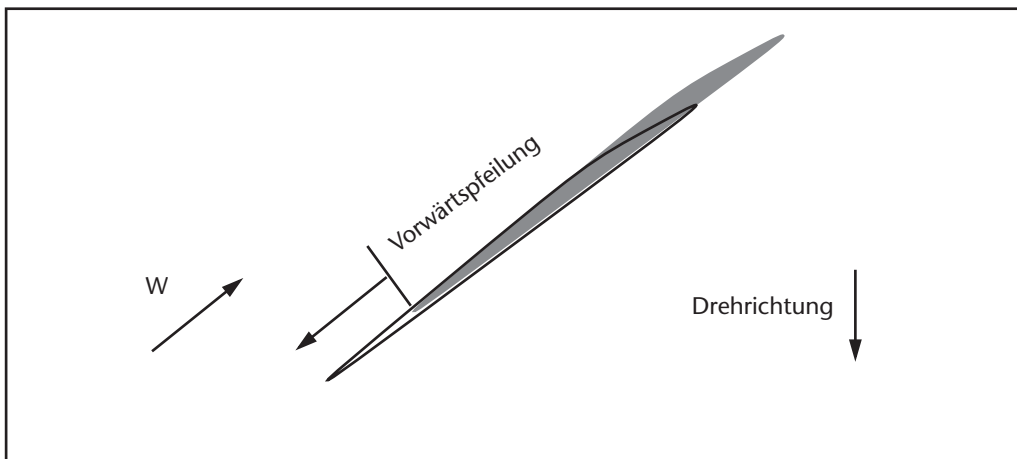


Abb. 7.2 Zur Definition der Pfeilung

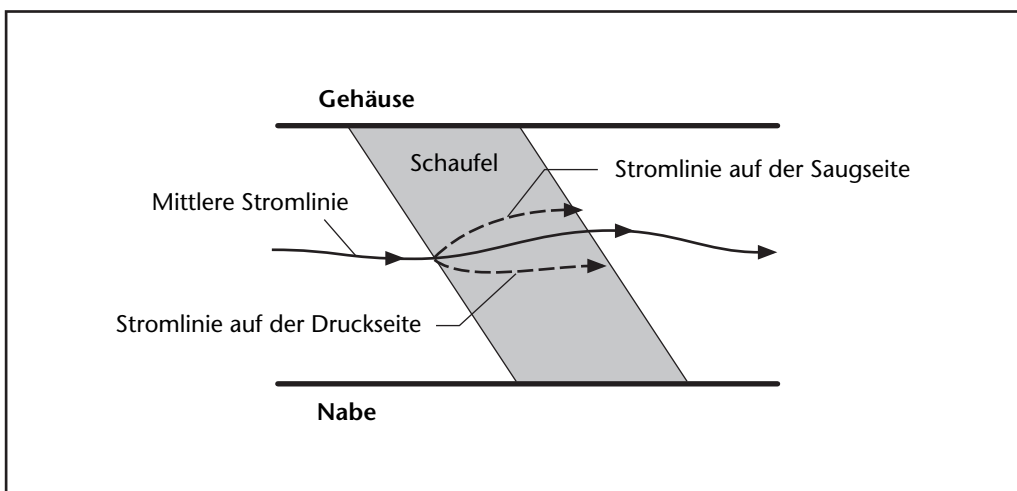


Abb. 7.3 Ablenkung der Stromlinien durch Pfeilung

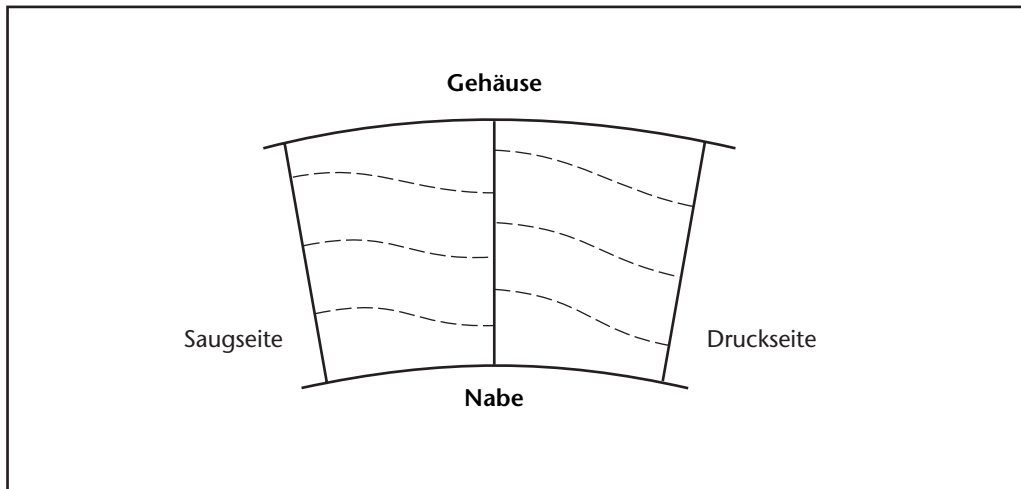


Abb. 7.4 Verwerfung der Stromflächen durch Pfeilung

Die Verwerfung der Stromfläche erzeugt in der gesamten Schaufelpassage einen Sekundärströmungswirbel. Bei einer Vorwärtspfeilung wirkt dieser dem Kanalwirbel im Blattspitzenbereich entgegen, während er ihn im Nabenbereich unterstützt (Gümmer et al. (2000)).

Abbildung 7.5 zeigt den Einfluß einer Vorwärtspfeilung auf die aerodynamische Belastung an der Schaufelvorder- bzw. -hinterkante. Im Bereich der Vorderkante herrscht nahe des Gehäuses eine niedrige Belastung, da sich weiter innen keine Schaufel mehr befindet. An der Hinterkante ist die Belastung höher, weil der Druckunterschied zu der höher belasteten Region direkt darunter nur sehr klein sein kann (Denton und Xu (1999)). Die Belastungen an der Nabe sind entsprechend umgekehrt.

