

**Aktive Strömungsbeeinflussung unter Nutzung des Coanda-Effekts  
in einem Hochgeschwindigkeits-Axialverdichter**

Von der Fakultät für Maschinenbau  
der Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover  
zur Erlangung des akademischen Grades  
Doktor-Ingenieur  
genehmigte Dissertation  
von

Dipl.-Ing. Yavuz Gündogdu  
geboren am 01. November 1973 in Berlin

2009

Schlagworte für die Dokumentation:

aktive Strömungsbeeinflussung, Coanda-Effekt, Axialverdichter

Keywords:

active flow control, Coanda effect, axial compressor

Referent:

Prof. Dr.-Ing. Jörg Seume

Korreferent:

Prof. Dr.-Ing. Reinhard Mönig

Tag der Promotion:

17. November 2009

# Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik der Leibniz Universität Hannover.

Besonders herzlich danke ich Herrn Prof. Dr.-Ing. Jörg Seume, der die Anregung zu dieser Arbeit gab und ihre Durchführung zu jedem Zeitpunkt unterstützte. Das Vertrauen, das er in mich setzte und bis zur Verwirklichung der Dissertation zeigte, hat viel zu meiner Motivation beigetragen. Ebenso danken möchte ich Herrn Prof. Dr.-Ing. Reinhard Mönig für die Übernahme des Korreferates und für die wertvollen Hinweise zur Verbesserung des Manuskripts.

Der DFG (Deutsche Forschungsgesellschaft) danke ich für die Finanzierung des Forschungsvorhabens „Aktive Strömungsbeeinflussung in aerodynamisch hoch belasteten Verdichter-Statoren durch den Einsatz von Strahlklappen“, Vorhaben SE 1023/12-01.

Schließlich danke ich allen Mitarbeitern des Instituts, die mich immer unterstützt und mir in Gesprächen Anregungen zu dieser Arbeit geben konnten, und den Studenten, die in Form von Studien- und Diplomarbeiten oder durch Tätigkeit als Wissenschaftliche Hilfskräfte zum Gelingen beitrugen.

Von ganzem Herzen danke ich meinen Eltern, Fahriye und Hasan Gündogdu, sowie meiner Schwester, Yildiz Gündogdu, die mir diese Möglichkeit im Leben geboten haben, und die darüber hinaus stets an mich geglaubt und mich in allem bestmöglich unterstützt haben.

München im September 2009

Yavuz Gündogdu

## **Kurzfassung**

Um die spezifische Kosten und das spezifische Gewicht in modernen Flugtriebwerken zu senken, wird daran gearbeitet, in Verdichtern mit weniger Stufen auszukommen. Dazu muss die spezifische Stufenarbeit der Verdichter erhöht werden, was nur durch eine Erhöhung der aerodynamischen Belastung in der Stufe möglich ist.

In dieser Arbeit wird die Auslegung und der Einsatz eines Stators mit aktiver Strömungsbeeinflussung und Nutzung des Coanda-Effekts in einem Axialverdichter vorgestellt. Das Ziel der Auslegung und der experimentellen Untersuchung ist die Reduktion der Schaufelzahl.

Die Coanda-Oberfläche befindet sich hinter einem Ausblasschlitz auf der Saugseite im Bereich der Schaufelhinterkante des Stators der ersten Stufe eines vierstufigen Hochgeschwindigkeits-Axialverdichters.

Durch den Einsatz von aktiver Strömungsbeeinflussung kann der Abströmwinkel des ursprünglichen Stators trotz erhöhter aerodynamischer Belastung, einer Steigerung der Diffusionszahl nach Lieblein um 14%, beibehalten werden. Es wird gezeigt, dass das Teilungsverhältnis des aktiv beeinflussten Stators bei einer Ausblasrate von 0,5% bezogen auf den Verdichtereintrittsmassenstrom um 25% angehoben werden kann.

## **Abstract**

Weight and costs are key parameters in the design of a modern jet engine. One method to decrease these parameters is to reduce the number of compressor stages through increased work and loading of the individual stages.

This thesis presents the design of a stator for the front stage of a four-stage high speed compressor which combines active flow control and the use of a Coanda surface. The intention is to reduce the number of required airfoils.

The Coanda surface is located behind an injection slot running along the airfoil suction side close to the trailing edge.

The flow control is used to maintain the flow exit angle of the reference stator inspite of 14% increase in stator Lieblein diffusion factor. The design method and the results presented are based on steady numerical and experimental investigations. It is shown that the solidity of the flow-controlled stator can be decreased by 25% when blowing 0,5% of the main mass flow through the injection slots.

# Inhaltsverzeichnis

|  |    |
|--|----|
| 1. Einleitung .....  | 1  |
| 1.1. Motivation .....  | 1  |
| 1.2. Stand der Forschung .....   | 2  |
| 1.2.1. Coanda-Effekt .....   | 4  |
| 1.2.2. Anwendung des Coanda-Effekts in der Tragflügelaerodynamik ..... | 5  |
| 1.2.3. Anwendung des Coanda-Effekts in Turbomaschinen .....            | 7  |
| 1.3. Zielsetzung .....   | 10 |
| 2. Verdichterprüfstand .....   | 11 |
| 2.1. Vierstufiger Versuchsverdichter .....                             | 11 |
| 2.1.1. Beschau felung und Kenndaten des Versuchsverdichters .....      | 12 |
| 3. Strahlklappen-Stator mit Coanda-Effekt .....                        | 13 |
| 3.1. Grundlagen der quasidreidimensionalen Strömungsberechnung .....   | 13 |
| 3.2. Grundlagen der Navier-Stokes-Gleichungen .....                    | 14 |
| 3.2.1. Lösung der Reynoldsgemittelten Navier-Stokes-Gleichungen .....  | 15 |
| 3.2.2. Turbulenzmodellierung .....                                     | 17 |
| 3.3. Auslegungsprozess .....   | 20 |
| 3.3.1. 2D MISES Analyse .....  | 22 |
| 3.3.2. 3D CFD Analyse ohne aktive Strömungskontrolle .....             | 24 |
| 3.3.3. 3D CFD Analyse mit aktiver Strömungskontrolle .....             | 25 |
| 3.4. Effizienzbetrachtung der Strahlklappen-Schaufelzahl .....         | 29 |
| 4. Plenum am Stator 1 .....  | 32 |
| 4.1. Möglichkeiten der Plenumsgestaltung .....                         | 32 |
| 4.2. Plenumsgeometrie .....  | 33 |
| 4.3. Grundlagen der zur Plenumsvermessung eingesetzten Verfahren ..... | 34 |
| 4.3.1. Ölanstrichbilder .....  | 35 |
| 4.3.2. Hitzdraht Anemometrie .....                                     | 35 |
| 4.3.3. Particle Image Velocimetry Messverfahren .....                  | 36 |
| 4.4. Strömungsanalyse .....  | 37 |
| 4.4.1. Ölanstrichbilder .....  | 39 |
| 4.4.2. Totaldruck- und Geschwindigkeitsverteilung .....                | 40 |
| 4.4.3. Particle Image Velocimetry .....                                | 42 |
| 4.5. Implementierung des Plenums in den Versuchsverdichter .....       | 44 |
| 5. Festigkeitsnachweis von Verdichterschaufeln .....                   | 45 |
| 5.1. Grundlagen der Schwingungen .....                                 | 45 |
| 5.2. Die Finite Elemente Methode .....                                 | 46 |
| 5.3. Analyseabfolge zur Durchführung des Festigkeitsnachweises .....   | 47 |
| 5.4. Durchführung der Strukturanalysen des Stator 1 .....              | 48 |
| 5.4.1. Vernetzung der Schaufelmodelle .....                            | 48 |
| 5.4.2. Kontaktbedingungen .....  | 49 |
| 5.4.3. Lagerbedingung und numerisch berechnete Drucklasten .....       | 50 |

|  |    |
|--|----|
| 5.5. Ergebnisse der Modalanalyse .....                                     | 51 |
| 5.5.1. Referenz-Stator.....  | 51 |
| 5.5.2. Strahlklappen-Stator mit leerem Plenum.....                         | 53 |
| 5.5.3. Strahlklappen-Stator mit Rippen im Plenum .....                     | 54 |
| 5.6. Ergebnisse der statischen Strukturanalyse.....                        | 57 |
| 5.7. Ergebnisse der Frequenzganganalyse .....                              | 58 |
| 5.8. Festigkeitsnachweis für die Schwingungsbelastung .....                | 60 |
| 5.9. Forced Response Analyse für die Rotorschaukel der zweiten Stufe ..... | 62 |
| 5.9.1. Ergebnisse der Modalanalyse .....                                   | 62 |
| 5.9.2. Festigkeitsnachweis für die Schwingungsbelastung .....              | 64 |
| 6. Fertigung.....  | 66 |
| 6.1. Luftversorgung des Plenums .....                                      | 66 |
| 6.2. Fertigung des Strahlklappen-Stators .....                             | 68 |
| 6.2.1. Fertigung des Grundkörpers .....                                    | 68 |
| 6.2.2. Fertigung des Deckels .....   | 70 |
| 6.2.3. Laserschweißen vom Deckel und Grundkörper .....                     | 70 |
| 6.2.4. Endbearbeitung des Strahlklappen-Stators.....                       | 71 |
| 6.3. Fertigung Statorring.....   | 72 |
| 6.4. Fertigung Rotorring.....  | 73 |
| 6.5. Einbauanordnung der neu gefertigten Teile.....                        | 74 |
| 7. Sekundärluftsystem.....   | 76 |
| 7.1. Aufbau des Sekundärluftsystems .....                                  | 76 |
| 7.2. Druckverlustberechnung des Sekundärluftsystems .....                  | 77 |
| 8. Versuchsdurchführung .....  | 79 |
| 8.1. Messtechnik.....  | 79 |
| 8.1.1. Drehzahlmessung .....   | 79 |
| 8.1.2. Massenstrommessung .....  | 80 |
| 8.1.3. Ansaug- und Austrittsdrossel .....                                  | 80 |
| 8.1.4. Messung der Strömungsgrößen am Eintritt.....                        | 81 |
| 8.1.5. Sondenmessung im Austritt und im Axialspalt .....                   | 81 |
| 8.2. Durchführung der experimentellen Untersuchungen .....                 | 83 |
| 8.2.1. Kennfeldmessung .....   | 83 |
| 8.2.2. Strömungsfeldmessung .....  | 86 |
| 8.2.3. Umfangsgemittelte Größen .....                                      | 89 |
| 9. Vergleich von Experiment und CFD-Berechnung.....                        | 91 |
| 10. Schlussfolgerungen.....  | 97 |
| 11. Literaturverzeichnis .....   | 99 |

# 0. Nomenklatur

## 0.1. Formelzeichen

| <u>Symbol</u>  | <u>Einheit</u>    | <u>Bezeichnung</u>                        |
|----------------|-------------------|---|
| a              | m/s               | Schallgeschwindigkeit                     |
| A              | mm <sup>2</sup>   | Querschnittsfläche                        |
| b              | mm                | Spaltweite                                |
| c              | m/s               | Absolutgeschwindigkeit                    |
| c <sub>p</sub> | kJ/kg/K           | spez. Wärmekapazität bei konstantem Druck |
| d              | mm                | Profildicke                               |
| d              | mm                | Abstand                                   |
| e              | N/m <sup>2</sup>  | Dehnungstensor                            |
| F              | N                 | Kraft                                     |
| f              | Hz                | Frequenz                                  |
| f              | Ns/m              | Dämpfungskoeffizient                      |
| h              | mm                | Schlitzhöhe                               |
| h              | mm                | Schaufelhöhe                              |
| h              | kJ/kg             | spez. Enthalpie                           |
| k              | W/mK              | Wärmeleitfähigkeit                        |
| l              | mm                | Sehnenlänge                               |
| l              | mm                | Länge                                     |
| l              | mm                | Spaltlänge                                |
| l              | mm                | Gitterbreite                              |
| ṁ             | kg/s              | Massenstrom                               |
| mfr            | %                 | Ausblasrate                               |
| n              | min <sup>-1</sup> | Drehzahl                                  |
| Ns             | -                 | Schaufelzahl                              |
| p              | Pa                | Druck                                     |
| P              | W                 | Leistung                                  |
| R              | mm                | Radius                                    |
| R              | kJ/kg/K           | spezifische Gaskonstante                  |
| S              | -                 | Stromfläche                               |
| S              | mm                | Deformation                               |
| s              | mm                | Strecke                                   |
| T              | K                 | Temperatur                                |
| T              | s                 | Periodendauer                             |
| t              | s                 | Zeit                                      |
| Tu             | %                 | Turbulenzgrad                             |
| u              | m/s               | Geschwindigkeit                           |

|               |          |  |
|---------------|----------|--|
| $u$           | mm       | Verschiebung                               |
| $V$           | $m^3$    | Volumen                                    |
| $w$           | m/s      | Strahlgeschwindigkeit                      |
| $x,y,z$       | mm       | Raumkoordinaten                            |
| $y^+$         | -        | Dimensionsloser Wandabstand                |
| $\alpha$      | Grad     | Strömungswinkel der Absolutgeschwindigkeit |
| $\beta$       | Grad     | Strömungswinkel der Relativgeschwindigkeit |
| $\delta$      | -        | Kronecker Delta                            |
| $\varepsilon$ | Grad     | Neigungswinkel der Meridian-Stromlinie     |
| $\phi$        | Grad     | Umfangskoordinate                          |
| $\phi$        | -        | Größe                                      |
| $\gamma$      | Grad     | Staffelungswinkel                          |
| $\eta$        | -        | Wirkungsgrad                               |
| $\kappa$      | -        | Isentropenexponent                         |
| $\kappa$      | -        | von-Karman-Konstante                       |
| $\mu$         | kg/ms    | dynamische Viskosität                      |
| $\nu$         | $mm^2/s$ | kinematische Viskosität                    |
| $\pi$         | -        | Druckverhältnis                            |
| $\vartheta$   | Grad     | Umschlingungswinkel des Coanda-Radius      |
| $\rho$        | $kg/m^3$ | Dichte                                     |
| $\sigma$      | $N/m^2$  | Spannung                                   |
| $\sigma$      | -        | Solidity                                   |
| $\tau$        | $N/m^2$  | Schubspannung                              |
| $\omega$      | $s^{-1}$ | Winkelgeschwindigkeit                      |
| $\omega$      | -        | Totaldruckverlustbeiwert                   |
| $\Theta$      | Grad     | Umlenkwinkel                               |
| $\Omega$      | $N/m^2$  | Rotationstensor                            |

## 0.2. Tief- und Hochgestellte Indizes

|     |                 |
|-----|-----------------|
| aus | Austritts-      |
| ax  | axiale          |
| ein | Eintritts-      |
| f   | Bezug           |
| is  | isentrop        |
| i   | Summationsindex |
| j   | Summationsindex |
| j   | Strahl          |
| k   | Summationsindex |
| l   | Summationsindex |

|          |                               |
|----------|-------------------------------|
| m        | mittlere                      |
| max      | maximal                       |
| min      | minimal                       |
| norm     | Normzustand                   |
| nenn     | Nennzustand                   |
| p0,2     | 0,2% Dehngrenze               |
| r        | radial                        |
| red      | reduziert                     |
| Ref      | Referenz                      |
| stat     | statisch                      |
| t        | turbulent                     |
| tot      | total                         |
| u        | umfang                        |
| U        | Umgebung                      |
| v        | Vergleichs-                   |
| va       | Vergleichsamplitude           |
| wb       | Biegewechsel-                 |
| 1        | Eintritt                      |
| 2        | Austritt                      |
| $\infty$ | Umgebung, ungestörte Strömung |
| →        | Vektor                        |
| –        | Mittelwert                    |
| ~        | Mittelwert                    |
| '        | Zeitänderung                  |
| '        | Schwankung                    |
| ”        | Schwankung                    |

### 0.3. Abkürzungen

|     |                              |
|-----|------------------------------|
| AFC | Active Flow Control          |
| B2B | Blade-to-Blade               |
| CAD | Computer Aided Design        |
| CAM | Computer Aided Manufacturing |
| CFD | Computational Fluid Dynamics |
| DS  | Druckseite                   |
| FEM | Finite Elemente Methode      |
| HK  | Hinterkante                  |
| LES | Large Eddy Simulation        |
| Q3D | Quasidreidimensional         |
| SS  | Saugseite                    |
| VK  | Vorderkante                  |

|    |                 |
|----|-----------------|
| 2D | Zweidimensional |
| 3D | Dreidimensional |

#### 0.4. Operatoren

|          |                    |
|----------|--------------------|
| $\Delta$ | Delta- / Differenz |
| =        | gleich             |
| >        | größer             |
| <        | kleiner            |
| $\geq$   | größer gleich      |
| $\leq$   | kleiner gleich     |

#### 0.5. Kennzahlen

|          |   |                |
|----------|---|----------------|
| DH       | - | De-Haller-Zahl |
| DF       | - | Diffusionszahl |
| $H_{12}$ | - | Formfaktor     |
| Ma       | - | Machzahl       |
| Pr       | - | Prandtl-Zahl   |
| Re       | - | Reynolds-Zahl  |

# 1. Einleitung

## 1.1. Motivation

Ein wesentliches Ziel bei der Auslegung moderner Triebwerksverdichter ist die Reduktion von Gewicht und Bauraum (Wennerstrom 1990). Eine Maßnahme zur Erreichung dieses Ziels ist die Einsparung einzelner Schaufeln oder gar ganzer Stufen. Dies zieht bei vorgegebenem Gesamtdruckverhältnis eine Steigerung der erforderlichen Strömungsumlenkung der Beschauflung nach sich. Aufgrund der hohen Belastung der Schaufeln besteht eine erhöhte Gefahr der Ablösung der Profilgrenzschicht. Ein Mittel zur Vermeidung der Ablösung der Profilgrenzschicht ist die aus der Tragflügel-aerodynamik entnommene Idee der Grenzschichtausblasung. Aufgabe und Ziel dieser Arbeit besteht darin, die Möglichkeit der aktiven Strömungsbeeinflussung im Stator mittels Ausblasung durch Strahlklappen zu untersuchen.

Aktive Maßnahmen zur Strömungsbeeinflussung versprechen einen weiteren Anstieg des möglichen Belastungsniveaus und sind daher Gegenstand aktueller Forschung in Turbomaschinen (Kerrebrock et al. 1997, Car et al. 2004 und Bae et al. 2005). Ein erheblicher Beitrag zur Erhöhung der Strömungsumlenkung und damit auch eine deutliche Steigerung der statischen Druckerhöhung ist durch Ausblasen an der Hinterkante zu erreichen. In früheren Arbeiten (Landsberg et al. 1972 und Flint et al. 1982a) konnte bereits erfolgreich das Potenzial dieser Technologie, die als Strahlklappe bezeichnet wird, gezeigt werden. Während erste Untersuchungen im Wesentlichen auf experimentellen Daten oder analytischen Ansätzen basieren, besteht heute die Möglichkeit, numerische Strömungssimulationen durchzuführen und auszuwerten, so dass der Zugang zu strömungsmechanischen Details möglich ist.

Im Rahmen der durchgeführten Arbeit werden numerische Methoden zur Auslegung eines modernen Stators mit Strahlklappe eingesetzt. Der neue Stator mit Strahlklappe wird im Anschluss im Axialverdichter des Instituts für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik der Leibniz Universität Hannover experimentell erprobt. Aufgrund dieser praktischen Verknüpfung von Numerik und Experiment liegt eine besondere Herausforderung der Notwendigkeit, eine strömungsmechanisch günstige und trotzdem fertigungsgerechte Ausblasgeometrie zu generieren. Wie bereits aus vorliegenden Studien bekannt ist, gilt das Ausblasen über einen definierten Hinterkantenradius zur Ausnutzung des Coanda-Effekts als beste Möglichkeit, eine hohe Steigerung der Umlenkung bei geringen Verlusten zu erzielen (Flint et al. 1982b). Für eine effiziente Ausnutzung der Strahlenergie ist dabei ein möglichst geringes Verhältnis von Schlitzhöhe und Hinterkantenradius zu wählen. Bei Vorgabe eines Mindestwertes für die Schlitzhöhe können sich daher große Hinterkantendicken ergeben, die hohe Verluste verursachen. Aus diesem Grund hat die geometrische Gestaltung der Hinterkante eine

besondere Bedeutung. Für den Einsatz der Strahlklappe lassen sich zwei unterschiedliche Ansätze formulieren, die in dieser Arbeit parallel verfolgt werden:

- Abhängig von der Höhe des eingesetzten Strahlimpulses kann der statische Druckanstieg in einer Statorreihe durch die zusätzliche aerodynamische Belastung deutlich gesteigert werden. In einer realen Maschine könnte ein vorgegebener Druckanstieg so mit geringerer Stufenzahl erreichbar sein.
- Ist die Stufendruckerhöhung festgelegt, kann die Strahlklappe zur Reduzierung der Schaufelzahl genutzt werden. Für bestimmte Betriebspunkte lässt sich durch den eingebrachten Strahlimpuls das Ablösen der hoch belasteten Profilgrenzschichten verhindern, so dass der Arbeitsbereich trotz erhöhter Schaufelteilung erhalten bleibt.

Erfolgreiche Beispiele für die unterschiedlichen Designziele finden sich in den Arbeiten von Kirtley et al. (2005) und Car et al. (2004). Kirtley et al. (2005) ist es gelungen, mit Hilfe aktiver Strömungsbeeinflussung die Schaufelzahl einer Statorstufe in einem vierstufigen Axialverdichter um 30% zu senken. Dagegen haben Car et al. (2004) eine extreme aerodynamische Belastung der Profile angestrebt. Durch saugseitiges Ausblasen der Grenzschichten konnten dabei Diffusionszahlen (siehe Gl. 3.26) von maximal 0.98 erzielt werden.

## **1.2. Stand der Forschung**

Eine wesentliche Zielsetzung der Auslegung und Entwicklung von modernen Flugtriebwerken ist die Gewichtsoptimierung und bei allen axialen Turbomaschinen die Kostenreduzierung. Die damit verknüpfte Reduzierung von Schaufeln und/oder ganzen Stufen führt dazu, dass die einzelnen Stufen deutlich höher belastet sind. Diese hohe aerodynamische Belastung über einen breiten Betriebsbereich führt dazu, dass der Abstand zur Stabilitätsgrenze deutlich sinkt (Suder et al. 2001). Somit ist die Verdichterauslegung ein Optimierungsproblem in mehreren Betriebspunkten gleichzeitig. Über den gesamten Betriebsbereich muss ein hoher Wirkungsgrad bei ausreichend Sicherheitsabstand zur Stabilitätsgrenze realisiert werden.

Die derzeit am häufigsten angewandte Methode, den Verdichter in einem breiten Drehzahlbereich stabil zu betreiben, ist die Verwendung verstellbarer Statorreihen. Eine Änderung der Statorstaffelung führt zu einer Änderung der Anströmwinkel der darauf folgenden Rotorreihe. Mit der drehzahlabhängigen Staffelung der Statoren kann der Anströmwinkel der Rotoren dem jeweiligen Betriebszustand angepasst werden (Walbaum 1999). Verstellbare Leitreihen erfordern einen Verstellmechanismus sowie eine dazugehörige Steuerung. Dies bedeutet höheres Gewicht und zusätzliche technische Versagensquellen.