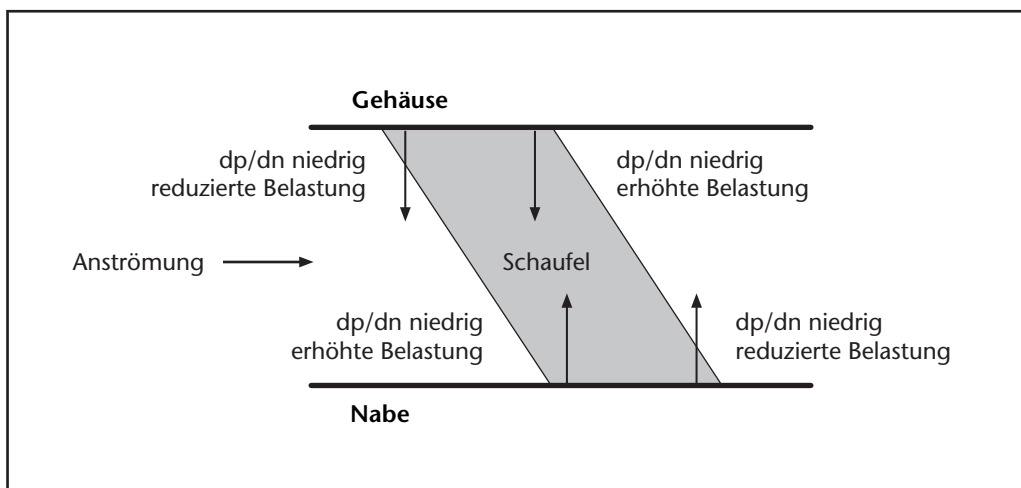


Abb. 7.5 Auswirkung der Pfeilung auf die Belastung

In Yamaguchi *et al.* (1993) wird auf ein weiteres Phänomen hingewiesen. Abb. 7.6 zeigt schematisch die Isobaren und die Richtung des Druckanstieges auf der Saugseite einer konventionellen und einer vorwärtsgepfeilten Schaufel. Im ungepfeilten Rotor bewegen sich Fluidteilchen innerhalb der Schaufelgrenzschicht aufgrund des Ungleichgewichts zwischen Zentrifugalkraft und dem Druckgradienten radial nach außen. Im Fall des Rotors mit Vorwärtspfeilung wird diese Bewegung durch die radiale Komponente des Druckanstieges verlangsamt und in die Richtung der Hauptströmung abgelenkt. Zusammen mit der Tatsache, daß die äußeren Profilschnitte wegen der Pfeilung weiter stromauf liegen, bewirkt dies, daß weniger impulsarme Strömung den Blattspitzenbereich erreicht.