Weitere Methoden, Verdichter in solchen Betriebsbereichen stabil zu betreiben, sind aktive und die passive Strömungsbeeinflussung. Dabei wird in den stabilitätskritischen Bereichen des Verdichters die Strömung gezielt beeinflusst, so dass die stabilitätsbegrenzenden Strömungsphänomene gestört oder verhindert werden und somit der stabile Betriebsbereich des Verdichters erweitert. Dies geschieht über eine gezielte Beeinflussung der Geschwindigkeitsdreiecke der einzelnen Verdichterstufen. Dadurch kann der Verdichter weiter Arbeit an der Strömung verrichten und weiter Druck aufbauen. Eine gezielte passive Strömungsbeeinflussung erreicht man heute vor allem durch die Profilauslegung. Eine Druck- bzw. Geschwindigkeitsverteilung wird so vorgegeben, dass eine Umlenkung erreicht wird, bei der die Grenzschicht gerade nicht ablöst. Auslegungskriterien für solche Profile, Controlled Diffusion Airfoils (CDA) genannt, sind in Stratford (1959a) und (1959b) aufgeführt. Hinsichtlich der Belastung sind jedoch auch diesen Profilen Grenzen gesetzt. Eine weitere Steigerung der Umlenkung lässt sich nun durch Maßnahmen der aktiven Strömungsbeeinflussung erreichen.

Ein Mittel zur Vermeidung der Ablösung der Profilhrenzschicht ist die aktive Strömungsbeeinflussung (Active Flow Control - AFC). Ziel der aktiven Strömungsbeeinflussung ist es, die Grenzschicht durch Beeinflussung des Geschwindigkeitsprofils zu stabilisieren, was durch eine Verringerung der Geschwindigkeitsdifferenz zwischen wandnahe Fluid und der Außenströmung erreicht wird. So lässt sich der Strömungsabriss mindern bzw. verhindern und das Nachlaufgebiet beeinflussen (Clark 1959). Allgemein ist der Einsatz von aktiver Strömungsbeeinflussung nur dann als sinnvoll anzusehen, wenn die Verringerung von Verlusten größer ist als der zusätzlich eingebrachte Energieaufwand. Es gibt zwei technische Lösungen, den Impuls des wandnahen Fluids durch aktive Maßnahmen zu erhöhen, zum einen durch Einblasung und zum anderen durch Absaugung.

Das Einblasen von Fluid ist ein Verfahren, bei dem das impulsreiche Fluid an der Oberfläche dazu verwendet wird, das impulsarme Fluid in Wandnähe zu energetisieren (Schlichting 1951). Ein besonderer Vorteil dieses Verfahrens liegt darin, dass nicht nur die Ablösung der Grenzschicht verhindert wird, sondern auch Einfluss auf die Strömungsrichtung genommen werden kann. Es wird dabei unterschieden, auf welche Weise das impulsreiche Fluid zugeführt wird. Es gibt zum einen die Möglichkeit, das Fluid aus impulsreicheren Gebieten der Strömung in Wandnähe zu transportieren (z.B. durch aktive Wirbelerzeuger). Eine andere Möglichkeit ist, impulsreiches Fluid unter Arbeitsaufwand von außen zuzuführen. Der Vorteil dabei ist, dass die Einblasestelle frei gewählt werden kann.

Die Absaugung ist ein weiteres Verfahren, bei dem der Impuls des wandnahen Fluids erhöht wird, indem das impulsarme Fluid an der Oberfläche abgesaugt wird und das impulsreiche Fluid aus der Außenströmung an dessen Stelle tritt. Der Geschwindigkeitsgradient in Wandnähe wird deutlich erhöht und die Grenzschichtdicke dabei reduziert. Diese Maßnahme wurde bereits von Traupel (1977) aufgezeigt, hat aber den Nachteil, dass das bereits verdichtete Fluid aus dem Prozess entnommen wird, was den Wirkungsgrad absenkt. Aktuelle Untersuchungen zur Absaugung finden sich in den

Arbeiten von Kerrebrock et al. (1997) und Schuler et al. (2002), in der die Absaugung im Rotor und Stator eines Fans eingesetzt wurde, um das Druckverhältnis zu erhöhen.

Die vorliegende Arbeit beschränkt sich auf die Untersuchung der aktiven Strömungsbeeinflussung mittels Ausblasung durch Strahlklappen unter Nutzung des Coanda-Effekts in einem Stator. Dabei wird die Luft über eine gekrümmte Oberfläche an der Stator-Hinterkante ausgeblasen, bewirkt durch den auftretenden Coanda-Effekt ein längeres Anliegen der Strömung an der Schaufel und beeinflusst so das Nachlaufgebiet positiv hinsichtlich der Ablösungsgefahr.

### 1.2.1. Coanda-Effekt

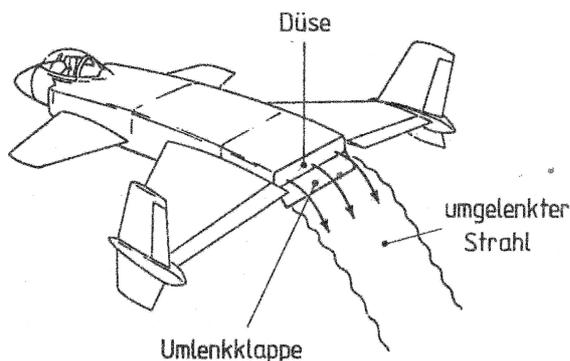
Der Coanda-Effekt bezeichnet die Beeinflussung eines ausströmenden Strahles durch das Anbringen einer in Nähe der Düsenöffnung einseitig begrenzenden Oberfläche, die eben oder auch konvex gekrümmt sein kann, siehe Abb. 1.1. Wenn ein Luftstrahl aus einer Düse in ruhende Umgebungsluft austritt, wird am Rand des Strahls Außenluft mitgerissen und beschleunigt. Der Freistrahel platzt auf und wird verzögert. Eine angrenzende Wand hingegen bewirkt einen Unterdruck zwischen Luftstrahl und Wand, da die zuvor ruhende Luft an der Oberfläche mit beschleunigt wird und die Wand das Nachströmen neuer Luft verhindert. Der entstehende Unterdruck sorgt für das Anlegen der Strömung an die Wand und ermöglicht so eine Strahlumlenkung. Bei einer Plattenanordnung wiederholt sich an jedem Übergang zu einem neuen Segment das Anlegen. Die lokale Ablösung an den Knickstellen führt zu einem erhöhten Material- sowie Energietransport zwischen den äußeren und den wandnahen Strahlschichten. Durch das stetige Ansaugen von Umgebungsluft verbreitert und verzögert sich der Strahl, bis sich dieser von der Wand ablöst. Es sind Umlenkwinkel bis zu  $200^\circ$  möglich. Das Phänomen erhielt seine Bezeichnung in einem Patent von 1934, nachdem der Physiker Henri Coanda im Jahre 1910 entdeckte, dass die heißen Gase aus dem Antrieb seines Versuchsflugzeugs der Kontur des Rumpfes folgten und diesen in Brand setzten. Der Antrieb setzte sich aus einem Kolbenverdichter und zwei Brennkammern zusammen, den Coanda an der Rumpfspitze zur Schuberzeugung angebracht hatte. Einfach lässt sich der Coanda-Effekt im Alltag erfahren, wenn beispielsweise ein Finger oder Löffel unter einen Wasserhahn in den Strahl gehalten wird. Das Wasser schmiegt sich an, folgt der Kontur und löst nicht ab.



Abbildung 1.1: Strahlumlenkung (Clark 1959)

## 1.2.2. Anwendung des Coanda-Effekts in der Tragflügelaerodynamik

In der Tragflügelaerodynamik werden bereits seit längerem Techniken der Grenzschichtbeeinflussung eingesetzt, um durch den dadurch erzielten Effekt der Superzirkulation, den für Start- und Landephase notwendigen Maximalauftrieb zu erhöhen (Smith 1975 und Hahnheiser 1992). Dies wird unter anderem durch bewegliche Mehrklappensysteme erreicht. Für die Start- und Landestrecken von Flugzeugen ist die Mindestfluggeschwindigkeit bestimmend, die durch Erhöhung des Maximalauftriebs verringert werden kann. Das Ausblasen von Luft über eine Hinterkantenklappe eines Tragflügels, ähnlich der Strahlklappe, ermöglicht die Grenzschichtbeeinflussung, um vorzeitige Ablösung zu verhindern. Die Wirkung des Coanda-Effekts kann sich durch die Gestaltung der Klappenkontur und ihrer Anordnung vergrößern lassen. Wenn die Kontur in den Strahl hineinragt, folgt dieser bis zur Hinterkante. Der Effekt wird beispielsweise bei einigen Flugzeugen von Antonow und der US Air Force in Kombination mit einem Schubstrahl zur Auftriebserhöhung umgesetzt. In Abb. 1.2 ist ein Strahltriebwerk-Flugzeug mit STOL-Eigenschaften (Short Take Off and Landing) dargestellt.



**Abbildung 1.2: Auftriebserzeugung mittels Coanda-Effekt (Smith 1975)**

Am Austritt des Strahltriebwerkes wird eine bewegliche Klappe angebracht, mit der die Richtung des Strahles und somit die Richtung der Schubwirkung eingestellt werden kann. Der Strahl folgt der begrenzenden Oberfläche und legt sich an. Bei großen Umlenkwinkeln ist eine Schubumkehr zum Abbremsen realisierbar. Im Extremfall ist ein senkrecht Starten und Landen möglich (Dillner et al. 1984).

Eingeschränkt wird das Prinzip im heutigen Flugzeugbau durch die große Gefahr der Ablösung. Die Strömung an den dünneren Flügelprofilen hält den starken Druckgradienten bei großen Anstellwinkeln an der Profilnase und bei großen Klappenanschlägen an der Klappennase meist nicht stand. Um die Ablösung zu vermeiden, lässt sich die langsame, energiearme Strömung in der Grenzschicht entweder an ablösungsgefährdeten Stellen durch Schlitze in der Oberfläche ins Flügelinnere absaugen oder mit schnellerer Strömung mittels Ausblasens energetisieren. Für Flugzeuge mit Strahltriebwerken eignet sich besonders das Ausblasen. Ein Strahl wird an einer geeigneten Stelle an einem Tragflügelprofil ausgeblasen und tritt mit der wandnahen Strömung und der Außenströmung in Wechselwirkung. Die Geschwindigkeit

des Strahls ist dabei höher als die der Außenströmung. So wird die Geschwindigkeitsverteilung in der Grenzschicht und Übergangsschicht beeinflusst. Die benötigte Luftmenge hohen Druckes lässt sich hinter dem Verdichter entnehmen und durch einen Ausblaspalt der Strömung zuführen, für eine hohe Effizienz wird die Luft kurz vor dem Druckminimum im Flügel oder auf der Klappennase eingeblasen. Ein weiterer Ausblaspalt an der Profilnase kann gegebenenfalls eine weitere Erhöhung des Auftriebes durch Vergrößerung des Anstellwinkels erzielen.

Interessant ist die Fragestellung, die von Thomas (1962a) und (1962b) untersucht wird, welche Luftmenge und Strahlgeschwindigkeit für einen bestimmten Auftriebsgewinn nötig sind. Ein Strahl wird an einer geeigneten Stelle an einem Tragflügelprofil ausgeblasen. Mithilfe von Messungen hinter der Ausblasung wird versucht Aussagen über das Strömungsverhalten der Grenzschicht beim Ausblasen zu treffen. Thomas interessiert vor allem die Frage des Mindestausblasimpulses zur Vermeidung von Ablösung, so dass auch große Klappenausschläge zur Erhöhung des Auftriebsbeiwertes realisiert werden können. Beim Ausblasen an der Klappennase muss beachtet werden, dass die Klappe etwas in den Ausblasstrahl hineinreicht, so dass auch bei großen Ausschlagwinkeln die Luft sich an die Klappe vollständig anlegt und dieser bis zur Hinterkante folgen kann.

Es werden verschiedene Arten der Ausblasung angewandt. Für den Auftriebsgewinn muss nur eine geringe Luftmenge mit kleinem Strahlimpuls ausgeblasen werden. Bei Erhöhung des Ausstrahlimpulses steigt der Auftrieb noch weiter an, aber der Auftriebsgewinn ist kleiner als im Bereich der Grenzschichtbeeinflussung. Untersucht wurde die Frage, wie der erreichbare Auftriebsgewinn mit der Ausblasmenge und der Strahlgeschwindigkeit zusammenhängt und welcher Ausblasimpuls notwendig ist, um die Ablösung zu vermeiden.

### 1.2.3. Anwendung des Coanda-Effekts in Turbomaschinen

Das Prinzip des Mehrklappensystems aus der Tragflügelaerodynamik lässt sich aufgrund der deutlich verkleinerten Dimensionen und des hohen konstruktiven Aufwandes nicht ohne Weiteres in eine axiale Turbomaschine integrieren. Jedoch sind in Axialverdichtern Tandemgitter untersucht worden (Beelte 1979), die nicht beweglich und in ihrer Wirkung dem der Mehrklappensysteme ähnlich sind. Beim Tandemgitter wird eine Schaufelreihe mit hoher Umlenkung durch zwei hintereinander angeordnete Schaufelreihen mit geringerer Umlenkung ersetzt. Der von jeder einzelnen Schaufelreihe zu überwindende Druckanstieg und die damit verbundene Gefahr der Grenzschichtablösung sind nun geringer. Da die Anwendung von Mehrklappengittern den aktuellen Entwicklungszielen von Gewichtsreduktion und Bauraumoptimierung zuwiderläuft und des Weiteren zu einem erhöhten Fertigungsaufwand führt, wurden Durch- und Ausblasgitter untersucht.

Bei den Durchblasgittern verbindet ein in radialer Richtung verlaufender Schlitz die Druckseite des Profils mit der Saugseite. Der Druckunterschied zwischen Druck- und Saugseite sorgt dann für einen Durchblaseeffekt von Fluid auf der Saugseite. Die unter von Rockenbach (1968) und Mikolajczak et al. (1970) durchgeführten Untersuchungen ergaben bei gleichzeitiger Druckerhöhung eine Anhebung der Profilverluste gegenüber ungeschlitzten Profilen. Neben erhöhten Profilverlusten besitzt dieses Prinzip den großen Nachteil, dass der Strahlimpuls des durchgeblasenen Massenstroms weder beeinflusst noch über einen großen Bereich variiert werden kann.

Die Ausblasung besitzt im Vergleich zur Durchblasung den Vorteil der Steuerungs- und Regelungsmöglichkeit des Strahlimpulses. Hiermit kann nicht nur eine Ablösung der Strömung verhindert werden, sondern auch der Auftriebskoeffizient des Profils erhöht werden. Somit kann das Potential der Energetisierung der Grenzschicht im ablösegefährdeten Bereich voll ausgeschöpft werden.

Clark et al. (1959) haben bei Untersuchungen am NACA 65 Profil gezeigt, dass durch saugseitige Ausblasung tangential zur Skelettlinie neben der Erhöhung der Umlenkung sich gleichzeitig der Arbeitsbereich des Profils erweitern lässt. Der Einfluss des Parameters Spaltweite des Ausblasstrahls wurde von Brocher (1961) und James (1961) an einem Verdichtergitter untersucht. Bei einem vorgegebenen Strahlimpulsbeiwert mit maximalem Massenstrom und minimaler Strahlgeschwindigkeit konnten die Mischungsverluste deutlich verringert werden.

Rumpel (1967) führte zur Schaffung einer ersten Datenbasis Druckverteilungs-, Abströmwinkel- und Nachlaufmessungen an Gittern in einem Gitterwindkanal durch. Der Ausblassechlitz war dabei im Bereich der Hinterkante auf der Druckseite des Profils positioniert. Betrachtet wurden der Einfluss der Parameter Teilungsverhältnis, Staffelungswinkel, Zuströmwinkel, Ausblaswinkel und Strahlimpulsbeiwert auf die Auftriebssteigerung und die Erhöhung der Umlenkung. Die Messungen ergaben für bestimmte Parameterkombinationen Auftriebssteigerungen von bis zu 100%.

Sturm (1988) führte für die Ausblasung Untersuchungen in einem Gitterwindkanal durch.

Der Schlitz war auf der Saugseite bei 50% Sehnenlänge angebracht. Als zu variierender Parameter wurde der Strahlimpulskoeffizient herangezogen. Bei zu niedrigen Koeffizienten wurde eine gegenüber dem unbeeinflussten Profil vorzeitige Ablösung der Grenzschicht beobachtet. Erst durch weitere Erhöhung des Koeffizienten konnte der Ablösepunkt an die Profilhinterkante verschoben werden. Bei weiterer Steigerung wuchs zwar der Auftrieb an, jedoch erhöhte sich damit auch der Druckwiderstand und somit die Verluste.

Carter et al. (2001) untersuchten die Ausblasung an einem Verdichtergitter, das im Nennbetrieb zur Grenzschichtablösung neigt, in einem Gitterwindkanal. Die Schlitze waren an der Saugseite angebracht. Durch den Einsatz dieser Maßnahme konnte der Totaldruckverlust um 65% verringert, die Umlenkung um  $4,5^\circ$  gesteigert werden. Der hierbei eingesetzte Massenstrom (Blasrate) der Strahlklappe betrug 1,6% des Hauptmassenstroms.

Culley et al. (2003) führten für die Ausblasung Untersuchungen in einem vierstufigen Niedergeschwindigkeitsverdichter durch. Die Ausblasung wurde im Stator der dritten Stufe realisiert. Bei der Untersuchung wurde nicht die gesamte Schaufelreihe, sondern nur zwei benachbarte Schaufeln mit Ausblasung versehen. Die Schaufelbelastung der beiden Schaufeln wurde durch Erhöhung des Staffelungswinkels so geändert, dass die Strömung im Nennbetrieb auf der Saugseite zur Ablösung neigt. Zuvor wurde in einem Gitterwindkanal die optimale Position für die Ausblasung auf der Saugseite bei 35% der Sehnenlänge bestimmt. Als Ausblaswinkel wurden  $30^\circ$  gegenüber der Schaufeloberfläche festgelegt. Ziel der Untersuchung war neben der Variation der Ausblasgeometrie (es wurden Schlitze und Löcher für die Ausblasung verwendet) vor allem die Art der Ausblasung selber. Der Ausblasmassenstrom wurde für bestimmte Versuche konstant gehalten (stationär) und für andere Versuche wiederum über der Zeit mit einer bestimmten Frequenz variiert (instationär). Um die Ausblasung effizient einzusetzen, wurde zusätzlich ein System zur Erkennung der Strömungsablösung verwendet, die einen gezielten Einsatz der Ausblasung nur bei abgelöster Strömung ermöglichen sollte. Für die Untersuchungen wurden drei Schaufelvarianten eingesetzt. In der ersten Variante wurde ein Schlitz zwischen 10% bis 90% Kanalhöhe aufgeteilt in sechs Kammern mit einer Breite von 0,63 mm bzw. 0,7% der Sehnenlänge nebeneinander angeordnet. In der zweiten Variante waren Löcher mit einem Durchmesser von 0,73 mm in zwei Reihen zur Ausblasung angebracht. Der Abstand zwischen zwei Löchern betrug in Spannweitenrichtung 4% der Sehnenlänge. Der Ausblasbereich der Schaufel war in drei Abschnitte aufgeteilt. Jeder Abschnitt deckte jeweils 20% der Schaufelspannweite ab. Die Ausblasgeometrie der dritten Variante bestand, wie bei der zweiten, aus in zwei Reihen angeordneten Löchern mit einem kleineren Durchmesser von 0,5 mm, die jedoch nicht aus drei in Spannweitenrichtung unterteilten Abschnitten gespeist werden. Ergebnis dieser Untersuchungen war, dass die erste Variante für die Ausblasung die geeignetste ist. Bei einer Blasrate von 1% konnten die Totaldruckverluste in der Größenordnung von 25% minimiert werden. Durch den Einsatz instationärer Ausblasung konnte bei vorgegebener Reduktion der Totaldruckverluste die hierfür erforderliche Blasrate minimiert werden. Eine weitere Erkenntnis war, dass Seitenwandverluste nicht

reduziert werden konnten. Hierfür sind in diesem Bereich zusätzliche Stellen für Ausblasung oder Absaugung erforderlich.

Kirtley et al. (2004) entwickelten ebenfalls die dritte Statorreihe eines vierstufigen Niedergeschwindigkeitsverdichters neu. Dabei wurde im Vergleich zu Culley et al. (2003) die Ausblasung für alle Schaufeln dieser Stufe realisiert. Durch eine Verringerung der Schaufelanzahl von 74 auf 53 Schaufeln konnte eine Erhöhung des Diffusionsfaktors um 30% erreicht werden. Für Stator 3 bedeutete die höher Belastung, dass die Strömung im Nennbetrieb ohne Ausblasung abgelöste. Die Ausblasung erfolgte über Löcher. Es wurden 19 Löcher mit einem Durchmesser von 1,27 mm gleichmäßig im Bereich nahe der Hinterkante unter einem Winkel von  $20^\circ$  zur Oberfläche auf der Saugseite über die Spannweite verteilt angebracht. Durch diese Konfiguration konnte in den Messungen bei einer Blasrate von 1,0% eine Verringerung des Totaldruckverlustes um 54% und eine Erhöhung des Stufenwirkungsgrades um 2,1% erzielt werden.

Zusammenfassend lässt sich über die bisher gemachten Arbeiten sagen, dass die Ausblasung nur in Gitterwindkanälen und Niedergeschwindigkeitsverdichtern eingesetzt wurde. Den hinsichtlich der Untersuchung in Hochgeschwindigkeitsverdichtern bislang fehlenden Beitrag leistet die hier vorgelegte Arbeit, die in enger Zusammenarbeit mit dem Institut für Strömungsmechanik der Technischen Universität Braunschweig durchgeführt wird (Fischer et al. 2008). Beide Arbeiten befassen sich mit dem Entwurf und der Bewertung von Verdichtergittern mit Strahlklappe. Gegenstand der Untersuchungen ist dabei nicht das konventionelle Strahlklappenkonzept, bei dem die Ausblasung des Strahls zu einem bestimmten Winkel gegenüber der Schaufeloberfläche erfolgt, sondern eine Weiterentwicklung, die von Landsberg et al. (1972) vorgeschlagen wird. Die Grenzschicht wird bei diesem Konzept tangential zur Saugseite ausgeblasen. Zusätzlich soll dabei durch die abgerundete Hinterkante der Coanda-Effekt ausgenutzt werden.

In den Untersuchungen von Fischer et al. (2008) wird eine neue Profilgeometrie, basierend auf dem Mittenschnitt des derzeit am Axialverdichter des TFD eingesetzten CDA-Profiles der ersten Statorreihe mit gleicher Sehnenlänge und einer gleichzeitig leicht erhöhten Schaufeldicke, entwickelt. Die Untersuchungen werden in einem Gitterwindkanal bei niedrigen Geschwindigkeiten durchgeführt. Fischer et al. (2008) konnte zeigen, dass die erfolgreiche Wirkungsweise der Strahlklappe von verschiedenen Parametern wie Schlitzhöhe, -position, -winkel und Konturradius abhängt. Ein kleines Verhältnis von Schlitzhöhe zu Konturradius begünstigt den Coanda-Effekt. Durch die Einführung einer Hinterkantensystematik aus zwei Kreissegmenten wird eine strömungsgünstige Auslegung realisiert, so dass die Profile auch ohne Strahlklappe eingesetzt werden können. Mit Profilen unterschiedlicher aerodynamischer Belastung auf die diese Systematik angewendet wird, kann gezeigt werden, dass in der Konfiguration mit Strahlklappe dieselbe Umlenkung erzielt wird wie in der Ausgangsgeometrie. Dabei hatten die Strahlklappengitter eine gegenüber dem Referenzgitter reduzierte Schaufelanzahl.

Wie bereits erwähnt wird im Turbomaschinenbau eine Reduzierung ganzer Stufen angestrebt. Diese Maßnahme am Versuchsverdichter des TFD anzuwenden ist aufgrund der geringen Stufenzahl jedoch nicht sinnvoll, weshalb die Belastungserhöhung durch die Reduzierung der Schaufelzahl herbeigeführt wird. Auf Basis der Untersuchungen von Fischer et al. (2008) wird am TFD die erfolgversprechendste Geometrie in der ersten Stufe des vierstufigen Axialverdichters eingesetzt. Der zusätzliche Erkenntnisgewinn der am TFD durchzuführenden Untersuchungen ist, dass sie durch den Einsatz der Beschaukelung bei Realbedingungen, also bei dreidimensionaler Strömung und höheren Machzahlen, die Erkenntnisse aus den zweidimensionalen, bei niedrigen Machzahlen gewonnenen Betrachtungen von Fischer et al. (2008) ergänzen und erweitern und durch die Anwendung in einer mehrstufigen Maschine die Auswirkung der Ausblasung auf die folgende Rotorbeschaukelung und auf die nachfolgenden Stufen erfassen.

### **1.3. Zielsetzung**

Ziel dieser Arbeit ist es, die Ausblasung als Mittel zur aktiven Strömungsbeeinflussung zu untersuchen und damit das Potenzial dieser Maßnahme, die die Entlastung der ablösegefährdeten saugseitigen Grenzschicht nahe der Hinterkante und eine variable Erhöhung der Umlenkung bewirkt, zu ermitteln. Bisherige Untersuchungen zu Strahlklappen wurden in Gitterwindkanälen und Niedergeschwindigkeitsverdichtern durchgeführt. Im Rahmen dieser Arbeit soll das physikalische Verständnis und der Erfahrungsbereich auf Hochgeschwindigkeitsverdichter erweitert und ein detaillierter Datensatz für realitätsnahe Anwendungen geschaffen werden, um so bessere Aussagen über die Anwendbarkeit und das Potential der Ausblasung für zukünftige Triebwerks- und stationäre Gasturbinenverdichter-Generationen treffen zu können.

## 2. Verdichterprüfstand

Die Grundlage dieser Arbeit bildet der Verdichterprüfstand am Institut für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik der Leibniz Universität Hannover. In diesem Teil der Arbeit wird der Verdichterprüfstand vorgestellt, dessen Geometrie die Randbedingungen für den Einsatz des neu entwickelten Statorschaufelmodells vorgibt und in dessen erste Stufe die neue Statorbeschaufelung mit Strahlklappe implementiert werden soll. Im Folgenden wird der Versuchsverdichter zunächst allgemein beschrieben und anschließend wird auf dessen Auslegung und Beschaufelung genauer eingegangen.

### 2.1. Vierstufiger Versuchsverdichter

Der Versuchsverdichter ist in Abb. 2.1 in einem Schaubild dargestellt. Die Verdichterwelle wird von einem Gleichstrom-Pendelmotor (H) mit einer maximalen Leistungsaufnahme von 1350 kW angetrieben. Ein Planetengetriebe (G) mit einem Übersetzungsverhältnis von 1:13 sowie eine Bogenzahnkupplung übertragen die Leistung auf den Verdichter (D). Über das Einlaufmodul (A), welches aus einer AnsaugalOUSIE, einem Schalldämpfer und einem nachgeschalteten Partikelfilter besteht, wird atmosphärische Luft aus der Umgebung angesaugt. In der Ansaugleitung wird mit einer Messblende (C) der Massenstrom bestimmt. Im vorderen Teil der Ansaugleitung befindet sich eine verstellbare Ansaugdrossel (B).

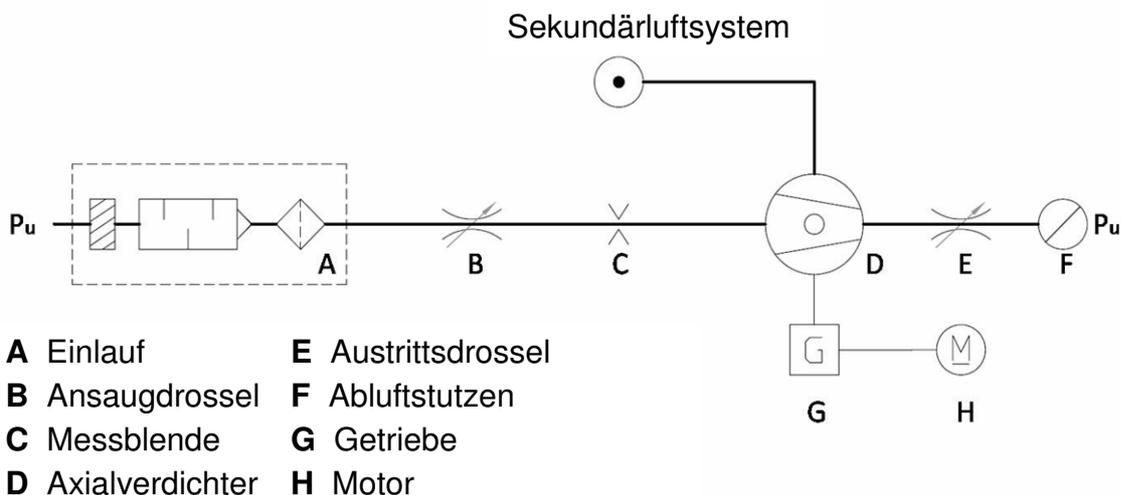


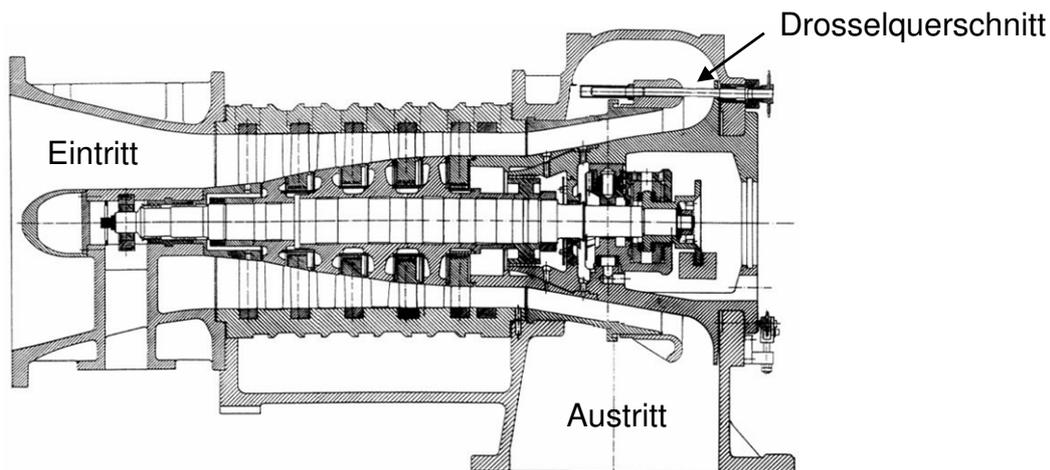
Abbildung 2.1: Schaubild Verdichterprüfstand

Im Austrittsgehäuse befindet sich eine Austrittsdrossel (E). Durch axiales Verschieben des ringförmigen Drosselquerschnitts (Abb. 2.2) kann der Gegendruck stufenlos eingestellt werden. Durch das geringe Volumen zwischen Verdichter und Austrittsdrossel kann der Verdichter sehr stark angedrosselt bzw. bis zur Stallgrenze belastet werden, ohne dass sich ein Verdichterpumpen einstellt. Die verdichtete Luft wird über den

Abluftstutzen (F) in die Atmosphäre ausgeblasen. Zur Luftversorgung der aktiven Strömungsbeeinflussung verfügt der Verdichter über ein Sekundärluftsystem (Kap. 7.).

### 2.1.1. Beschau felung und Kenndaten des Versuchsverdichters

Bei dem eingesetzten Versuchsverdichter handelt es sich um einen vierstufigen Hochgeschwindigkeits-Axialverdichter mit Vorleitgitter. Abbildung 3.3 zeigt die Schnittdarstellung und bietet eine Übersicht über die Leistungsdaten des Verdichters. Die Beschau felung der Basis-Konfiguration wurde von der MTU (Motoren und Turbinen Union) ausgelegt. Die Beschau felung ist aus CDA-Profilen (Controlled Diffusion Airfoil) aufgebaut. Das mittlere Stufendruckverhältnis beträgt 1,3 bei einem Gesamt-Totaldruck-Verhältnis von 2,8. Als Schau felträger kommt ein Scheibenrotor zum Einsatz. Die Auslegungsdrehzahl des Verdichters in der Basiskonfiguration beträgt  $18000 \text{ min}^{-1}$ . Der erste Rotor wird im Auslegungspunkt im Bereich der Schau felspitzen transsonisch angeströmt.



|                           |                          |
|---------------------------|--------------------------|
| Auslegungsdrehzahl        | $18000 \text{ min}^{-1}$ |
| Massenstrom               | $10,8 \text{ kg/s}$      |
| Totaldruckverhältnis      | 2,8                      |
| Isentroper Wirkungsgrad   | 88,9 %                   |
| Leistung                  | 1200 kW                  |
| Reynolds-Zahl am Stator 1 | $4 \times 10^5$          |

Abbildung 2.2: Schnittdarstellung und Leistungsdaten des Versuchsverdichters

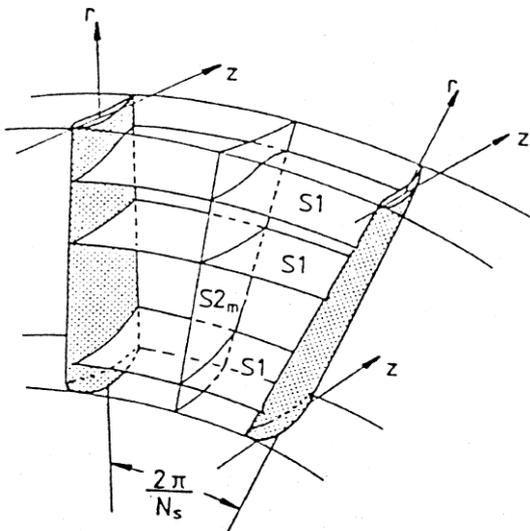
### **3. Strahlklappen-Stator mit Coanda-Effekt**

Um den Effekt einer aktiven Strömungsbeeinflussung im Versuchsverdichter zu untersuchen, wurde die Beschau felung der ersten Statorreihe neu ausgelegt. Die numerische Untersuchung des vierstufigen Axialverdichters erfolgt in zwei Etappen. Zunächst erfolgt ein Vergleich der bestehenden mit der neuen Coanda-Konfiguration ohne aktive Maßnahmen zur Beeinflussung der Grenzschicht auf der Saugseite der Profilhinterkante mit Hilfe des am Massachusetts Institute of Technology (MIT) von Drela et al. (1998) entwickelten Gitterverfahrens MISES für Blade-to-Blade-Rechnungen (B2B-Rechnungen). Das Gitterverfahren MISES ist Bestandteil des Quasi-3D-Verfahrens (Q3D-Verfahren), das innerhalb dieses Entwurfprozesses von Schaufeln angewendet wird. Neben dem seit Ende der 80er Jahre verwendeten Q3D-Verfahren gewinnen heute innerhalb des Entwurfprozesses zunehmend 3D Navier-Stokes-Verfahren an Bedeutung. Ausgehend von der in der ersten Etappe ermittelten Erkenntnissen erfolgt in der zweiten Etappe die Integration des Schlitzes für aktive Beeinflussung der Grenzschicht auf der Saugseite der Profilhinterkante und eine Untersuchung der dreidimensionalen Strömung durch das Stahlklappen-Stator. Für die 3D Untersuchung wird das kommerzielle CFD Programmsystem FINE/Turbo von NUMECA International eingesetzt (Numecca 2006).

#### **3.1. Grundlagen der quasidreidimensionalen Strömungsberechnung**

Bei der Verdichterauslegung setzt man Q3D-Verfahren in großem Umfang ein. Die Q3D-Berechnung der Turbomaschinenströmung setzt sich aus zwei zweidimensionalen Berechnungen zusammen, die iterativ verknüpft werden. Sie werden auf einer S1-Stromfläche, gespannt durch die Meridian- und die Umfangsrichtung, und einer S2-Stromfläche, gespannt durch die Meridian- und Radialrichtung, durchgeführt. Durch dieses Vorgehen benötigen die Q3D-Verfahren weniger Rechenzeit und Speicherplatz als reine dreidimensionale Verfahren. Viele der gebräuchlichen Berechnungsverfahren basieren auf der Methode von Wu (1950). Er entwickelte ein Vorgehen, bei dem er die dreidimensionale Lösung des Problems durch zweidimensionale Lösungen auf zwei unterschiedliche Stromflächenscharen ersetzt. Hierbei wird zur Vereinfachung angenommen, die Strömung sei stationär. Bei den Stromflächenscharen handelt es sich zum einen um Meridionalschnitte durch die Maschine (S2-Flächen). Diese Meridionalschnitte erstrecken sich in radialer Richtung von Nabe zum Gehäuse. Die zweite Stromflächenschar erstreckt sich in Umfangsrichtung von Schaufel zu Schaufel (Abb. 3.1). Auf den S2-Stromflächen werden unter Vorgabe der Kanalgeometrie, der Abströmgeschwindigkeit an den Schaufelreihen und der Verluste die Eintrittsbedingungen der einzelnen Schaufelgitter und der meridionale Stromlinienverlauf für mehrere radiale Positionen ermittelt. Legt man jeweils durch die Stromlinien gleicher

radiale Position am Eintritt eine Fläche, ergeben sich die S1-Stromflächen. Durch die Art ihrer Entstehung hat das Geschwindigkeitsfeld der Strömung keine Komponente senkrecht zu den S1-Flächen.



**Abbildung 3.1: S1- und S2 Stromflächen in einer Schaufelreihe (Wu 1950)**

Für die Flächen werden durch Vorgabe der Geometrie des Profilschnitts Schaufel/S1-Fläche und der Eintrittsbedingungen der meridionalen Ebenen Austrittsbedingungen errechnet. Die Ergebnisse dienen als Vorgabe für die nächste Rechnung auf der meridionalen S2-Fläche. Es schließt sich eine weitere Rechnung auf den S1-Flächen an usw.. Diese Iteration wird solange fortgeführt, bis die Lösung konvergiert, d.h. die Änderung einer festzulegenden Strömungsgröße (z.B. der Meridionalgeschwindigkeit) unterschreitet zwischen zwei Rechengängen einen vorgegebenen Wert. Die S2-Stromflächenschar kann zur Vereinfachung durch eine repräsentative mittlere S2m-Stromfläche ersetzt werden. Die entsprechenden S1-Flächen ergeben sich dann durch Rotation der Meridianstromlinien um die Maschinenachse.

## 3.2. Grundlagen der Navier-Stokes-Gleichungen

Kompressible, reibungsbehaftete Strömungen können durch die dreidimensionalen Navier-Stokes-Gleichungen beschrieben werden. Hierbei handelt es sich um ein gekoppeltes Differentialgleichungssystem, das die Impulsbilanz berücksichtigt. Die direkte Berechnung von turbulenten Strömungszuständen durch die Navier-Stokes-Gleichungen ist jedoch sehr aufwendig, da sich die turbulenten Schwankungsbewegungen aus Strukturen unterschiedlicher Maßstäbe zusammensetzen. Es müssen also die mikroskopisch kleinen Strukturen, die für die Dissipation der Strömungsenergie verantwortlich sind, wie auch die größten Strukturen, die die Strömungsenergie transportieren, erfasst werden, und zwar zeitlich und räumlich. Zurzeit können diese Anforderungen für die meisten Anwendungsfälle noch nicht erfüllt werden. Zwei alternative Methoden, die turbulenten Schwankungsbewegungen nicht direkt berechnen

zu müssen, finden zurzeit Anwendung: Reynoldsmittelung und Filterung. Das Prinzip des Filterns ist, die turbulenten Schwankungen großen Maßstabs direkt zeitabhängig zu berechnen und alle Schwankungsbewegungen, die einen kleineren Maßstab als den Filtermaßstab besitzen, zu modellieren. Es brauchen also nicht alle Schwankungsbewegungen, sondern nur die mit kleinen Maßstäben modelliert zu werden, was sicherlich das Auffinden universeller Gesetzmäßigkeiten erleichtert. Dieses Verfahren, genannt LES (Large Eddy Simulation), ist jedoch für diese Arbeit zu aufwendig, da allein die Bereitstellung instationärer Randbedingungen starke Probleme bereitet. Der zweite Ansatz ist der der Reynoldsmittelung. Die reynoldsgemittelten Navier-Stokes-Gleichungen berücksichtigen bei den Transportgleichungen ausschließlich die zeitgemittelten Strömungsgrößen und modellieren sämtliche Maßstäbe turbulenter Schwankungsbewegungen. Wenn die Hauptströmung also stationär ist, fallen alle Zeitabhängigkeiten weg, es kann dann ökonomisch die Lösung errechnet werden. Dieser Ansatz wird bei allen Berechnungen in dieser Arbeit verfolgt, in den nachfolgenden Kapiteln soll er daher genauer beschrieben werden.

### 3.2.1. Lösung der Reynoldsgemittelten Navier-Stokes-Gleichungen

Der reynoldssche Ansatz zur Berechnung der Navier-Stokes-Gleichungen geht davon aus, dass sich die realen Zustands- und Transportgrößen einer Kontinuumsströmung in Mittelwert und zugehörige Schwankungsgröße aufteilen lassen. Diese statistische Betrachtungsweise für eine beliebige Größe  $\phi$  kann folgendermaßen ausgedrückt werden

$$\phi = \frac{1}{t} \int \phi dt + \phi' = \bar{\phi} + \phi'. \quad (3.1)$$

Der Zeitabschnitt  $t$  muss hierbei groß gegenüber den turbulenten Schwankungsintervallen sein, aber klein gegenüber dem Zeitmaß eventueller instationärer Strömungsphänomene. Im Falle des hier behandelten Verdichters handelt es sich um transsonische Strömungszustände, es treten also durchaus bedeutende kompressible Effekte auf. In solchen Fällen ist nach Tannehill et al. (1992) nicht die Änderung der Strömungsgröße selbst maßgeblich, sondern die Änderung des Produktes aus Strömungsgröße und Dichte. Favre (1965) schlug deshalb die folgende dichtegewichtete Mittelung vor

$$\phi = \frac{\overline{\rho \cdot \phi}}{\bar{\rho}} + \phi'' = \tilde{\phi} + \phi''. \quad (3.2)$$

$\tilde{\phi}$  ist nun die dichtegewichtet gemittelte Größe  $\phi$ , als  $\phi''$  wird die zugehörige Schwankungsgröße bezeichnet. Es ist anzumerken, dass  $\overline{\phi''}$  ungleich Null ist, sofern es sich um kompressible Strömungen handelt. Das Ersetzen der Strömungsgrößen in den Navier-Stokes-Gleichungen durch die zeitgemittelten dichtgewichteten Strömungs-

größen erfordert die Einführung von Zusatztermen, die als scheinbare Schubspannungen aufgrund der turbulenten Schwankungsbewegungen interpretiert werden können. Diese Zusatzterme werden mit Hilfe der so genannten Turbulenzmodelle modelliert.

Die dichtegewichtet zeitgemittelten Navier-Stokes-Gleichungen erhält man nun, indem man die Zustands- und Transportgrößen in den Erhaltungsgleichungen durch die zeitgemittelten Größen und ihre zugehörigen Schwankungen ersetzt und die Erhaltungsgleichungen selbst noch zeitlich mittelt.

Die dichtegewichtet zeitgemittelten Navier-Stokes-Gleichungen lauten:

Kontinuität

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{\rho} \tilde{u}_i) = 0. \quad (3.3)$$

Impulserhaltung

$$\frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} \tilde{u}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{u}_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\tau}_{ij} - \overline{\rho u_i'' u_j''}) - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i}, \quad (3.4)$$

mit

$$\bar{\tau}_{ij} = \mu \left[ \left( \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial \tilde{u}_k}{\partial x_k} \right] + \mu \left[ \left( \frac{\partial \bar{u}_i''}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j''}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial \bar{u}_k''}{\partial x_k} \right], \quad (3.5)$$

wobei die Fluktuation der dynamischen Viskosität vernachlässigt wird.

Energieerhaltung in Abhängigkeit der statischen Temperatur T unter Vernachlässigung vom Wärmequelltermen

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} c_p \tilde{T}) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} c_p \tilde{T} u_j) &= \frac{\partial \bar{p}}{\partial t} + \tilde{u}_j \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_j} + \overline{u_j'' \frac{\partial p}{\partial x_j}} \\ &+ \frac{\partial}{\partial x_j} \left( k \frac{\partial \tilde{T}}{\partial x_j} + k \frac{\partial \bar{T}''}{\partial x_j} - c_p \overline{\rho T'' u_j''} \right) + \bar{\tau}_{ij} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \tau_{ij} \frac{\partial \bar{u}_i''}{\partial x_j} \end{aligned} \quad (3.6)$$

mit der Wärmeleitfähigkeit k. Als neue unbekannte Terme treten scheinbare turbulente Wärmeströme und scheinbare turbulente Schubspannungen hinzu. Das Gleichungssystem kann also nur geschlossen werden, wenn die scheinbaren turbulenten Größen mit den mittleren Strömungsgrößen in Beziehung gesetzt werden und zusätzliche Gleichungen und Annahmen zu deren Berechnung getroffen werden.

Exemplarisch soll im Folgenden die Ermittlung der scheinbaren turbulenten Schubspannungen genauer betrachtet werden, die Berechnung der scheinbaren Wärmeströme erfolgt demgegenüber mit Hilfe der turbulenten Prandtl-Zahl.