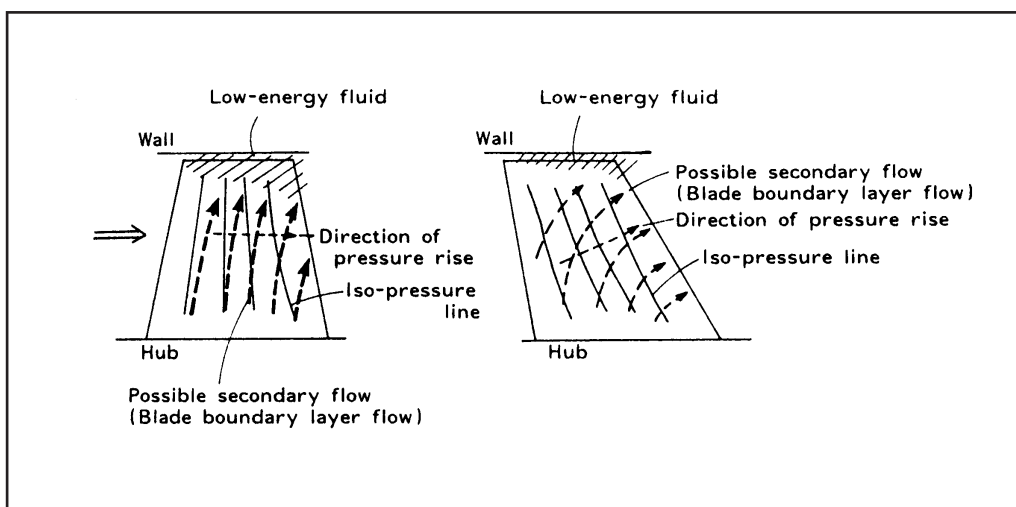


Abb. 7.6 Auswirkung der Pfeilung auf die Grenzschicht [Yamaguchi *et al.* (1993)]

### 7.1.2 Verwindung (Twist)

Um eine hohe Leistungsübertragung zu erreichen, werden transsonische Verdichterrotoren mit sehr großen Drehzahlen betrieben. Aufgrund des niedrigen Nabenverhältnisses verändert sich die Umfangsgeschwindigkeit über der Kanalhöhe in einem weiten Bereich. Eine annähernd gleichmäßige radiale Verteilung der Axialgeschwindigkeit vorausgesetzt, führt dies zu einer starken Zunahme des relativen Anströmwinkels in radialer Richtung (Abb. 7.7). Aus diesem Grund ist es notwendig, die Schaufelwinkel entsprechend anzupassen. Diese Verdrehung der Profilschnitte wird als „Verwindung“ bezeichnet. Wird die Verwindung eines Profilschnittes variiert, ändern sich geometrische Größenverhältnisse der Schaufelpassage, die Einfluß auf den Charakter des Strömungsfeldes haben (Wadia und Copenhaver (1996)).