Die scheinbare turbulenten Schubspannungen ergeben sich aus der Impulserhaltungsgleichung wie folgt:

$$(\bar{\tau}_{ij})_t = -\overline{\rho u_i' u_j'} + \mu \left[ \left( \frac{\partial \bar{u}_i'}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j'}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial \bar{u}_k'}{\partial x_k} \right] \quad (3.7)$$

Der zweite Term der Gleichung 3.7, der die molekulare Viskosität beschreibt, ist gegen den ersten als Reynoldsspannungen bekannten Term vernachlässigbar. Es bleibt also das Problem der Bestimmung der Reynoldsspannungen.

### 3.2.2. Turbulenzmodellierung

Die grobe Einteilung der Turbulenzmodelle erfolgt im Allgemeinen über die Anzahl der Differentialgleichungen, die zusätzlich gelöst werden müssen. Unterschieden wird zwischen algebraischen Turbulenzmodellen, bei denen keine zusätzliche Differentialgleichung gelöst werden müssen, und den weit verbreiteten Ein- und Zwei-Gleichungs-Modellen. Das verwendete Turbulenzmodell dieser Arbeit war das Turbulenzmodell nach Spalart und Allmaras (1992). Das Spalart-Allmaras-Modell ist ein Ein-Gleichungs-Modell für die turbulente kinematische Viskosität. Dieses Modell ist ein Low-Reynolds-Modell, welches eine feine Grenzschichtauflösung bis in die viskose Unterschicht der turbulenten Grenzschicht benötigt. Nachfolgend soll die Differentialgleichung des Turbulenzmodells genauer betrachtet werden.

Die turbulente kinematische Viskosität  $\nu_t$  wird durch ein Produkt aus einer Hilfsvariablen  $\tilde{\nu}_t$  und einer ersten Dämpfungsfunktion  $f_{\nu 1}$  beschrieben.

$$\nu_t = \tilde{\nu}_t f_{\nu 1} \quad (3.8)$$

Die erste Dämpfungsfunktion hängt von der kinematischen Viskosität  $\nu_t$ , der Hilfsvariablen  $\tilde{\nu}_t$  und einer Konstanten  $C_{\nu 1}$  ab.

$$f_{\nu 1} = \frac{\chi^3}{\chi^3 + C_{\nu 1}^3} \quad \text{mit} \quad \chi = \frac{\tilde{\nu}_t}{\nu_t} \quad (3.9)$$

Die Hilfsvariable  $\tilde{\nu}_t$  wird durch die folgende Transportgleichung bestimmt:

$$\rho \frac{D\tilde{\nu}_t}{Dt} = G_{\nu t} + \frac{1}{\sigma_{\nu t}} \left[ \frac{\partial}{\partial x_j} \left( (\nu_t + \rho \tilde{\nu}_t) \frac{\partial \tilde{\nu}_t}{\partial x_j} \right) + C_{b2} \rho \left( \frac{\partial \tilde{\nu}_t}{\partial x_j} \right)^2 \right] - Y_{\nu t} \quad (3.10)$$

Hier stehen  $G_{vt}$  für die Produktion der turbulenten kinematischen Viskosität, der Ausdruck in der eckigen Klammer für die Diffusion und  $Y_{vt}$  für die Dissipation der turbulenten kinematischen Viskosität.  $\sigma_{vt}$  und  $C_{b2}$  sind Konstanten.

Die Produktion der turbulenten kinematischen Viskosität wird bestimmt durch:

$$G_{vt} = C_{b1} \rho \tilde{S} \tilde{v}_t \quad (3.11)$$

Die Größe  $C_{b1}$  ist eine Konstante und in der Funktion  $\tilde{S}$  verbirgt sich die zweite Dämpfungsfunktion  $f_{v2}$ :

$$\tilde{S} = S + \frac{\tilde{v}_t}{\kappa^2 d^2} f_{v2} \quad (3.12)$$

Mit  $\kappa$  ist die von-Karman-Konstante bezeichnet,  $d$  ist der Abstand zwischen Zellmittelpunkt und Wand und  $S$  ist ein Maß für die Deformation. Die zweite Dämpfungsfunktion  $f_{v2}$  wird nach folgender Gleichung bestimmt:

$$f_{v2} = 1 - \frac{\chi}{1 + \chi f_{v1}}. \quad (3.13)$$

Nach Spalart und Allmaras kann  $S$  allein aus dem Rotationstensor  $\Omega_{ij}$  (ohne Berücksichtigung des Dehnungstensors  $e_{ij}$ ) berechnet werden:

$$S = \sqrt{2\Omega_{ij}\Omega_{ij}} \quad \text{mit} \quad \Omega_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \quad (3.14)$$

Da dies dazu führen kann, dass die Produktion der Wirbelviskosität zu groß berechnet wird, wurde in dieser Arbeit eine Modifikation verwendet. Nach Tannehill et al. (1992) hat sich jedoch gezeigt, dass auch der Dehnungstensor berücksichtigt werden sollte. Das führt zu der Definition für  $S$ :

$$S = \sqrt{2\Omega_{ij}\Omega_{ij}} + C_{prod} \cdot \min(0, \sqrt{2e_{ij}e_{ij}} - \sqrt{2\Omega_{ij}\Omega_{ij}}) \quad (3.15)$$

mit dem Dehnungstensor

$$e_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \quad (3.16)$$

und der Konstante  $C_{prod}$ .

Die Dissipation  $Y_{vt}$  der turbulenten kinematischen Viskosität wird bestimmt durch:

$$Y_{vt} = C_{w1} \rho f_w \left( \frac{\tilde{v}_t}{d} \right)^2 \quad (3.17)$$

Dabei ist  $f_w$  die dimensionslose Dämpfungsfunktion:

$$f_w = g \left[ \frac{1 + C_{w3}^6}{g^6 + C_{w3}^6} \right]^{1/6} \quad \text{mit } g = r + C_{w2}(r^6 - r) \quad \text{und } r = \frac{\tilde{v}_t}{\tilde{S} \kappa^2 d^2} \quad (3.18)$$

$C_{w1}$ ,  $C_{w2}$  und  $C_{w3}$  sind Konstanten.

Die Konstanten  $C_{b1}$ ,  $C_{b2}$ ,  $C_{w1}$ ,  $C_{w2}$ ,  $C_{w3}$ ,  $C_{v1}$ ,  $C_{prod}$ ,  $\kappa$  und  $\sigma$  sind mit folgenden Werten definiert:

$$\begin{array}{lll} C_{b1} = 0,136 & C_{b2} = 0,622 & C_{w1} = \frac{C_{b1}}{\kappa^2} + \left(1 + \frac{C_{b2}}{\sigma_{vt}}\right) \\ C_{w2} = 0,3 & C_{w3} = 2,0 & C_{v1} = 7,1 \\ C_{prod} = 2,0 & \kappa = 0,41 & \sigma_{vt} = 2/3 \end{array}$$

Über diese Größen sowie die angegebenen Formeln lässt sich die turbulente kinematische Viskosität  $\nu_t$  ermitteln. An den Eintrittsflächen des durchströmten Volumens ist für die Rechnung ein Startwert für  $\nu_t$  vorzugeben. An den festen Wänden beträgt  $\nu_t = 0$ , an den Austrittsflächen wird  $\nu_t$  aus angrenzenden Werten aus dem Inneren des durchströmten Volumens extrapoliert.

### 3.3. Auslegungsprozess

Die Profilierung der neun Schaufel mit Coanda-Radius und Ausblasung basiert auf einer bisher im Axialverdichter eingesetzten Statorschaufel der ersten Stufe, siehe Abb. 3.2. Die erste Statorreihe wird aufgrund der Anström-Machzahl von 0,66 und insbesondere wegen der Baugröße für die Überprüfung der Ausblasung ausgewählt. Der Stator 1 hat eine Schaufelhöhe von 83 mm bei einer Sehnenlänge von 34 mm und damit beträgt das Höhen-Seiten-Verhältnis 2,4. Die Integration einer Strahlklappe in die Statorschaufel soll ein Anheben der aerodynamischen Schaufelbelastung durch Reduktion der Schaufelzahl ermöglichen. Um den Strahlklappen-Stator mit dem Referenz-Stator vergleichen zu können, wird angestrebt, den Abströmwinkel bei reduzierter Schaufelzahl beizubehalten. Der Betrieb ohne aktive Ausblasung muss, wenn auch bei reduziertem Wirkungsgrad, möglich sein, damit in einem späteren Einsatz in einem Flugtriebwerk bei Versagen der Ausblasung nicht die Betriebsfähigkeit gefährdet wird.

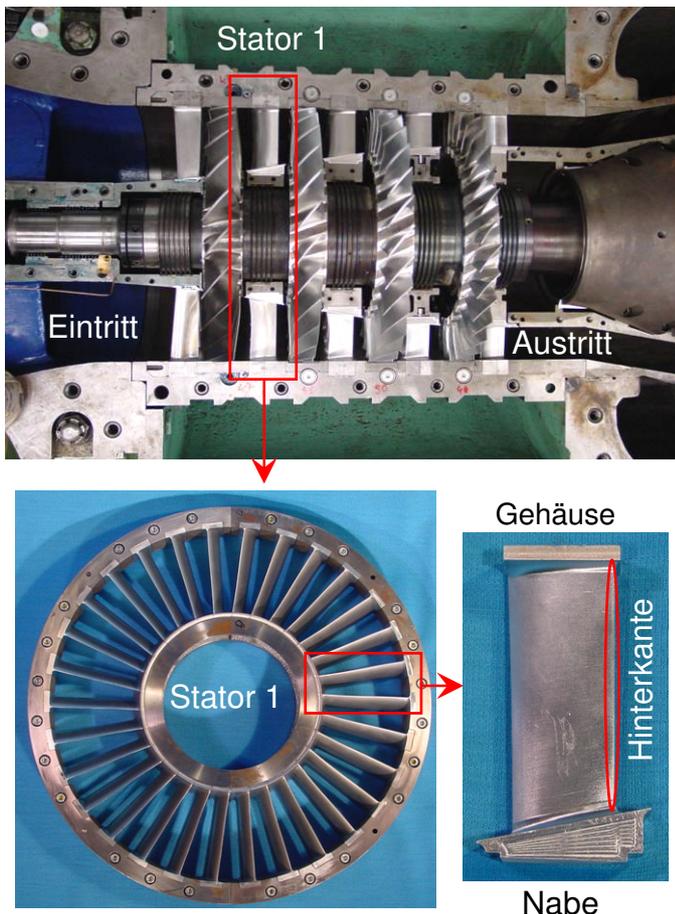


Abbildung 3.2: Versuchsverdichter

Motiviert durch die Voruntersuchungen in Fischer et al. (2008) wird für die Auslegung des Stator 1 eine Reduktion der Schaufelzahl um 25% angestrebt. Hieraus resultiert eine Erhöhung der aerodynamischen Schaufelbelastung von 14% (siehe Abschn. 3.3.3.). Abbildung 3.3 vermittelt einen Überblick über den Auslegungsprozess:

- 1) Der Auslegungsprozess beginnt mit der Berechnung der Strömung in dem Versuchsverdichter mit einem Stromlinienkrümmungsverfahren unter Nutzung der thermodynamischen Auslegungs-Randbedingungen.
- 2) Die Ergebnisse aus 1) liefern die Randbedingungen für die Profilauslegung einzelner radialer Schaufelschnitte. Die aerodynamischen Eigenschaften der Schaufelsektionen werden mit dem Grenzschicht-Code MISES berechnet.
- 3) Die Statorschaufel wird mit einem Programm zur Auffädung der Profile aus den radialen Schaufelschnitten erzeugt.
- 4) Ein blockstrukturiertes Netz wird erzeugt, um 3D Navier-Stokes-Rechnungen mit FINE/Turbo von NUMECA (Numecca 2006) durchzuführen.
- 5) Anhand der berechneten aerodynamischen Eigenschaften wird über eine weitere Iteration im Auslegungsprozess entschieden.

Der Grenzschicht-Code MISES wird für die Auslegung der Schaufelprofile des Strahlklappen-Stators eingesetzt, während der Ausblassechlitz noch nicht in die Schaufel integriert ist. Die Strahlklappen-Profile sollen mit implementiertem Coanda-Radius aber ohne Einblasung bei gleicher Schaufelzahl annähernd die gleichen aerodynamischen Eigenschaften aufweisen wie die Profile des Referenz-Stators. In den anschließenden 3D Navier-Stokes-Rechnungen mit FINE/Turbo zur Reduktion der Schaufelzahl werden der Ausblassechlitz und die Ausblaseung mit modelliert.

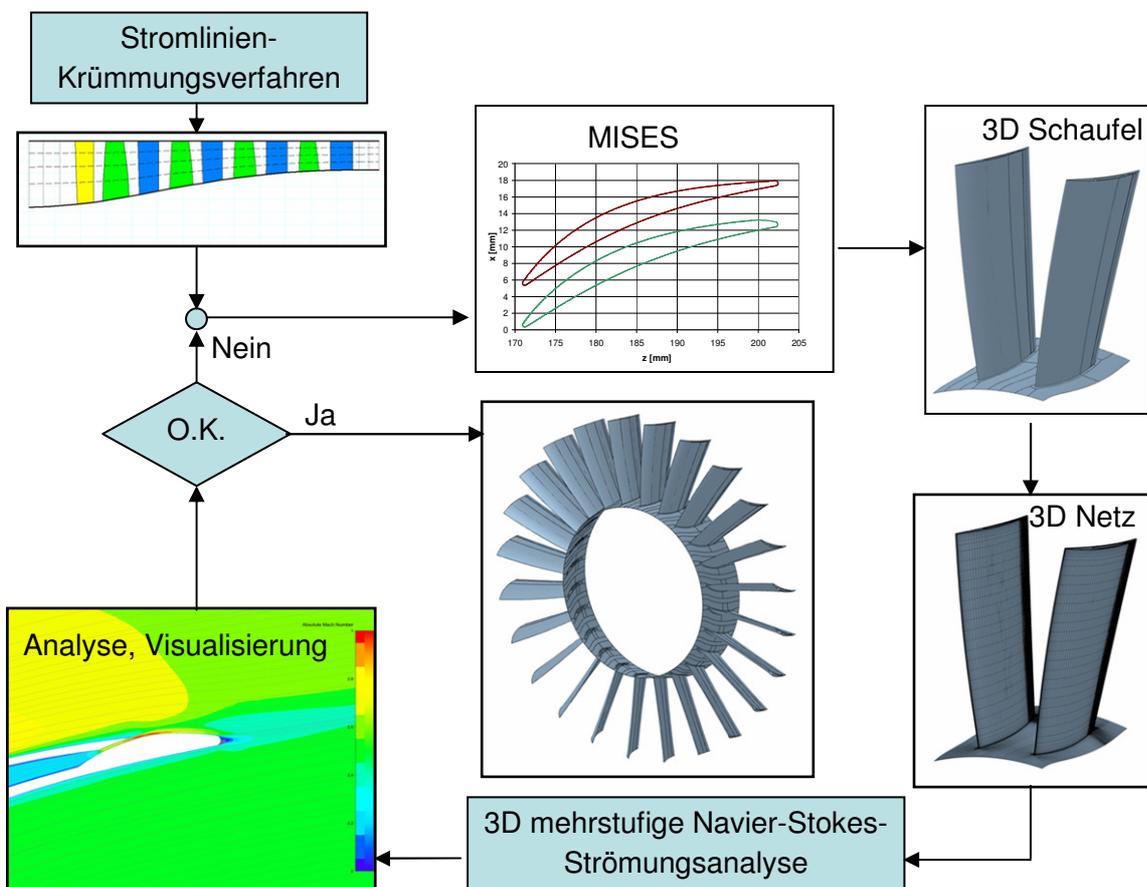
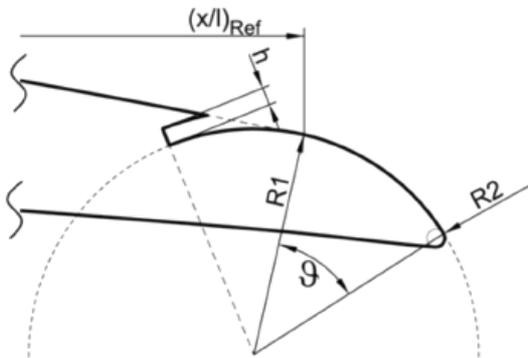


Abbildung 3.3: Darstellung des Auslegeprozesses (Gündogdu et al. 2008)

Die geometrischen Eigenschaften der Strahlklappen-Profile werden beschrieben durch die Parameter  $x/l_{ref}$  für die Position, an der der Coanda-Radius die Profilsaugseite trifft,  $R_1$  für den Coanda-Radius,  $h$  für die Höhe des Ausblassechlitzes und  $\vartheta$  für den Umschlingungswinkel des Coanda-Radius, zu sehen in Abb. 3.4.



|                                |         |
|--------------------------------|---------|
| Coanda-Radius $R_1$            | 10 mm   |
| Hinterkantenradius $R_2$       | 0,3 mm  |
| Höhe des Ausblassechlitzes $h$ | 0,2 mm  |
| Sehnenlänge $l$                | 33,7 mm |

Abbildung 3.4: Definition und Abmaße der Strahlklappen-Geometrie

Die Parameter  $x/l_{ref}$  und  $\vartheta$  hängen von der radialen Position der betrachteten Schaufel-sektion ab. Sie sind jeweils so gewählt, dass die Sehnenlänge des Strahlklappenprofils nicht mehr als 0,2 mm von der Sehnenlänge des Referenzprofils abweicht. Riedel (1971) hat gezeigt, dass das Verhältnis von Schlitzhöhe und Hinterkantenradius  $h/R_1$  zur Erzielung eines ausgeprägten Coanda-Effekts so klein wie möglich gewählt werden sollte. Das Verhältnis  $h/R_1$  wurde in Fischer et al. (2008) optimiert und für die Auslegung des hier beschriebenen Stators übernommen. Das Verhältnis  $h/R_1$  beträgt 0,02.

### 3.3.1. 2D MISES Analyse

Zur Bewertung des Einflusses der beschriebenen Modifikationen auf die aerodynamischen Eigenschaften wird MISES verwendet. Die Abb. 3.5 zeigt eine Gegenüberstellung des Mittenschnitt-Profiles der Referenz und der Strahlklappe.

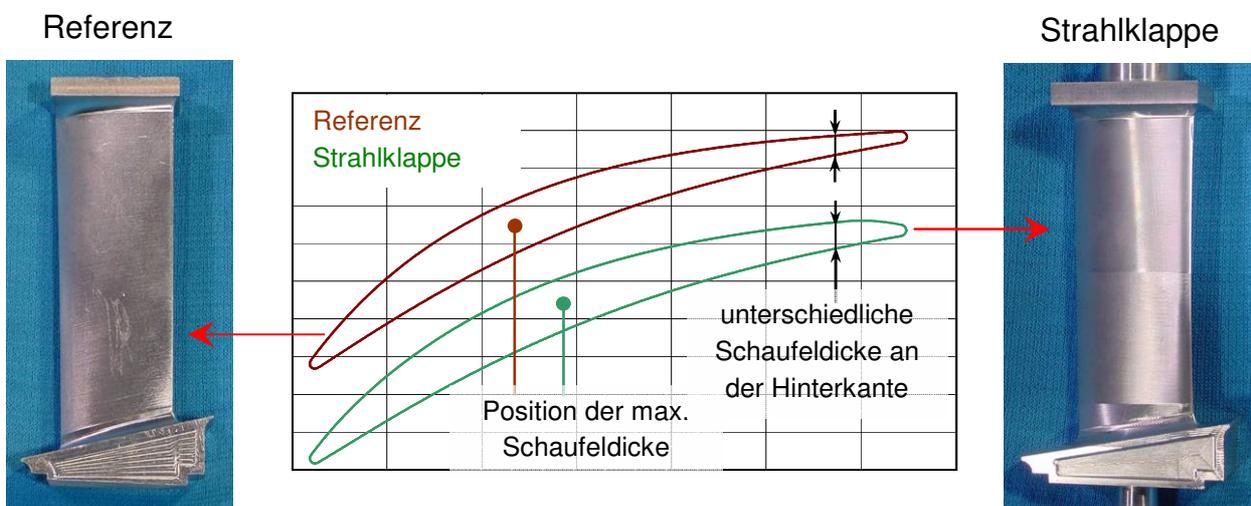


Abbildung 3.5: Profil im Mittenschnitt des Referenz- und des Strahlklappen-Stators

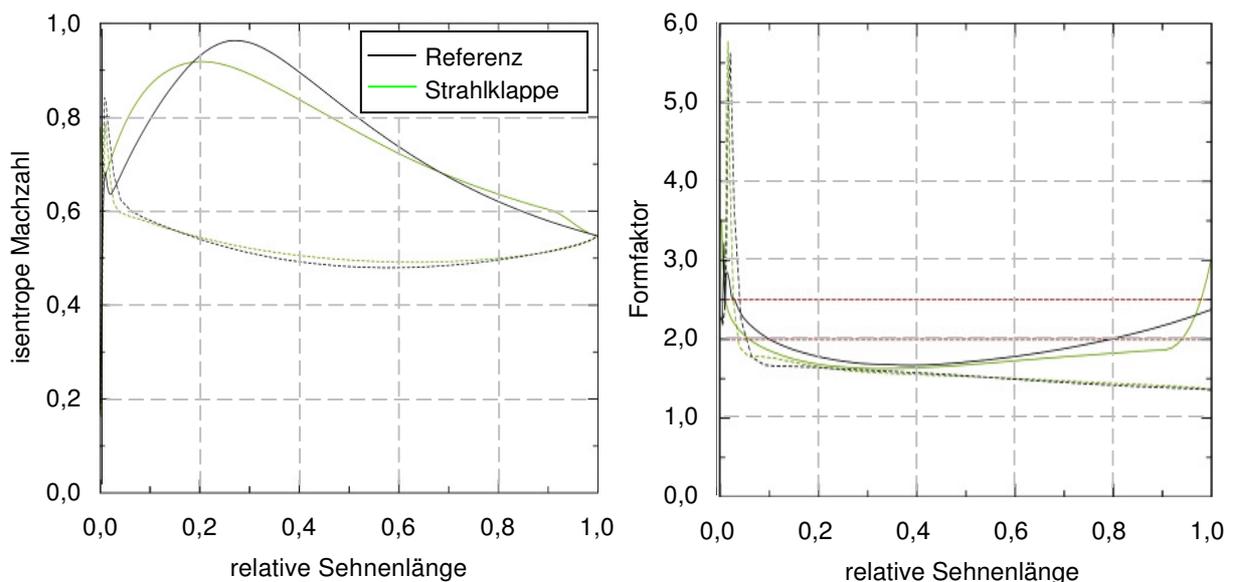
Ein Vergleich der aerodynamischen Eigenschaften des Referenz- und des Strahlklappen-Profiles ist am Beispiel der Profile im Mittenschnitt der Schaufeln in der Abb. 3.6 dargestellt.

In der Abb. 3.6 (links) ist die Verteilung der isentropen Machzahl dargestellt. Abbildung 3.6 (rechts) zeigt den entsprechenden Vergleich für den Grenzschicht-Formfaktor. Die Definition der isentropen Machzahl und des Formfaktors sind in Gl. 3.20 und Gl. 3.21 aufgeführt:

$$Ma_{is} = \sqrt{\frac{2}{\kappa - 1} \left[ \left( \frac{p_{tot1}}{p_{stat}} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right]} \quad (3.19)$$

$$H_{12} = \frac{\text{Verdrängungsdicke}}{\text{Impulsverlustdicke}} = \frac{c \int_0^{\infty} (c - u) dy}{\int_0^{\infty} u(c - u) dy} \quad (3.20)$$

Die isentrope Machzahl-Verteilung wird durch die Anpassung der Metall-, Eintritts- und Austrittswinkel sowie durch die modifizierte Dicken- und Krümmungsverteilung auf der Profilsaugseite verändert. Die größere Krümmung hinter der Vorderkante führt zu einer verstärkten Frontbelastung des Profils mit Strahlklappe. Das Machzahl-Maximum wird gesenkt und wandert in Richtung der Vorderkante. Die Frontbelastung soll die Funktionsfähigkeit des Stators im Falle eines Versagens der Ausblase sicher stellen. Die aufgedickte Hinterkante der Strahlklappe führt zu einer Strömungsablösung auf der Profilsaugseite im Bereich der Hinterkante.



**Abbildung 3.6: Isentrope Machzahl und Formfaktor des Stator 1 im Mittenschnitt**

Der Formfaktor ist ein Maß für die Fülligkeit der Grenzschicht. Beide Profilvarianten weisen im Bereich der Vorderkante auf der Profilsaugseite am Umschlagpunkt von der

laminaren zur turbulenten Strömung ein charakteristisches Verhalten auf (Schlichting 1955). Der Formfaktor springt typischerweise von 2,2 (laminar) bis 1,75 (turbulent) bei 40% Sehnenlänge für beide Varianten. In Richtung der Hinterkante steigt der Formfaktor wieder an. Das Strahlklappen-Profil zeigt an der Hinterkante ein steileres ansteigen und erreicht hier ein Wert von drei. Die Strömung gilt ab einem Wert von 2,5 als abgelöst. Auf der Profildruckseite ist eine gute Übereinstimmung beider Profilvarianten und keine Ablösungen zu erkennen.

In der Tab. 3.1 sind die MISES Ergebnisse für beide Profile im Mittenschnitt zusammengefasst. Es ist zu erkennen, dass die berechneten Werte der beiden Profilvarianten gut übereinstimmen.

|                              | Eintritt           |                    | Austritt           |                    |
|------------------------------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|
|                              | Referenz           | Strahlklappe       | Referenz           | Strahlklappe       |
| Machzahl [-]                 | 0,66               | 0,66               | 0,51               | 0,51               |
| Abströmwinkel [°]            | 38,94              | 38,94              | 10,92              | 11,07              |
| Reynolds-Zahl [-]            | $3,99 \times 10^5$ | $3,97 \times 10^5$ | $3,29 \times 10^5$ | $3,28 \times 10^5$ |
| Totaldruckverlustbeiwert [-] |                    |                    | 0,02               | 0,02               |
| Druckumsetzung [-]           |                    |                    | 0,34               | 0,34               |

**Tabelle 3.1: MISES Kennwerte des Stator 1 im Mittenschnitt**

### 3.3.2. 3D CFD Analyse ohne aktive Strömungskontrolle

Die aerodynamischen Eigenschaften, speziell der Abströmwinkel des Stators der ersten Stufe, werden durch mehrstufigen 3D CFD-Rechnungen evaluiert. Alle Rechnungen sind stationär für den Auslegungspunkt durchgeführt. Beide Statorvarianten verfügen über 30 Schaufeln. Die radialen Verläufe des Umlenk winkels und des Totaldruckverlustbeiwertes der ersten Statorreihe sind in Abb. 3.7 dargestellt. Der dargestellte Umlenk Winkel ist nach der Gl. 3.22 und der Totaldruckverlustbeiwert nach der Gl. 3.23 berechnet.

$$\Theta = \alpha_1 - \alpha_2 \quad (3.21)$$

$$\omega = \frac{p_{\text{tot1}} - p_{\text{tot2}}}{p_{\text{tot1}} - p_{\text{stat1}}} \quad (3.22)$$

In der Abbildung wird deutlich, dass zwischen der Referenz und der neuen Auslegung ohne Ausblasung eine gute Übereinstimmung erzielt werden konnte.

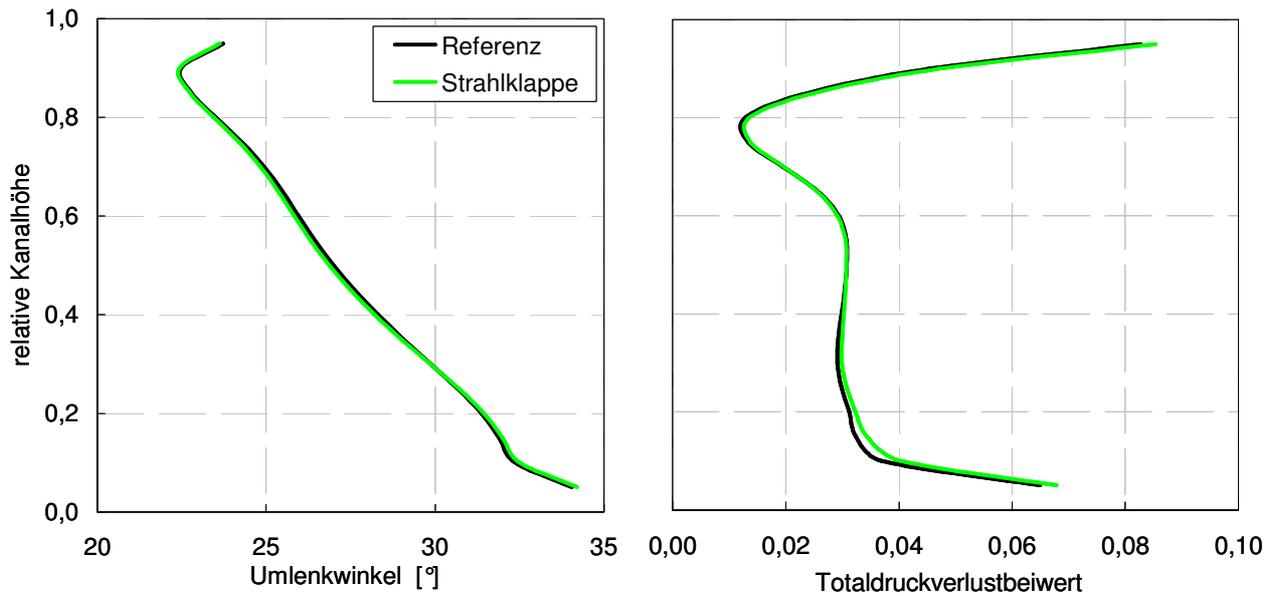


Abbildung 3.7: Radiale Verteilung des Umlenkwinkels und des Totaldruckverlustbeiwertes

### 3.3.3. 3D CFD Analyse mit aktiver Strömungskontrolle

Anschließend an die Schaufelauslegung werden numerische Simulationen für den Auslegungspunkt unter Variation des ausgeblasenen Massenstroms für die Schaufelzahl 24 durchgeführt, um bei reduzierter Schaufelzahl den gleichen Abströmwinkel wie in der Referenzkonfiguration einzustellen.

Die Vernetzung erfolgte unter Nutzung blockstrukturierter Netze mit insgesamt 60 Blöcken. Eine Ansicht des Netzes im Mittenschnitt ist in Abb. 3.8 dargestellt.

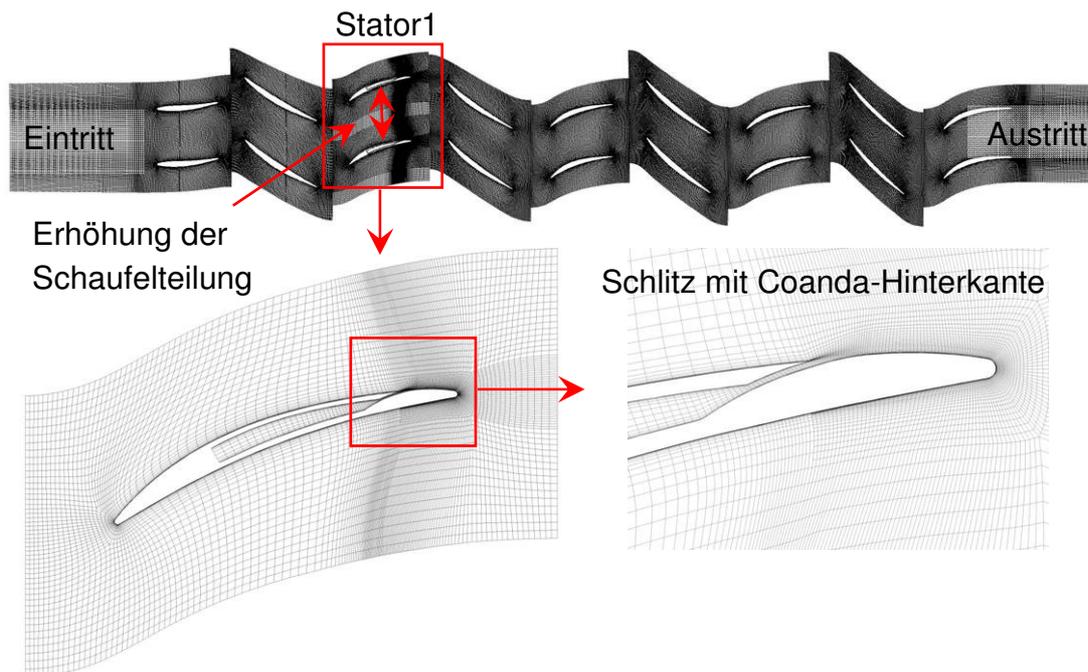
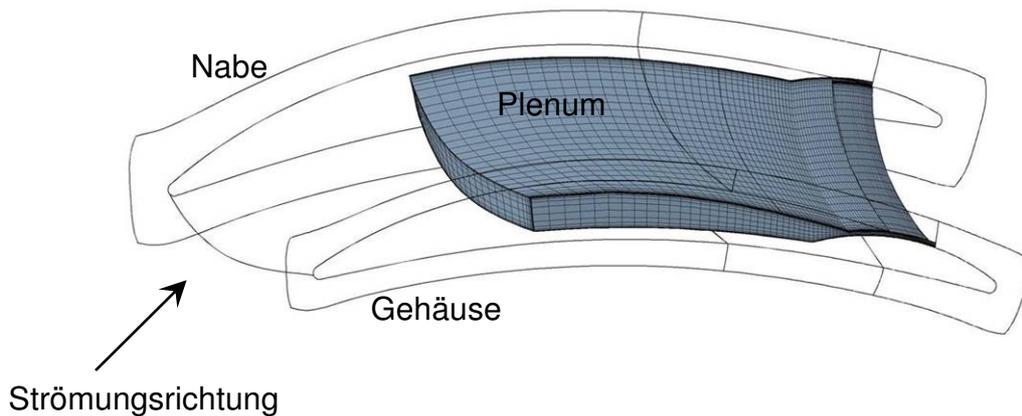


Abbildung 3.8: Rechennetz im Mittenschnitt des Versuchsverdichters

Der Schlitz und der Hohlraum (Plenum) in der Schaufel werden ebenfalls vernetzt. Das gesamte Verdichternetz verfügt über 4,1 Millionen Zellen mit einer Verfeinerung der Auflösung im Grenzschichtbereich, die zu  $y^+$ -Werten kleiner als drei führt, womit die Anforderung durch das verwendete Turbulenzmodell nach Spalart und Allmaras (1992), dass der wandnächste Netzpunkt bei  $y^+ \leq 5$  liege, erfüllt wird.

Abbildung 3.9 veranschaulicht die räumliche Lage des vernetzten Plenums innerhalb des modifizierten Stators. Das Plenum erstreckt sich über die gesamte Schaufelhöhe.



**Abbildung 3.9: Vernetzung Plenum**

Als Randbedingungen für die Rechnung sind am Eintritt der Totaldruck, die Totaltemperatur und der Turbulenzgrad vorgegeben. Am Austritt wird ein statischer Druck an der Nabe mit Berücksichtigung des radialen Gleichgewichts aufgeprägt. Die verwendeten Randbedingungen sind in Tab. 3.2 aufgeführt.

|                             |                         |
|-----------------------------|-------------------------|
| Drehzahl                    | 18000 $\text{min}^{-1}$ |
| Massenstrom                 | 10,8 kg/s               |
| Totaldruck am Eintritt      | 80 kPa                  |
| Totaltemperatur am Eintritt | 288,15 K                |
| Turbulenzgrad am Eintritt   | 4%                      |
| Statischerdruck am Austritt | 202,82 kPa              |

**Tabelle 3.2: CFD Randbedingungen für den Auslegungspunkt**

Im Folgenden soll der Einfluss der neu ausgelegten Statorschaufel veranschaulicht werden. Dafür werden jeweils die Referenz-Beschaufelung mit einer Schaufelzahl von 30 und die modifizierte Strahlklappen-Beschaufelung mit einer Schaufelzahl von 24 und Ausblasraten von 0%, 0,5% und 1% gegenübergestellt. Die Ausblasrate (mass flow ratio = mfr) ist wie folgt definiert.

$$\text{Ausblasrate (mfr)} = \frac{\text{Ausblasmassenstrom}}{\text{Verdichtermassenstrom}} \quad (3.23)$$

Die Verteilung der Machzahl im Bereich der Hinterkante ist in den Abb. 3.10a bis d dargestellt. Abbildung 3.10a zeigt die Strömung um das Profil der Referenz-Schaufel. Die Strömung um die Strahlklappen-Schaufel bei unterschiedlichen Ausblasraten geben die Abb. 3.10b bis d wieder. In Abb. 3.10b befindet sich der Ablösepunkt des Hinterkantennachlaufs der Strahlklappen-Schaufel weiter vor der Hinterkante als bei der Referenz-Schaufel. Mit zunehmender Ausblasrate verschiebt sich der Ablösepunkt zur Hinterkante hin und der Nachlauf schwächt sich ab. Weiter wird der Austrittswinkel mit einer höheren Ausblasrate kleiner, was eine Steigerung des Strömungsumlenkwinkels bedeutet. Das aus dem Schlitz austretende, impulsreiche Fluid reißt die Hauptströmung im Einflussbereich des Schlitzes mit und sorgt dafür, dass sie besser dem Hinterkantenprofil folgt. Das führt zu einer Verminderung der Hinterkantenverluste und senkt den Geschwindigkeitsgradienten nahe der Schaufelhinterkante. Abbildung 3.10d zeigt, dass durch höhere Ausblasraten auch noch Potential für noch geringere Abströmwinkel und damit für eine weitere Reduktion der Schaufelzahl vorhanden ist.

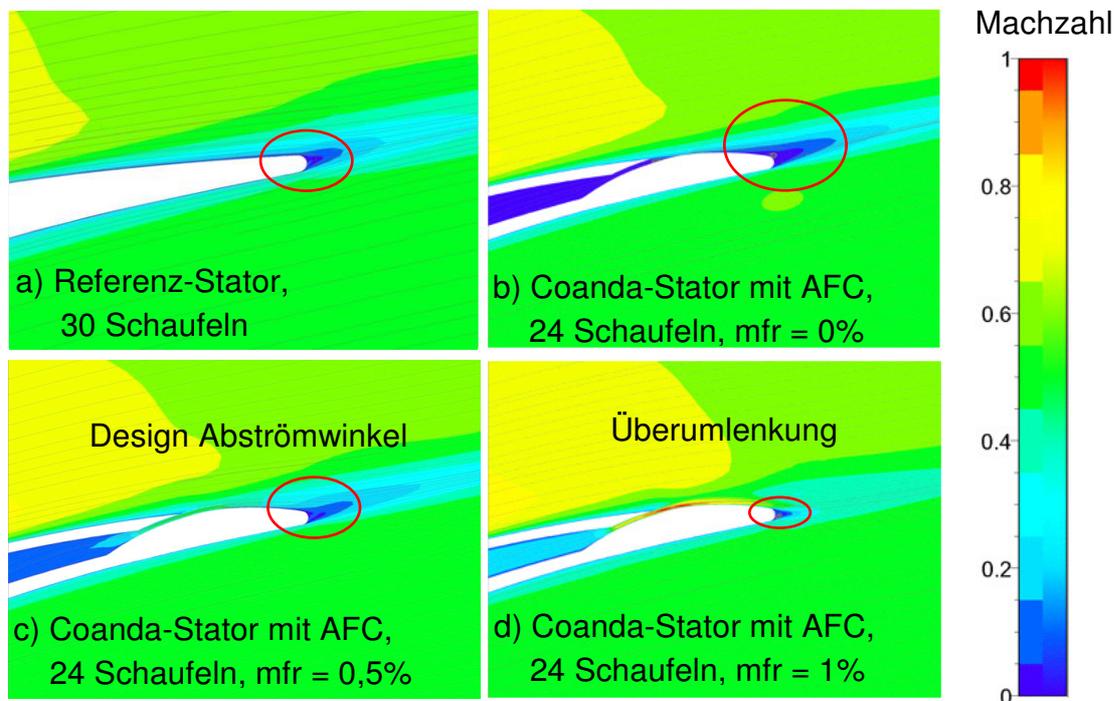


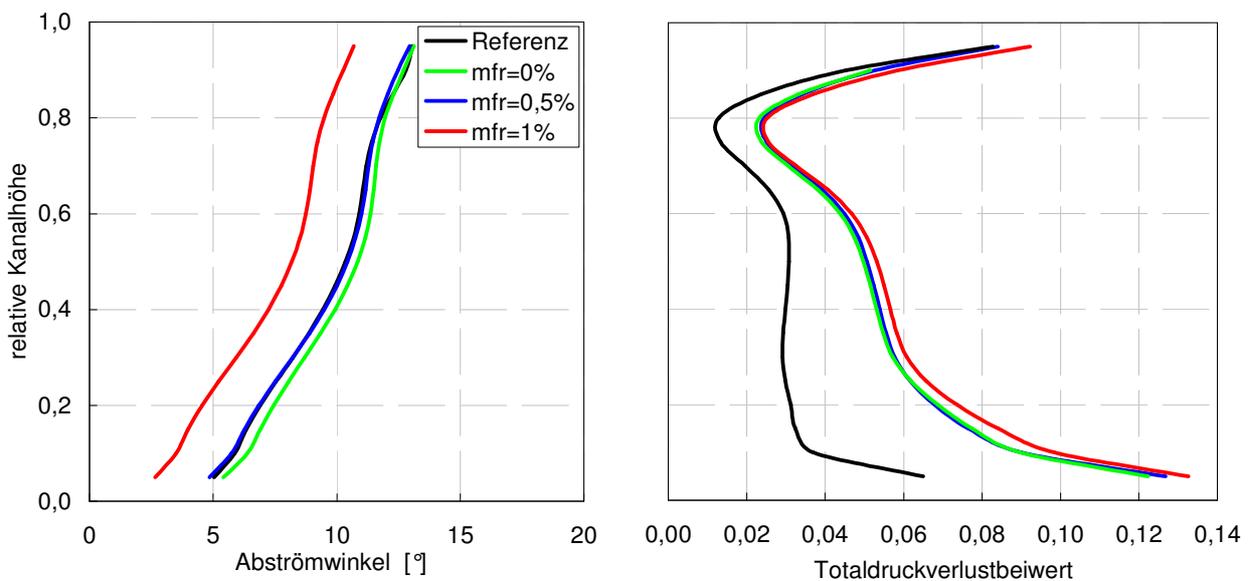
Abbildung 3.10: Verteilung der Machzahl an der Hinterkante im Mittenschnitt

Abbildung 3.11 (links) stellt den Abströmwinkel dar. Bei einer Ausblasrate von 0,5% des Hauptmassenstroms stimmt der Abströmwinkel mit dem der Referenz-Schaufel überein. Bei einer Ausblasrate von 1% wird die Strömung im Vergleich zur Referenz noch stärker umgelenkt. Hier ist noch Potential für eine weitere Reduktion der Schaufelzahl vorhanden. In Abb. 3.11 (rechts) sind die Verläufe des Totaldruckverlustbeiwertes dargestellt. Der Koeffizient für den Totaldruckverlust ist das Verhältnis der Totaldruckdifferenz mit Ausblasung zum dynamischen Druck:

$$\omega_j = \frac{p_{\text{tot1},j} - p_{\text{tot2}}}{p_{\text{tot1}} - p_{\text{stat1}}} \quad (3.24)$$

$$p_{\text{tot1},j} = \frac{\dot{m}_1 p_{\text{tot1}} + \dot{m}_j p_{\text{tot},j}}{\dot{m}_1 + \dot{m}_j} \quad (3.25)$$

Dieses Verfahren stellt sicher, dass die Strahlenergie nicht als ein Totaldruckgewinn behandelt wird, was automatisch zu einer Verlustreduktion führen würde. Auf diese Weise werden alle Mischungsverluste, die durch eine hohe Strahlgeschwindigkeit im Nachlauf verursacht werden, einbezogen. Der Verlustkoeffizient sinkt für einen kleinen Ausblasmassenstrom und hat ein Minimum bei 0,5%. Bei 1% Ausblasrate steigen die Verluste wieder an. Dieses Verlustverhalten kann erklärt werden mit der Verkleinerung des Ablösegebietes im Bereich des Hinterkantennachlaufs in der Abb. 3.10d. Da bereits kleine Ausblasmassen die Hinterkantenströmung verbessern, sinken die Verluste aufgrund der kleineren Ablösegebiete. Während geringe Strahlgeschwindigkeiten den Nachlauf beschleunigen, können hohe Geschwindigkeiten die Mischungsverluste erhöhen, wenn die Strahlgeschwindigkeit viel höher als die umgebende Strömungsgeschwindigkeit ist.