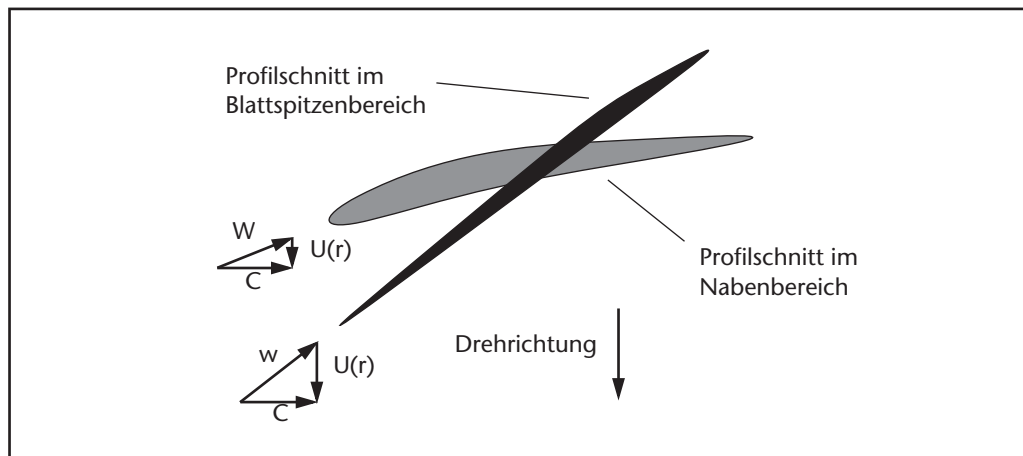


Abb. 7.7 Zur Definition der Verwindung

### 7.1.3 Schaufelneigung (Lean)

Eine Verschiebung der Schaufelprofile senkrecht zur Sehne wird als „Schaufelneigung“ (lean) bezeichnet (Abb. 7.8). In zahlreichen Veröffentlichungen findet sich dafür auch der Begriff „dihedral“. Dieser Ausdruck stammt wiederum aus der Flugzeugaerodynamik, wo er der sogenannten „V-Stellung“ der Tragflügel entspricht. Analog zur Pfeilung unterscheidet man zwischen „straight lean“ und „compound lean“, wobei für letzteres häufig auch „bow“ benutzt wird.

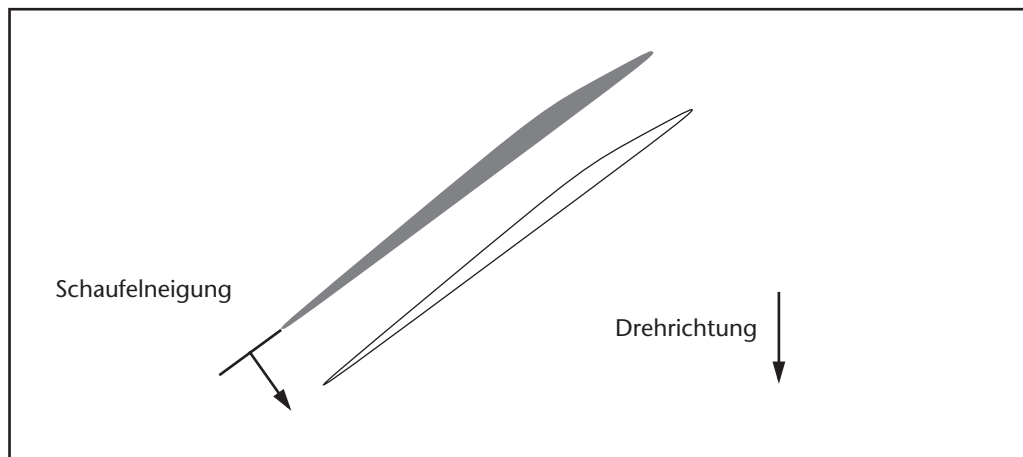


Abb. 7.8 Zur Definition der Schaufelneigung

Die aerodynamische Auswirkung einer Schaufelneigung auf das Strömungsfeld geht aus Abb. 7.9 hervor. Während eine radial gefädelt Schaufel nur eine Schaufelkraft mit Komponenten in axialer und Umfangsrichtung erzeugen kann, kommt durch eine Neigung eine Komponente in radialer Richtung hinzu. Die abgebildete Neigung entgegen der Drehrichtung führt zu einer Schaufelkraft in Richtung des Gehäuses und damit zu einem radialen Druckanstieg in der Passage. Die Stromlinien weichen infolgedessen in Richtung der Nabe aus (Abb. 7.10).