**Abbildung 3.11: Radiale Verteilung des Abströmwinkels und des Totaldruckverlustbeiwerts**

Der in Abb. 3.12 (links) dargestellte Diffusionsfaktor nach der Definition von Lieblein (Seume 2009) weist auf eine Erhöhung der Belastung durch die Reduktion der Schaufelzahl hin. Hieraus ergibt sich eine Erhöhung der Lieblein-Diffusionszahl von 14% unter gleichzeitiger Beibehaltung des Abströmwinkels des Referenz-Stators. In Abb. 3.12 (rechts) ist die radiale Verteilung der De-Haller-Zahl dargestellt. Es zeigt sich allerdings, dass diese nicht für die Beschreibung der aerodynamischen Belastung geeignet ist, da sie das geringere Teilungsverhältnis des Strahlklappen-Stators nicht berücksichtigt und daher auch keine großen Differenzen zwischen den De-Haller-Zahlen des Referenz- und des Strahlklappen-Stators auftreten. Die Diffusionszahl wird mit der Gl. 3.27 und die De-Haller-Zahl mit der Gl. 3.28 berechnet.

$$DF = \left(1 - \frac{c_2}{c_1}\right) + \frac{\Delta c_u}{2\sigma c_1} \quad (3.26)$$

$$DH = \frac{c_2}{c_1} \quad (3.27)$$

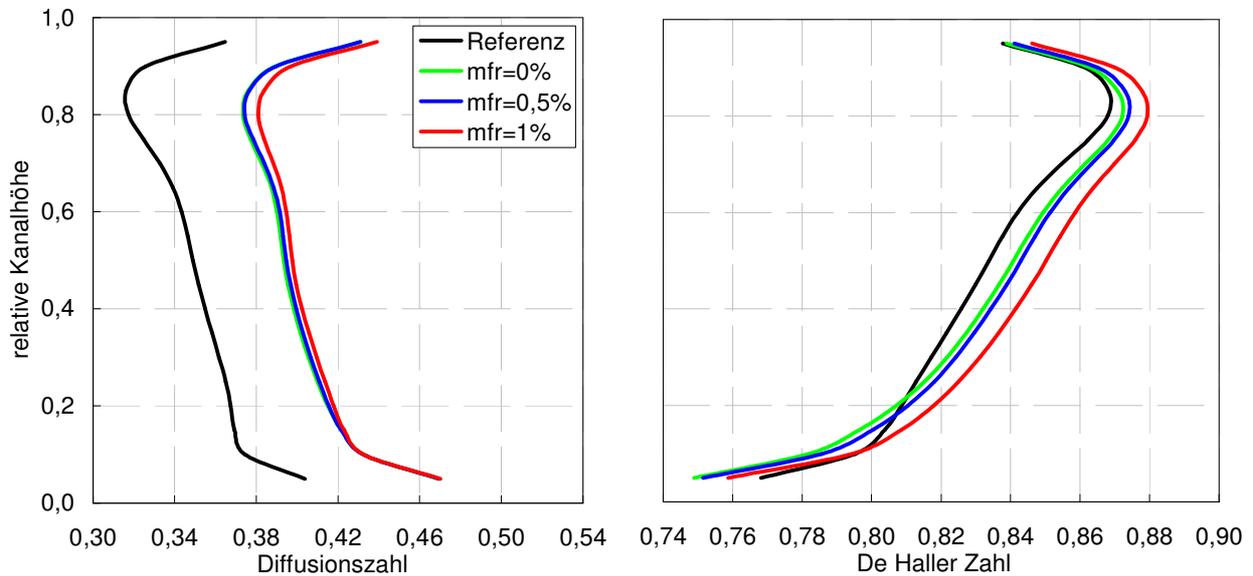


Abbildung 3.12: Radiale Verteilung der Diffusionszahl und der De Haller Zahl

### 3.4. Effizienzbetrachtung der Strahlklappen-Schaufelzahl

Der wirtschaftliche Einsatz der Strahlklappe kann nur mit Hilfe einer Effizienzbetrachtung bewertet werden, so dass auf dieses Thema ein besonderer Schwerpunkt gelegt wird. Als Bewertungskriterien für den erfolgreichen Einsatz der Strahlklappe kann die Verlustreduktion verwendet werden. Ziel der Bewertung ist es, die eingesetzte Strahlleistung zu berücksichtigen, die sich über den Totaldruck und den Volumenstrom des Strahls angeben lässt.

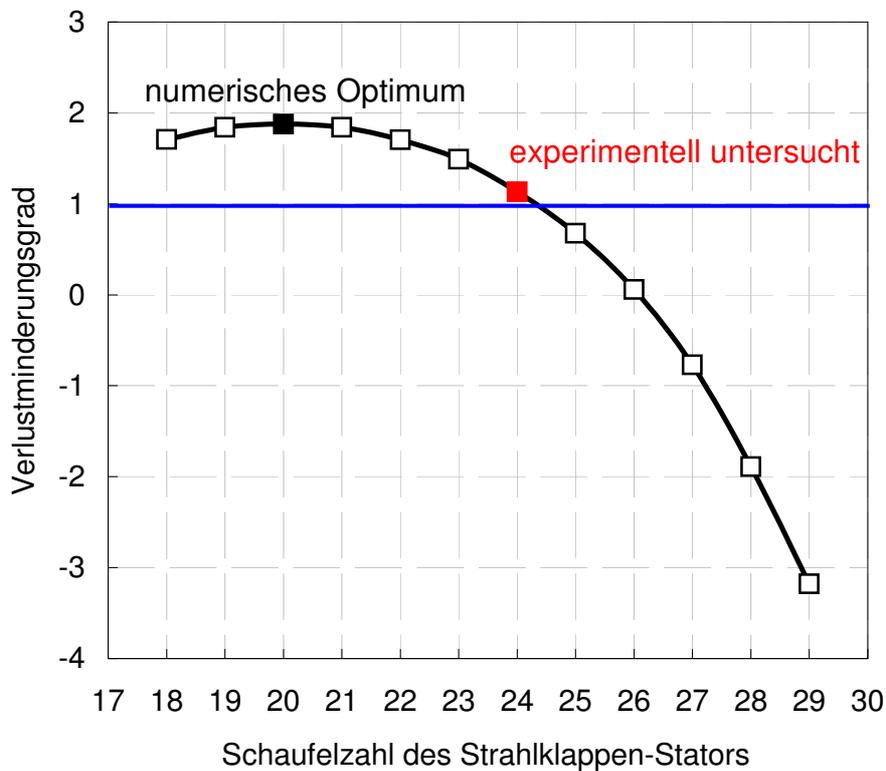
Zur Bewertung der Verlustreduktion kann eine von Bae et al. (2005) eingeführte Definition verwendet werden. Der Beiwert  $\eta_v$  wird aus der mit der Masse gewichteten Differenz der Totaldruckverluste ohne und mit Ausblasen bezogen auf die Strahlleistung gebildet.

$$\eta_v = \frac{\omega_{j=0} - \omega_{j>0}}{\frac{1}{2} \cdot w_j^2 \cdot \dot{m}_j} \quad (3.28)$$

Zur Berechnung der Totaldruckverluste

$$\omega_{j>0} = (\bar{p}_{\text{tot}1} - \bar{p}_{\text{tot}2}) \frac{\dot{m}_1 + \dot{m}_j}{\rho_1} \quad (3.29)$$

muss das Druckniveau  $\bar{p}_{\text{tot}1}$  als Massenmittel des Totaldrucks am Eintritt der Passage  $p_{\text{tot}1}$  und an der Ausblasestelle  $p_{\text{tot},j}$  gebildet werden. Auf diese Weise wird der Energieeintrag durch den Strahl berücksichtigt. Der Beiwert  $\eta_v$  kann als Gütekriterium für den Verlustabbau durch die Strahlklappe interpretiert werden. Positive Werte bedeuten dabei eine Reduzierung der Verluste gegenüber dem Fall ohne Ausblasung, negative Werte einen Verlustanstieg. Ist  $\eta_v > 1$ , wird die investierte Energie besonders günstig eingesetzt, da die veränderte Umströmung der Hinterkante dazu führt, dass der aerodynamische Nutzen höher ist als der Energieeinsatz. In der Abb. 3.13 ist der Verlustminderungsgrad über die Schaufelzahl der Strahlklappe für den Auslegungspunkt aufgetragen.



**Abbildung 3.13: Verlustminderungsgrad des Strahlklappen-Stators**

Der ausgeblasene Massenstrom wird bei Variation der Schaufelzahl so eingestellt, dass der Abströmwinkel des Strahlklappen-Stators mit dem des Referenz-Stators übereinstimmt. Mit abnehmender Schaufelzahl nimmt der Verlustminderungsgrad zu und erreicht bei 20 Schaufeln sein numerisches Optimum. Bei weiterer Reduzierung der Schaufelzahl auf 19 und 18 Schaufeln nimmt der Verlustminderungsgrad wieder ab. Im Vergleich zur Referenz mit 30 Schaufeln ist eine Verbesserung des Verlustminderungsgrades erst bei einer Reduktion auf 24 Schaufeln erkennbar.

Die Schaufelzahl für die experimentelle Erstuntersuchung wird wie folgt festgelegt: Für Schaufelzahlen größer als 24 ist der Aufwand für die Ausblasung zu groß. Eine Schaufelzahl von 23 steht nicht zur Wahl, da die erste Rotorreihe 23 Schaufeln besitzt und bei gleicher Schaufelzahl Bedenken bzgl. der Festigkeit bestehen. Eine Reduktion auf 22 oder weniger Schaufeln stellt für eine Erstuntersuchung eine zu risikoreiche Teilungserhöhung dar. Daraus ergibt sich aus der Effizienzbetrachtung in Abb. 3.13 eine Schaufelreduktion der Strahlklappen-Schaukel auf 24 für die experimentellen Erstuntersuchungen. Die Detailanalysen zu den einzelnen Schaufelzahlen werden in Lehmann (2009) gezeigt.

## 4. Plenum am Stator 1

Bislang ist das Plenum vereinfacht über die komplette Kanalhöhe angenommen. Im Folgenden sollen verschiedene Möglichkeiten der Plenumsgestaltung untersucht werden, mit dem primären Ziel, eine möglichst gleichmäßige Abströmung aus dem Ausblassechlitze zu erreichen. Es ergeben sich zwei Ansätze zum Erreichen einer gleichmäßigen Ausströmung. Zum einen die direkte Führung der Strömung durch Rippen im Inneren des Plenums, und zum anderen eine Erhöhung des statischen Druckes im Plenum durch eine Verkleinerung des Austrittsquerschnitts. Für das umgesetzte Konzept wird ein kombinierter Ansatz gewählt. Die Optimierung der Plenumsgeometrie erfolgt iterativ mit der in Abb. 4.1 dargestellten Vorgehensweise.

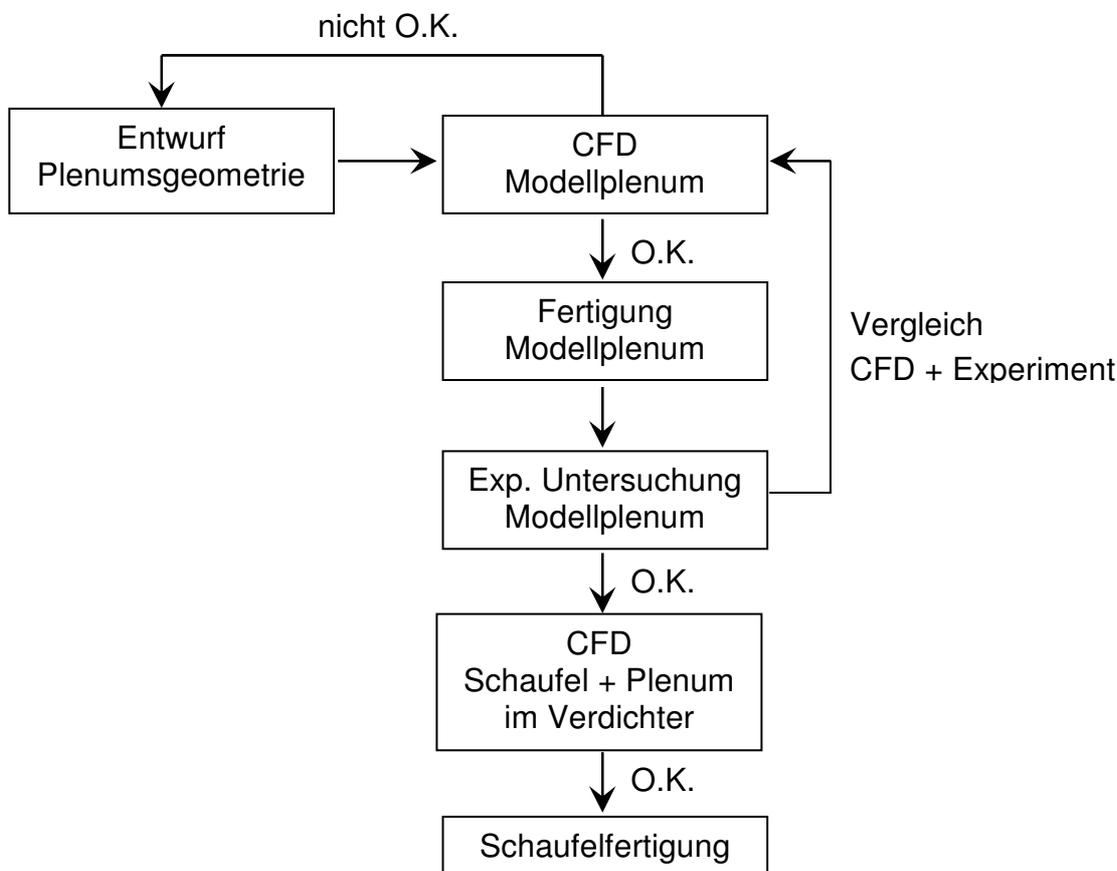


Abbildung 4.1: Flussdiagramm zur Plenumsoptimierung

### 4.1. Möglichkeiten der Plenumsgestaltung

Um eine optimale Abströmung aus dem Plenum der Strahlklappen-Schaukel zu erreichen, wird die Plenumsgeometrie weiterentwickelt. Diese Entwicklung begann mit Untersuchungen an einem leeren Plenum. Die Optimierung geschieht unter dem Gesichtspunkt der möglichst axialen und radial gleichmäßig verteilten Abströmung am Austrittsschlitz. Das kann erreicht werden:

- 1) indem der statische Druck im Plenum durch einen verkleinerten Austrittsquerschnitt erhöht wird (Aufstauung) und
- 2) durch eine gleichmäßige Führung der Strömung mit Rippen.

Als Lösung wird, siehe Abb. 4.2, eine Kombination aus 1) und 2) entwickelt.

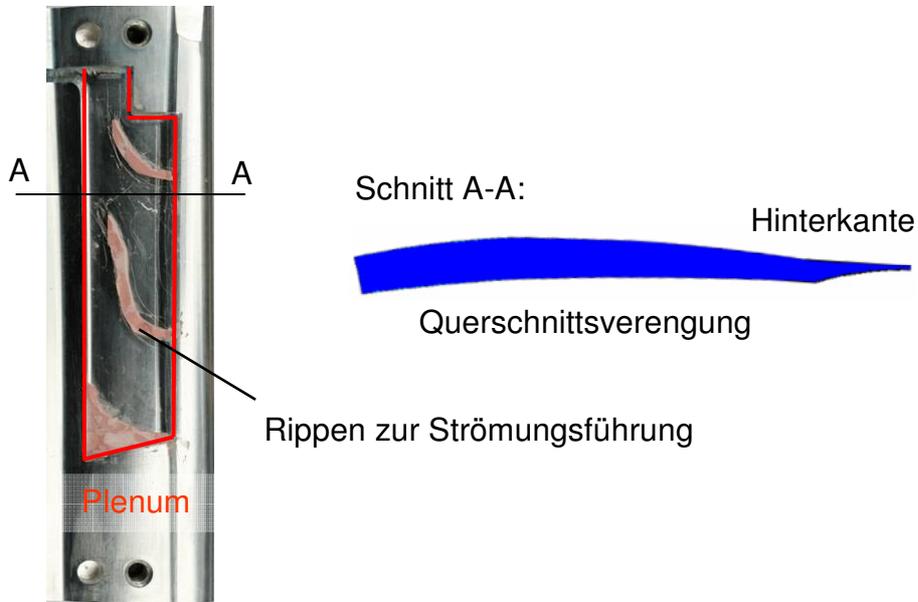


Abbildung 4.2: Möglichkeiten der Plenumsgestaltung

## 4.2. Plenumsgeometrie

Im ersten Schritt wird ein Plenum konstruiert, das sich optimal in die vorhandene Schaufelgeometrie einfügt. In Abb. 4.3 ist die Strahlklappen-Schaukel mit der Plenumsgeometrie dargestellt.

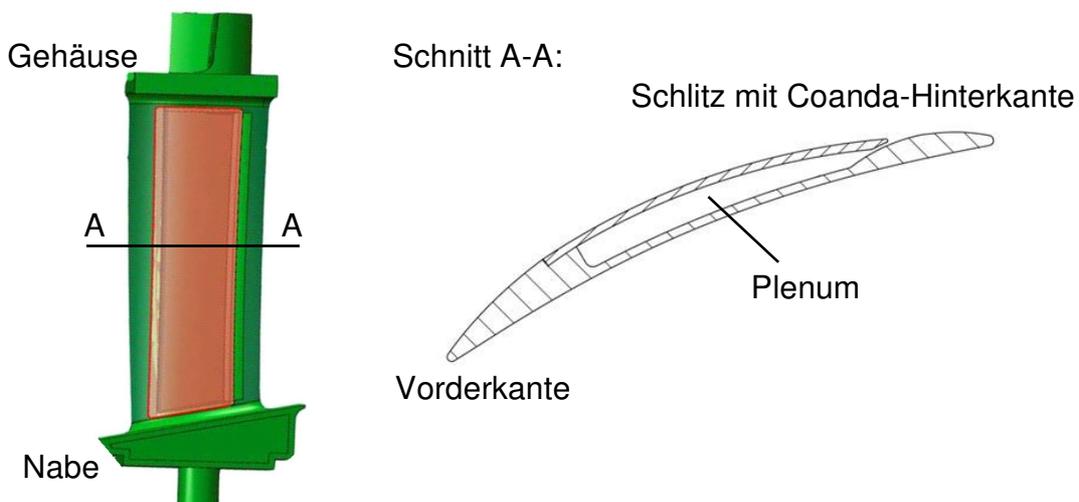
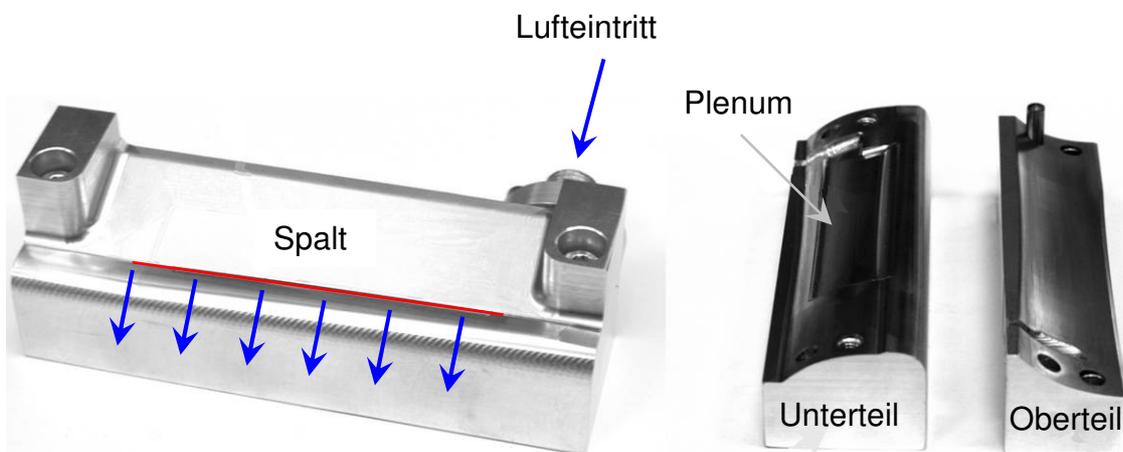


Abbildung 4.3: Strahlklappen-Schaukel

Dabei wird darauf geachtet, dass sowohl die fertigungstechnischen Bedingungen als auch die Anforderungen an Festigkeit und einen möglichst großen Plenumsvolumen für eine optimale Druckverteilung innerhalb des Plenums erfüllt werden.

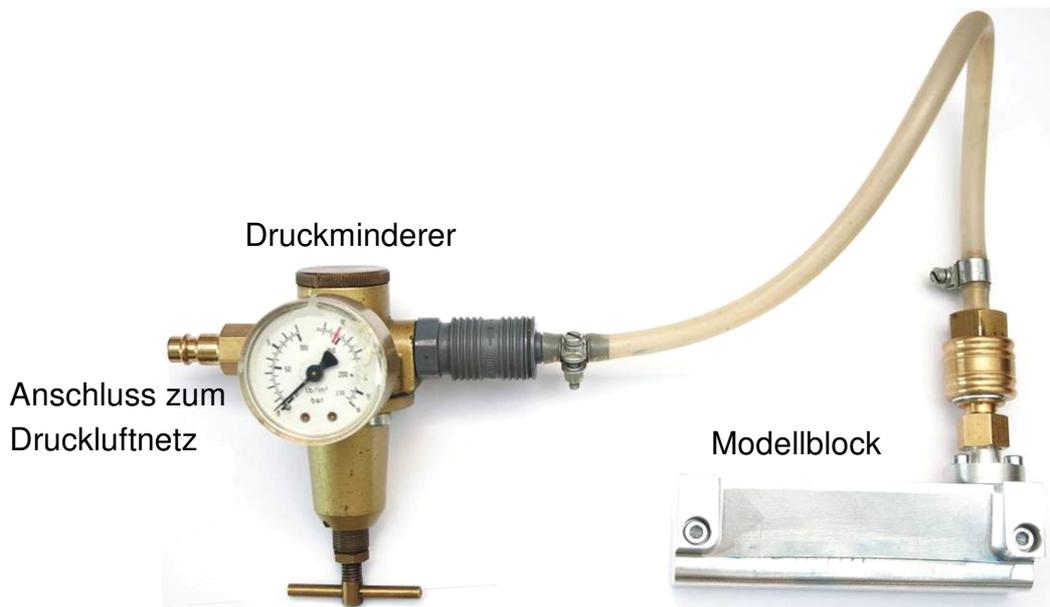
### 4.3. Grundlagen der zur Plenumsvermessung eingesetzten Verfahren

Zur experimentellen Untersuchung verschiedener Plenumsgeometrien wird der auf den Abb. 4.4 gezeigte Modellblock gefertigt (Henke 2008). Der Block besteht aus zwei Hälften und ist entlang der dem realen Profil entsprechenden Trennebene zwischen Schaufelgrundkörper (Unterteil) und Deckel (Oberteil) geteilt. In das Unterteil des Modellblockes wird die im vorangegangenen Entwicklungsschritt festgelegte Innenkontur des Plenums eingebracht.



**Abbildung 4.4: Modellblock**

Die beiden Hälften des Modellblockes werden mit Hilfe von Passstiften und Schrauben miteinander verbunden, so dass das Plenum für mehrere Versuchsreihen geöffnet und wieder geschlossen werden kann. Vom Anschlussflansch des Modellblockes bis zum Eintritt in das Plenum entspricht der Strömungsweg der Luft und der Kanalquerschnitt dem Strömungsweg in der Originalschaufel im Einbauzustand. Auf diese Weise wird erreicht, dass sich im Einlaufbereich in das Plenum eine der späteren Einströmung ähnliche Strömung ausbildet. Die Luftversorgung des Modellblockes erfolgt durch die Standard-Druckluftanlage des Instituts. Hierzu wird ein Gewindeflansch am Lufteintritt des Modellblockes montiert, der das Verbindungsstück zur Druckluftkupplung darstellt. In der Zuleitung befindet sich ein Druckminderer, der das Einstellen verschiedener Druckniveaus am Eintritt ermöglicht, siehe Abb. 4.5.