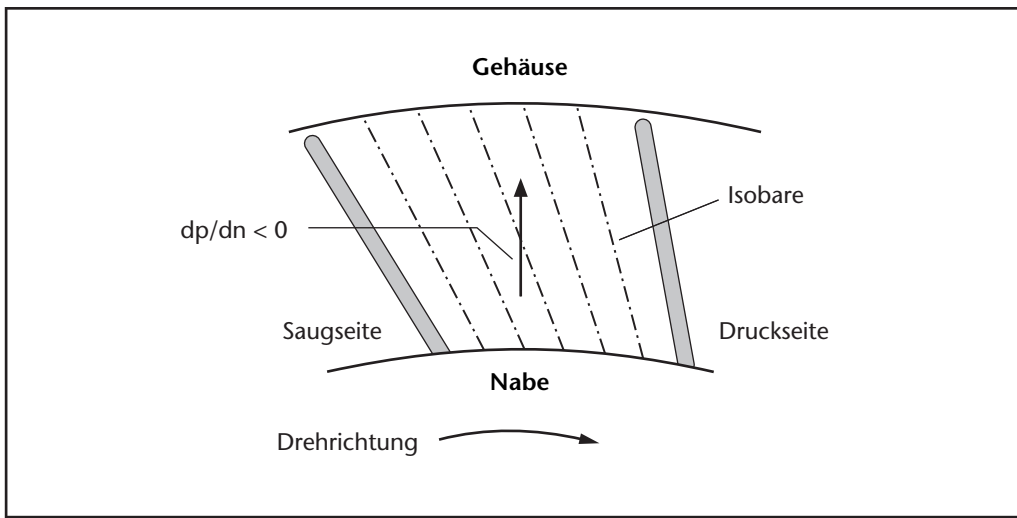


Abb. 7.9 Radialer Druckgradient durch eine Schaufelneigung

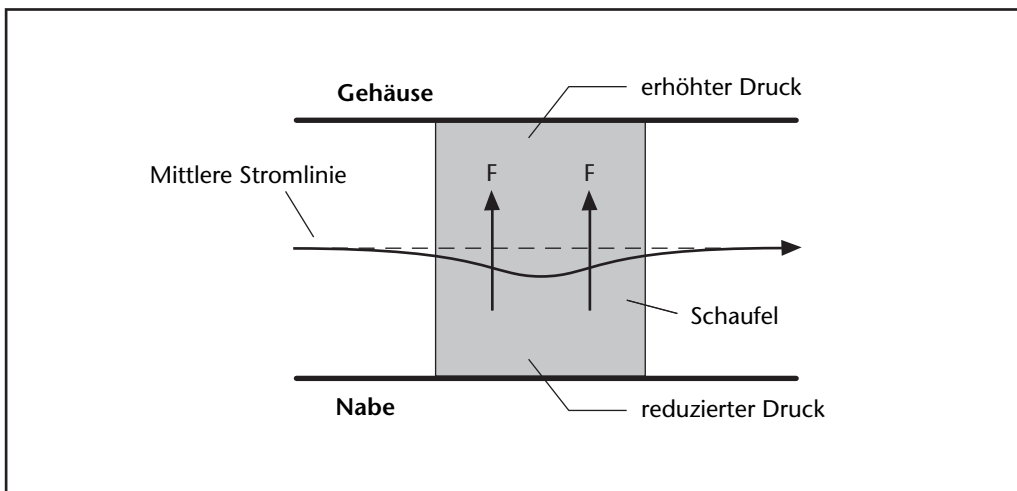


Abb. 7.10 Stromlinienverlagerung durch eine Schaufelneigung

## 7.2 Spaltmaße

Die Laufspalte der Rotoren 1 und 3 wurden mit Hilfe des kapazitiven Spaltweitenmeßsystems der Firma Hytron ermittelt. Zur Bestimmung des Laufspaltes des Rotor 4 kam das „Berührungslose Schaufelschwingungsmeßsystem“ (BSSM) der MTU Aero Engines in der Version mit kapazitiven Sonden zum Einsatz.

Zur Kalibration wurden die BSSM-Sonden nacheinander mit verschiedenen Rücksprüngen zur Gehäusekontur eingebaut und die Signalstärken bei ca. 5000 U/min ausgewertet. Der dabei in Kauf genommene Fehler von ca. 5% – bei typischen Schaufeldehnungen von Rotoren dieser Art von ca. 0,2mm somit ca. 0,01mm – liegt deutlich unterhalb der Meßgenauigkeit des mit Fühlerblattlehren vermessenen Kaltspaltes. Die Ergebnisse der Spaltemessungen ist in Tabelle 7.1 aufgeführt.

| Rotor:                             | Nr. 1                 | Nr. 3 | Nr. 4 |
|------------------------------------|-----------------------|-------|-------|
| Laufspalt [mm]                     | 1,0 ±0,1              | 0,7   | 0,9   |
| Sehnenlänge [mm]                   | 94                    | 110   | 93    |
| Schaufellänge [mm]                 | 85mm in Schaufelmitte |       |       |
| Laufspalt / Sehnenlänge            | 1,1%                  | 0,6%  | 1,0%  |
| Laufspalt / Mittlere Schaufellänge | 1,2%                  | 0,8%  | 1,1%  |

Tabelle 7.1 *Laufspalte der Blisk-Rotoren bei Nenndrehzahl*

### 7.3 Statischer Druck im Bereich der Schaufelvorderkante

Zur Bestimmung des Spaltdruckgefälles senkrecht zur Profilschne (vgl. Abb. 3.14) werden die statischen Drücke in der Gehäusewand herangezogen. Die Häufigkeitsverteilungen der Druckwerte sind für den Betriebspunkt an der Stabilitätsgrenze in Abb. 7.11 wiedergegeben. Aus den Verteilungen geht hervor, daß die Ausreißer hin zu niedrigen Drücken (blau markiert) von der Druckseite herrühren.

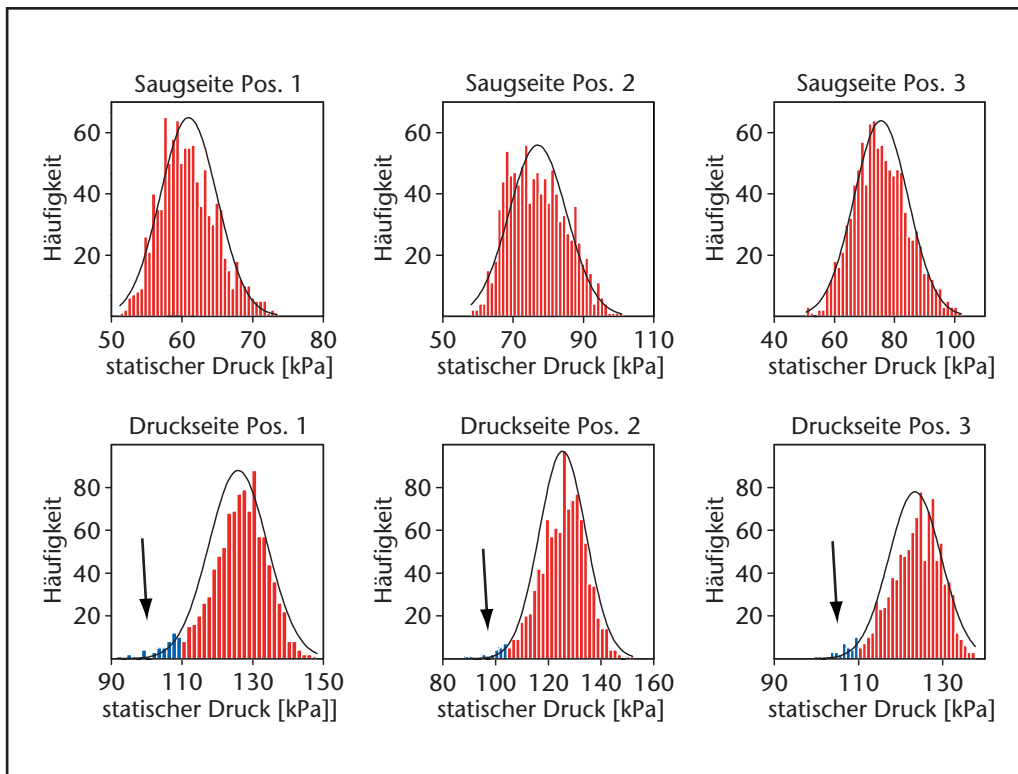


Abb. 7.11 Histogramme der statischen Druckwerte nahe der Schaufelvorderkante