**Abbildung 4.5: Modellblock mit angeschlossenem Druckminderer**

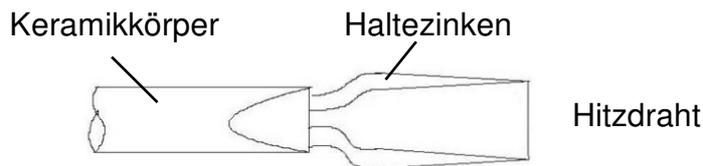
Im Folgenden wird eine kurze Übersicht über die wesentlichen Messtechniken gegeben, die bei der Optimierung des Plenums eingesetzt werden. Es werden neben dem Prinzip, den Eigenschaften und den erforderlichen Komponenten für den Aufbau die physikalischen Größen angegeben, die mit der jeweiligen Messtechnik erfasst werden können.

#### **4.3.1. Ölanstrichbilder**

Zur Untersuchung der Strömung im Plenum werden Ölanstrichbilder erstellt, die die Strömungswege der Luft im Inneren des Plenums anschaulich abbilden können. Hierzu wird eine Emulsion aus Leinöl und Farbpartikeln auf die Innenseiten des Plenums aufgetragen. Bei der Durchströmung des Plenums zieht die Luft durch die Schubspannungen an der Oberfläche das Ölgemisch mit, so dass die Kontur der Stromlinien im Plenum abgebildet wird. Nach einer Zerlegung des Modellblocks kann anhand der Ölverteilung im Plenum der Strömungszustand der Luft zwischen Blockeintritt und Spalt dokumentiert werden. Ölanstrichbilder liefern außerdem einen Überblick über Wirbelentstehungen durch Strömungsablösungen im Inneren des Plenums.

#### **4.3.2. Hitzdraht Anemometrie**

Die Vermessung der Geschwindigkeitsverteilung am Spalt wird mit Hitzdrahtsonden der Firma DANTEC vorgenommen. Die verwendete Hitzdrahtsonde ist eine klassische Eindrahtsonde, bestehend aus einem dünnen Metalldraht, der zwischen zwei Zinken der Hitzdrahtsonde gespannt ist, siehe Abb. 4.6.



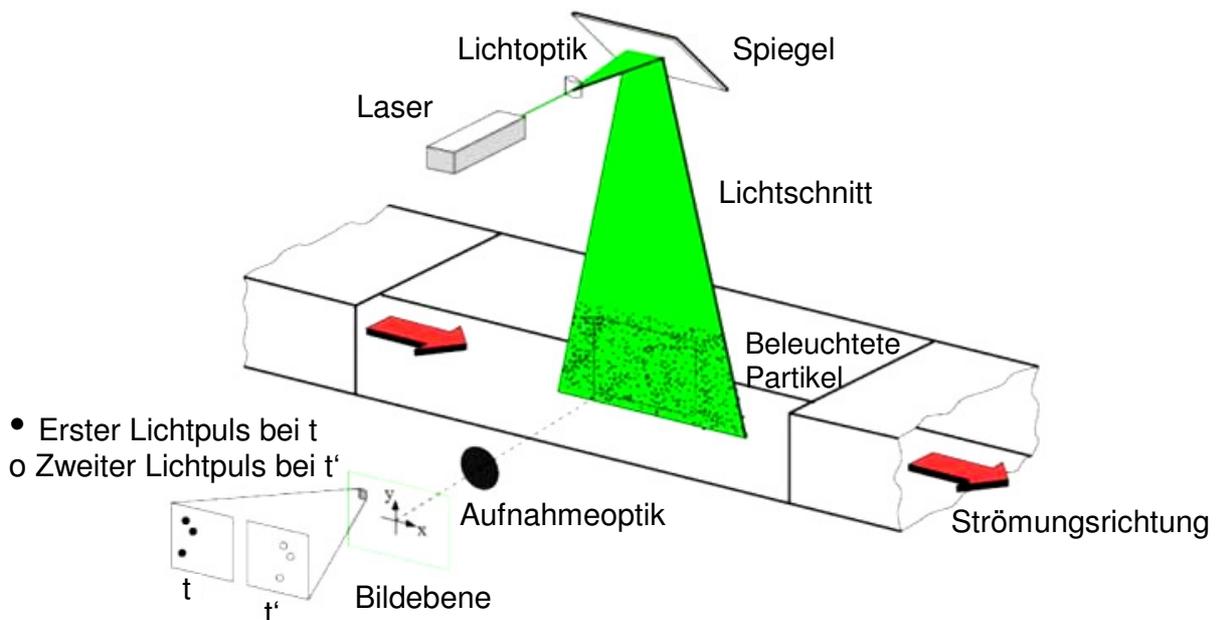
**Abbildung 4.6: Hitzdrahtsonde**

Die Geschwindigkeitsmessung mit Hitzdrahtsonden beruht auf der Abkühlung eines beheizten Drahtes in einer Strömung. Die vom Draht an das Fluid abgegebene Wärmemenge kann als Maß für die Geschwindigkeit senkrecht zur Drahtachse betrachtet werden. Mit der Temperaturänderung des Drahtes ändert sich der elektrische Widerstand des Drahtes, was eine Spannungsänderung in einer abgeglichenen Wheatston'schen Brückenschaltung zur Folge hat. Diese Spannungsänderung kann als Maß für die Änderung der Strömungsgeschwindigkeit betrachtet werden.

### 4.3.3. Particle Image Velocimetry Messverfahren

Die Methode der Particle Image Velocimetry (PIV) basiert auf der Strömungssichtbarmachung mit kleinsten Schwebeteilchen, deren Bahn in der Strömung fotografisch oder digital aufgezeichnet und anschließend ausgewertet wird. Voraussetzung für die Anwendung der PIV sind natürlich vorhandene oder künstlich zugesetzte Streupartikel, welche der Strömung schlupffrei folgen und Licht in einem hohen Maße reflektieren sollten. Derartige Streupartikel (sog. Tracer) besitzen Abmessungen von 1  $\mu\text{m}$  oder kleiner für Hochgeschwindigkeitsströmungen bis zu mehreren hundert  $\mu\text{m}$  für Unterschallströmungen (Raffel et al. 1998) und können z.B. Feststoffpartikel oder Gasblasen in Flüssigkeiten, ebenso wie Feststoffpartikel oder Flüssigkeitstropfen in Gasen sein. In dieser Arbeit werden zur Untersuchung des Plenums Tracer mit einer Partikelgröße  $\leq 1 \mu\text{m}$  verwendet. Die Strömung wird dann in einem dünnen Lichtband innerhalb einer Ebene des Fluidvolumens – in der Regel mit einem Laser, dessen Strahl durch eine Linse zu einem Lichtschnitt aufgeweitet wird – beleuchtet und somit anhand der mit der Strömung mitgeführten Partikel sichtbar gemacht, siehe Abb. 4.7.

Mit Hilfe eines Aufzeichnungssystems, dessen Aufnahmeebene parallel zur Lichtschnitt-ebene angeordnet ist, kann die Strömungsszene abgebildet und gespeichert werden. Hierzu erfolgt zu einem bestimmten Zeitpunkt eine Belichtung, die zur Abbildung der Partikel auf der Aufnahmeebene führt. Nach einem festgelegten Zeitintervall  $\Delta t$ , innerhalb dessen das Partikel die Strecke  $\Delta s = (\Delta s_x, \Delta s_y, \Delta s_z)$  zurückgelegt hat, wird eine zweite Belichtung durchgeführt. Als Ergebnis erscheinen auf der Aufnahmeebene zwei Abbildungen desselben Partikel, die entsprechend des geometrischen Abbildungsverhältnisses den Abstand  $\Delta \vec{s} = (\Delta s_x', \Delta s_y', \Delta s_z')$  voneinander haben.



**Abbildung 4.7: Optischer Aufbau für die Anwendung der PIV (Raffel et al. 1998)**

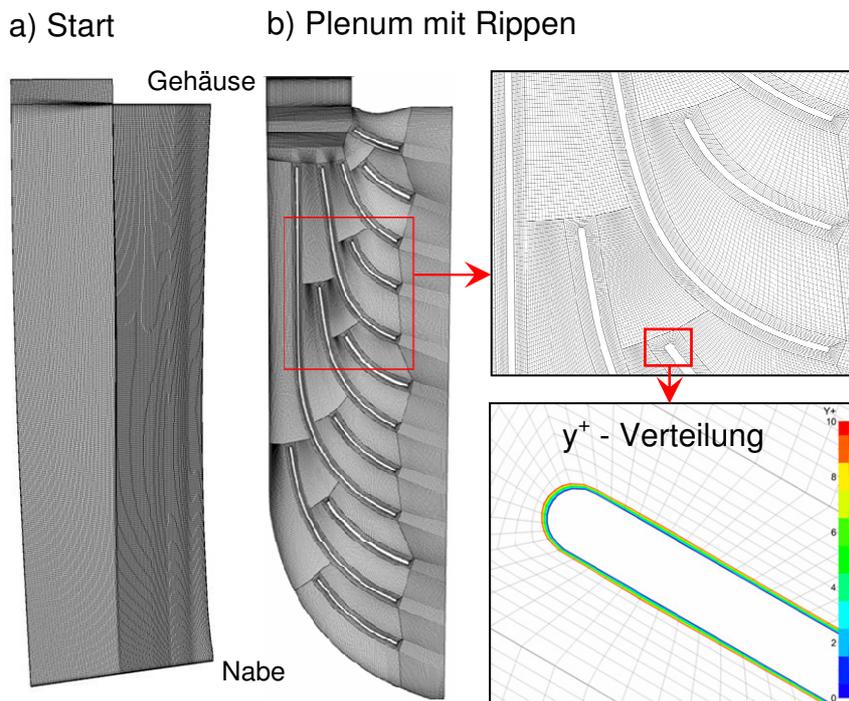
Mit dem Abbildungsmaßstab  $M$  ergibt sich dann die über das Zeitintervall  $\Delta t$  gemittelte Geschwindigkeit der Partikel im Lichtschnitt. Das entstandene Fleckenmuster, welches sich aus den Doppelbildern einer Vielzahl von Partikeln zusammensetzt, wird als Doppelbelichtungsaufnahme bezeichnet. Die Aufnahme wird hinsichtlich der Verschiebung der Partikelbilder ausgewertet und zu einem vektoriellen Geschwindigkeitsfeld aufbereitet. Eine gute Darstellung aller für die Durchführung und das Verständnis von PIV wichtigen Informationen ist in Raffel et al. (1998) zusammengefasst.

#### 4.4. Strömungsanalyse

Im Folgenden werden die Ergebnisse des Start Plenums und der finalen Version gezeigt, die Ergebnisse der zwischen Iterationen bis zur finalen Plenumsgeometrie sind in Hansen (2008) und Opitz (2009) beschrieben.

Den Startpunkt der Untersuchungen stellt die Berechnung und Vermessung der Strömung im leeren Plenum dar. Anhand der dort gewonnenen Ergebnisse können strömungstechnische Schwachstellen des Entwurfs gezeigt werden. In der finalen Version werden Rippen zur Strömungsführung in das Plenum eingefügt, die bis zum Austrittsschlitz verlaufen. Dadurch wird der Austrittsquerschnitt verkleinert und die Strömung aus der radialen in die axiale Richtung umgelenkt. Die Rippen sind mit unterschiedlicher Länge konzipiert und damit hinsichtlich möglichst geringer Druckverluste optimiert. Aus konstruktiven Gründen werden drei der Rippen bis in den Schlitz reichend und mit einer Dicke von 0,5 mm ausgeführt. An diesen wird der Deckel der Strahlklappen-Schaukel an der Hinterkante angeschweißt. Der Deckel hat eine Dicke von 0.5 mm und alle anderen Rippen haben eine Dicke von 0,3 mm. Um die Steifigkeit

des Deckels zu erhöhen, werden die langen Rippen in den Deckel gefräst. Die Rippen werden so konzipiert, dass die Strömung beim Eintritt in das Plenum in mehrere Bereiche eingeteilt wird. Somit strömt aus dem unteren Bereich des Plenums etwa gleich viel wie aus dem oberen. Es wird außerdem darauf geachtet, dass die Rippen nicht zu eng aneinander stehen, damit der Strömungskanal nicht versperrt ist. Die Plenumsgeometrien mit Vernetzung des Strömungsraums sind in Abb. 4.8 zu sehen. Das Netz des Plenums der finalen Rippengeometrie besteht aus 35 Blöcken und 1.738.675 Zellen. Um die Grenzschicht an den Rippen besser aufzulösen, wird jede Rippe von einem O-Netz umschlossen. Der verbleibende Raum im Plenum wird durch H-Netze verbunden.



**Abbildung 4.8: Vernetzung der Plenumsgeometrie**

Die Kontaktflächen der Blöcke stimmen vollständig überein. Das heißt, dass jeder Netzpunkt der einen Fläche auf dem der anderen Fläche liegt. Eine Ausnahme bilden die an den Stirnflächen der kurzen Rippen zusammentreffenden Blöcke. Hier kommen Full-Non-Matching-Boundaries (Numecca 2008) zum Einsatz, da die Netzpunkte von drei Flächen in eine sich in der Höhe des Blockes stark verengende Fläche übergeben werden müssten. Dies würde zu einem schlechten Höhen-Seiten-Verhältnis der Zellen am Eintritt und zu einer unnötig hohen Zellenzahl führen. Die Zellenzahl in der Höhe des Plenums wird auf 17 Zellen festgelegt. Die Netzpunkte besitzen zu den Wänden hin einen Abstand von 0.01 mm. Dieses reicht aus, um die Grenzschicht ausreichend zu erfassen. An den Rippen ist ein Abstand von 0,1 mm ausreichend. Dies wird in mehreren Iterationen bestimmt und aufgrund des  $y^+$ -Wertes festgelegt. Der eingestellte  $y^+$ -Wert liegt zwischen  $y^+ = 1$  bis 3. Die Vorgehensweise bei der Vernetzung der finalen Plenumsgeometrie ist detailliert in Hansen (2008) beschrieben.

#### 4.4.1. Ölanstrichbilder

Durch die Darstellung der Strömung mittels Ölanstrichbildern werden Ablösegebiete im Plenum sichtbar. Das Strömungsbild im Start Plenum, wie Abb. 4.9 (links) zeigt, lässt sich prinzipiell in drei Strömungsgebiete einteilen. Ohne Führungsrippen und mit dem daraus resultierenden maximalen Austrittsquerschnitt bildet sich eine Kernströmung im Plenum aus, in der die Luft direkt zum Spalt fließt und durch ihn ausströmt. Neben dem Kernstrom bilden sich zwei Totwassergebiete. Ein kleines Wirbelgebiet befindet sich direkt an der Eintrittsöffnung der Luft in das Plenum. Fertigungstechnisch bedingt lässt sich die Ecke des Einströmkanals nur als scharfe Kante ausführen. Die plötzliche Querschnittserweiterung am Eintritt führt zu einer Ablösung der Strömung und zur Entstehung eines Luftwirbels an dieser Stelle. Ein weiteres Wirbelgebiet entsteht in der nabenseitigen Plenumsbegrenzung. Die numerisch berechneten Ölanstrichbilder und die lokalen Geschwindigkeitsvektoren zeigen eine gute Übereinstimmung zu der Messung. Der nabenseitige Wirbel im Start Plenum kann mit der Numerik aufgrund der Nullgeschwindigkeit an dieser Stelle nicht mit Stromlinien wiedergegeben werden.

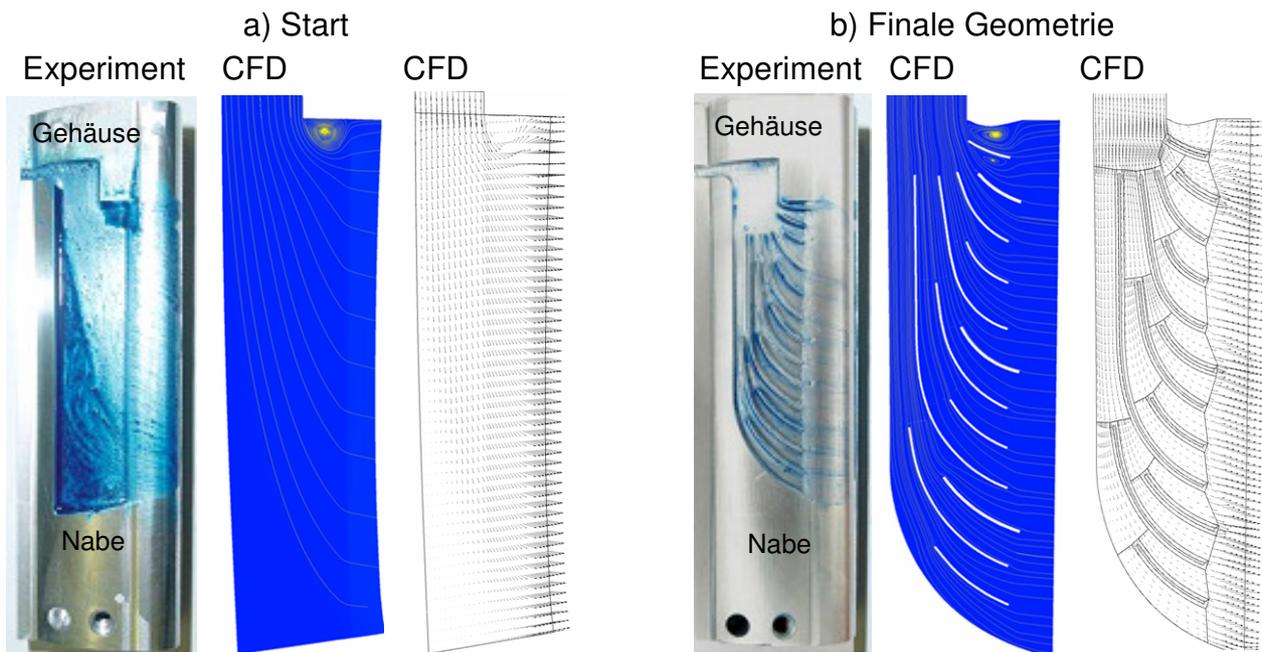


Abbildung 4.9: Strömungsbild im Plenum

Der Untersuchungen am leeren Plenum zeigen, dass die Strömung im Plenum gezielt beeinflusst werden muss, um eine optimale Abströmung durch den Spalt zu erreichen. Eine optimale Abströmung durch den Spalt bedeutet:

- eine radial gleichförmige Totaldruck- und Geschwindigkeitsverteilung am Austritt
- einen geringen Totaldruckverlust

Dies geschieht im Kern durch zwei Eingriffe in die in Abb. 4.9 (rechts) verwendete finale Geometrie. Zum einen wird die nabenseitige Innenkontur des Plenums der Hauptströ-

mung angepasst, um zu große Totwassergebiete zu vermeiden, zum anderen werden im verbleibenden Plenumraum mehrere Rippen angeordnet, welche die Strömung lenken sollen. Der zu erreichende Umlenkwinkel der Rippen liegt mit  $90^\circ$  sehr hoch. Bei einer so hohen Umlenkung sind die Saugseiten der gekrümmten Rippen potentiell stark ablösegefährdet. Die finale Version des Plenums in der Abb. 4.9 (rechts) zeigt anhand des Stromlinienbildes, dass die Strömung gut geführt wird und nur vereinzelt in kleinen Gebieten ablöst. Das größte Ablösegebiet entsteht, wie auch schon beim Start Plenum, an der Eintrittskante, obwohl diese bereits durch eine Anpassung der Kontur des Plenums entschärft wird. Dieses Problem ist fertigungstechnisch gelöst. Die Kante wird während der Fertigung abgerundet, damit wird dieser Wirbel, wenn die Schaufel im Einsatz ist, abgeschwächt.

#### 4.4.2. Totaldruck- und Geschwindigkeitsverteilung

In Abb. 4.10 werden der Totaldruck (links) und die Geschwindigkeit (rechts) dargestellt. Mit der Auftragung des Totaldrucks und der Geschwindigkeit können Verlustgebiete lokalisiert und damit die Beurteilung der Wirksamkeit des Plenums bewertet werden.

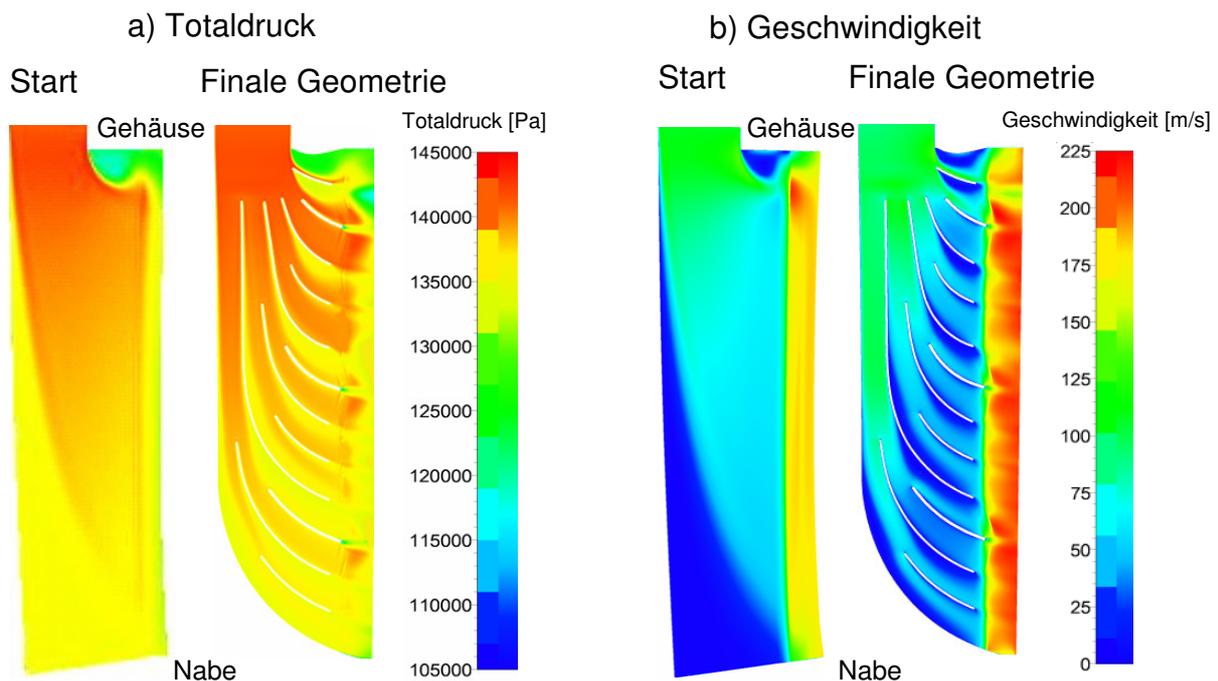


Abbildung 4.10: Totaldruck- und Geschwindigkeitsverteilung im Mittenschnitt

Die Druckverteilung im Start Plenum zeigt den Bereich der Kernströmung. Man sieht beim Start Plenum am Austritt eine radial gleichförmige Druckverteilung. Besonders durch die Ablösung am Eintritt geht im oberen Bereich des Austrittsschlitzes Totaldruck verloren. Die vielen Rippen der finalen Version führen zu radialen Druckschwankungen, halten jedoch den Totaldruck über der gesamten Höhe wie gewünscht auf etwa gleich bleibendem Niveau. Ein Einbruch der Verteilung im gehäusenahen Bereich ist ebenfalls in abgeschwächter Form zu sehen und ist auf das Wirbelgebiet am Eintritt

zurückzuführen. Um die Druckverteilung zu bewerten, wird ein Totaldruckverlustbeiwert nach Gl. 3.22 berechnet. Es ergeben sich für die beiden Plenumsgeometrien folgende Werte des Druckverlustbeiwerts:

|                     | Start Plenum | Finales Plenum |
|---------------------|--------------|----------------|
| Druckverlustbeiwert | 0,886        | 0,615          |

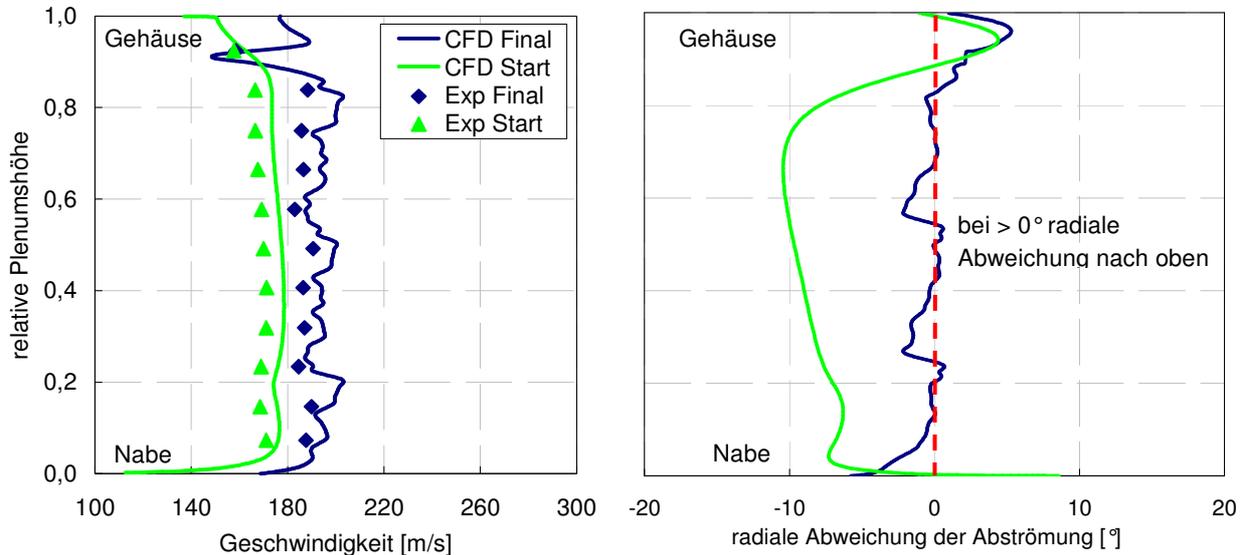
**Tabelle 4.1: Totaldruckverlustbeiwert**

Das Finale Plenum hat die niedrigsten Verluste. Beim finalen Plenum steigen zwar aufgrund der engen Kanäle und der Reibungsverluste an den Rippen die Grenzschichtverluste an, allerdings werden durch die Strömungsführung die Ablösegebiete unterdrückt bzw. reduziert.

Anhand der Geschwindigkeitsverteilung in der Abb. 4.10 (rechts) kann man erkennen, in welchen Bereichen die Strömung verzögert oder beschleunigt wird. Der Verlauf der Geschwindigkeit lässt sich wie folgt beschreiben: Die Strömung verlangsamt sich, je weiter sie sich vom Eintritt entfernt, und wird vor dem Schlitz im düsenförmigen Bereich stark beschleunigt. Auch hier sind im Start Plenum die beiden Ablösebereiche entlang der Hauptströmung zu sehen, in denen sich das Fluid sehr langsam bewegt (dunkelblauer Bereich). Das Finale Plenum wird relativ dazu gleichmäßig durchströmt. Durch die Reibung an den Rippen treten an deren Seiten Verzögerungen in der Strömung auf, die in dunkelblauen Bereichen gekennzeichnet sind. Es bilden sich kleine Nachlaufzellen hinter den Rippen aus. Etwas größer sind diese hinter den drei Rippen, die weiter in den Düsenbereich hereinragen. Die Strömung wird in der Düse beschleunigt und erreicht im Schlitz ein hohes Niveau.

Die Verhältnisse im Schlitz sind wichtig für die Beurteilung der Wirksamkeit des Plenums. Daher werden im Folgenden radiale Plots entlang der am Austritt liegenden Netzlinie des Austrittsschlitzes der beiden Plenumsiterationen gemacht und mit experimentellen Ergebnissen der Hitzdrahtmessung verglichen. In Abb. 4.11 sind die Verläufe der Geschwindigkeit (links) und die radiale Abweichung der Abströmung (rechts) im Austrittsschlitz über die radiale Plenumshöhe aufgetragen. Die Geschwindigkeitsverteilung des Start Plenums über die Plenumshöhe ist gleichmäßiger, liegt aber vom Geschwindigkeitsniveau niedriger als das Finale Plenum. Beim gleichen Massenstrom und Eintrittstotaldruck führen die höheren Verluste im Plenum (Tab. 4.1) zu kleineren Geschwindigkeiten. In Höhe des Eintrittswirbels ist die Geschwindigkeit geringer und die Grenzschicht am Gehäuse und an der Nabe ist ausgeprägter als das Finale Plenum. Bei der finalen Version schwankt die Geschwindigkeit durch die vielen Rippennachläufe über die radiale Plenumshöhe als die des Start Plenums. Dadurch, dass direkt unter dem Ablösegebiet am Eintritt der finalen Version die erste Rippe liegt, ist in diesem Bereich ein Einbruch der Geschwindigkeit zu sehen. Die Hitzdraht-Messungen geben die Verläufe der CFD-Berechnung gut wieder, liegen aber im Niveau unter den CFD Ergebnissen. Ein Grund für die geringeren Geschwindigkeiten der Hitzdraht-Messung kann in der axialen Position der Messebene liegen. Wegen der drei

lang ausgeführten Rippen wird die Messebene, um Kollision der Rippen mit der Hitzdrahtsonde zu vermeiden, stromabwärts des Schlitzaustritts verschoben. Der Luftstrahl aus dem Schlitz erfährt damit eine Ausmischung mit der Umgebungsluft und führt zu einer Absenkung der Strahlgeschwindigkeit. Die axiale Position der Hitzdraht-Messebene wird für alle Plenumsvarianten gleich gehalten. Der Messaufbau der Hitzdrahtsonde ist in Henke (2008) beschrieben.

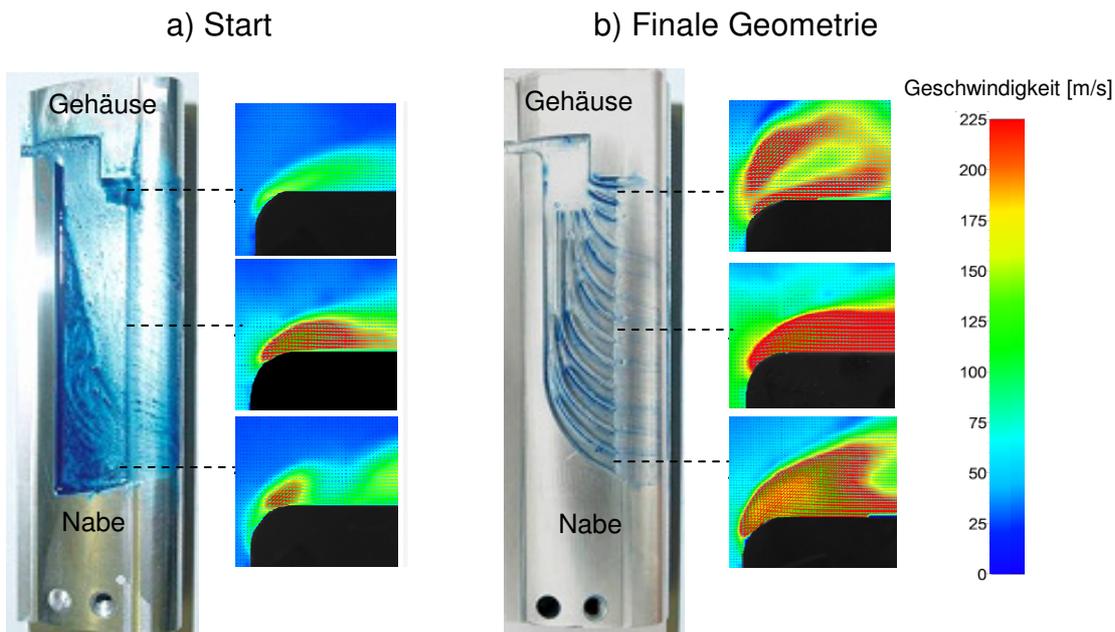


**Abbildung 4.11: Geschwindigkeit am Schlitzaustritt**

In Abb. 4.11 (rechts) ist die radiale Komponente der Geschwindigkeit über der radialen Plenumshöhe aufgetragen. Dieser Wert sollte annähernd Null sein, da so eine axiale Abströmung aus dem Plenum gewährleistet wäre. Die negative Richtung der radialen Achse zeigt zur Nabe. Der Strömungswinkel des leeren Plenums ist bis auf die Ränder an Nabe und Gehäuse über den gesamten Bereich in Richtung Nabe geneigt. Der Strömungswinkel des Plenums mit Rippen ist dagegen über den gesamten Bereich des Schlitzes nahezu Null. Radiale Abweichungen sind lediglich noch am Eintritt und im Bereich der drei lang ausgeführten Rippen zu erkennen. Es entsteht aber dennoch ein hinreichend gleichmäßiger Verlauf. Eine gleichmäßige Abströmung über die radiale Plenumshöhe führt zu einer gleichmäßigeren Umlenkung an der Coanda-Fläche (siehe Abb. 4.12).

#### 4.4.3. Particle Image Velocimetry

Mit Hilfe der PIV werden Geschwindigkeitsmessungen am Austritt des Modellblocks durchgeführt (Gorelik 2009). Die Untersuchungen sollen die Geschwindigkeitsverteilung über der radialen Plenumshöhe zweidimensional zeigen. Für die Untersuchung werden drei radiale Messebenen definiert. Die Messergebnisse sind in Abb. 4.12 dargestellt.



**Abbildung 4.12: PIV Messungen**

Die Geschwindigkeitsverteilung des Start Plenums schwankt über die radiale Höhe. Im mittleren Bereich ist die Geschwindigkeitsverteilung am größten und zu den Rändern hin nimmt die Geschwindigkeit ab. Die Geschwindigkeit des finalen Plenums hat einen gleichmäßigeren Verlauf. Mit Hilfe der Geschwindigkeitsverteilung an der Hinterkante des Modellplenums wird deutlich, dass das berippte Plenum im Bereich des Austrittsschlitzes eine etwas höhere Geschwindigkeit erreicht, also stärker beschleunigt. In beiden Plenumsvarianten wird gezeigt, dass die Coanda-Fläche funktioniert und die Strömung dem Coanda-Radius folgt. Das Ziel einer gleichmäßigen Abströmung aus dem Schlitz bzw. Umlenkung an der Coanda-Fläche wird für das Finale Plenum weitestgehend erreicht.

## 4.5. Implementierung des Plenums in den Versuchsverdichter

Im nächsten Schritt erfolgt die Implementierung der finalen Geometrie des Plenums in den Strahlklappen-Stator. In Abb. 4.13 ist das Netz des Axialverdichters mit der finalen Plenumsgeometrie dargestellt. Die dazugehörigen CFD-Rechenergebnisse werden in Kap. 9. gezeigt.

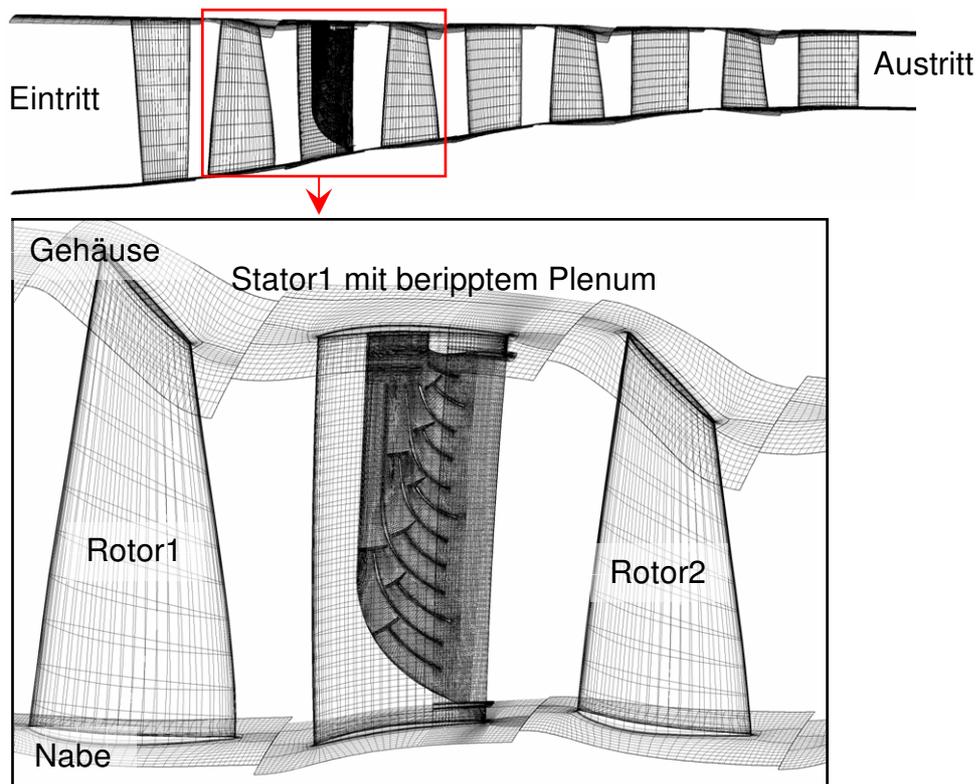


Abbildung 4.13: Implementierung der finalen Plenumsgeometrie in den Versuchsverdichter

## 5. Festigkeitsnachweis von Verdichterschaufeln

Im vorliegenden Kapitel wird die Strukturmechanik der verschiedenen Konfigurationen sowie der letztendlich neu entworfenen Verdichterleitschaufel hinsichtlich der statischen und dynamischen Belastung während des Betriebs mit Hilfe von Finite Elemente Modellen untersucht. Um die Auswirkungen auf den nachfolgenden Rotor zu bestimmen, wird zusätzlich eine Force Response Analyse durchgeführt. Das Ziel der Untersuchung des strukturmechanischen Verhaltens der Verdichterschaufeln ist es, verlässliche Aussagen darüber treffen zu können, ob die Schaufeln den vorliegenden statischen und dynamischen Belastungen standhalten werden. Zu diesem Zweck sind Festigkeitsnachweise der Schaufeln zu führen. Das Hauptaugenmerk der Untersuchung wird auf die periodische Schwingungsbelastung der Schaufeln gelegt. Die aerodynamischen Randbedingungen für die Schaufeln stammen dabei aus stationären, dreidimensionalen CFD Strömungsberechnungen. Die Schwingungsanalyse der Schaufeln wird mit Hilfe des Finite Elemente Programms ANSYS (Ansys 2004) durchgeführt.

### 5.1. Grundlagen der Schwingungen

In der Strukturmechanik wird das Verhalten von Körpern unter der Einwirkung dynamischer Beanspruchung untersucht. Ziel ist es, auf eine definierte Belastung eine Antwort des Körpers in Form von zeitlich veränderlichen Verschiebungen zu bestimmen. Die Anzahl der unabhängigen Verschiebungen, die nötig sind, um die Bewegung des Körpers jederzeit zu beschreiben, werden Freiheitsgrade genannt. Wenn der Körper durch die Kräfte aus dem Gleichgewicht gebracht wird und durch eine rücktreibende Kraft, die so genannte Rückstellkraft, wieder in Richtung des Ausgangszustandes gezwungen wird, dann antwortet der Körper mit einer Schwingung. Der Verlauf der Zustandsänderung des Körpers kann dabei periodisch erfolgen, was bedeutet, dass der Ausgangszustand nach einem festen Zeitintervall wiederholt durchlaufen wird. Nur wenn diese Wiederholung bzw. Periodizität eines Intervalls gegeben ist, liegt auch wirklich eine Schwingung vor. Die zeitliche Länge des Intervalls wird als Schwingungsdauer oder Periodendauer  $T$  bezeichnet. Die Schwingfrequenz

$$f = 1/T \tag{5.1}$$

gibt an, wie oft sich die Schwingung pro Zeiteinheit wiederholt. Energetisch betrachtet liegt eine Schwingung vor, wenn die eingeprengte Energie durch die Kräfte nicht nur als Formänderungsenergie, wie beim statischen Fall, sondern auch als kinetische Energie gespeichert wird. Bei einer Schwingung findet ein fortwährender Austausch zwischen diesen Energien statt. Allerdings nehmen die maximalen Ausschläge der Verschiebung, die so genannten Amplituden, mit der Zeit ab, wenn keine weitere Anregung erfolgt. Dabei bewirkt die Dämpfung des Körpers, dass durch Energiedissipation ein Abklingen

der Bewegung verursacht wird. Die Energie wird in Form von Wärme durch Reibung dissipiert. Die Schwingungsbewegung setzt sich somit aus einem harmonischen Anteil, der für die Wiederholung der Bewegung typisch ist, und einem Anteil, der für die Reduktion der Ausschläge verantwortlich ist, zusammen. Schwingungen können durch die differentielle Bewegungsgleichung beschrieben werden.

$$M \cdot \ddot{\vec{u}} + C \cdot \dot{\vec{u}} + K \cdot \vec{u} = \vec{F}_{\text{dyn}} \quad (5.2)$$

M bezeichnet die Massenmatrix, C die Dämpfungsmatrix, K die Steifigkeitsmatrix,  $\vec{F}_{\text{dyn}}$  den schwingenden Lastvektor und  $\vec{u}$  die Verschiebung. Als Grundvoraussetzungen, dass ein Körper eine Schwingung durchführen kann, lassen sich somit die Trägheitskraft, die Dämpfungskraft und die Federkraft nennen.

## 5.2. Die Finite Elemente Methode

Die Finite Elemente Methode (FEM) ist ein numerisches Näherungsverfahren, mit dem die Veränderung einer Struktur, wie z.B. einer Verdichterschaufel, unter Belastung von Kräften oder Temperaturen am Rechner simuliert werden kann. Die rechnerische Simulation basiert dabei auf Differentialgleichungen, welche das Verhalten von einem differentiellen Teil der Struktur beschreiben. Das Verhalten eines Festkörpers unter Beanspruchung wird durch die Differentialgleichungen der Elastizitätstheorie (Lamé 2003) wiedergegeben. Bei den Strukturanalysen wird die charakteristische Größe, für die die Differentialgleichung aufgestellt wird, durch die Verschiebung wiedergegeben. Das Ziel der Simulation ist die numerische Bestimmung der Verschiebungsfunktion, welche über eine Vielzahl von mathematischen Verfahren wie z.B. Differenzenverfahren oder Variationsverfahren näherungsweise ermittelt werden kann. Die Verfahren gehen dabei entweder von der Differentialgleichung oder der Integralform aus, weisen jedoch alle die Gemeinsamkeit auf, dass man zur Ermittlung der Verschiebungsfunktion einen so genannten Näherungsansatz aufstellt, welcher meist durch eine Polynomfunktion dargestellt wird.

Die FEM beruht auf der Idee, dieses numerische Näherungsverfahren nicht auf die Gesamtstruktur anzuwenden, sondern die aufwendig zu berechnende Struktur in eine endliche Anzahl kleiner Teilkörper einfacher Geometrie und finiter Größe, die so genannten Elemente, zu zerlegen und die Ansatzfunktion bereichsweise innerhalb dieser Elemente zu definieren. An den Übergängen der Elemente schließen die Ansatzfunktionen unter Berücksichtigung von Stetigkeitsbedingungen kontinuierlich an die Nachbarbereiche an. Die Näherungsfunktion für die gesamte Struktur setzt sich dann aus den Lösungsansätzen der Teilgebiete zusammen.

Die Zerlegung der Struktur in die Elemente wird auch Diskretisierung genannt. Die Elemente sind an ihren Eckpunkten über Knoten mit den Nachbarelementen verbunden. Bei den Strukturanalysen werden die Freiheitsgrade von den unabhängigen Bewegungsmöglichkeiten der Knoten wiedergegeben, wovon pro Knoten höchstens

sechs auftreten können: 3 Verschiebungen in Koordinatenrichtung und 3 Verdrehungen um die Achsen. Der Zusammenbau der Elemente stellt dabei sicher, dass die Verschiebungen an den Knoten gleich groß sind.

Setzt man die Ansatzfunktionen der Elemente in die zu lösende Differentialgleichung ein, erhält man zusammen mit den Anfangs-, Rand- und Übergangsbedingungen ein algebraisches Gleichungssystem zur numerischen Berechnung der gesuchten Knotenverschiebungsfunktion. Mit Hilfe der Knotenverschiebungen ist auch die Verformung im Element und über eine Ableitung der Funktion auch die Spannung und die Dehnung bestimmbar.

### **5.3. Analyseabfolge zur Durchführung des Festigkeitsnachweises**

Zur Beurteilung der Schwingungsbelastung werden sowohl statische als auch dynamische Strukturanalysen durchgeführt. Die Analyseabfolge zur Untersuchung der Schwingungsbelastung der Schaufeln sieht wie folgt aus:

- 1) Modalanalyse zur Identifizierung der angeregten Schwingungsformen
- 2) Statische Strukturanalyse zur Ermittlung der statischen Mittelspannung
- 3) Frequenzanalyse zur Ermittlung der wechselnden Amplitudenspannung

Zunächst wird mit der Modalanalyse das Schwingungsverhalten der Schaufeln untersucht. Es werden die Eigenformen mit den zugehörigen Eigenfrequenzen und Eigenformen bestimmt sowie die Spannungszustände bei den einzelnen Eigenformen betrachtet. Die Eigenfrequenzen werden im Campbell-Diagramm auf Resonanzstellen überprüft, um so die Schwingungsanregungen der Schaufeln mit den kritischen Drehzahlbereichen zu identifizieren.

Bei der statischen Analyse unterliegen die Schaufeln dem konstanten Mittelwert der Schwingungsbelastung, wofür die einzelnen Modelle mit dem numerisch berechneten statischen Druckfeld der Strömung des Verdichters belastet werden. Die Laufbeschaukelung von Rotor 2 wird statisch zusätzlich durch die Fliehkraft belastet. Die sich ergebenden statischen Beanspruchungen, wie z.B. die Verformungen oder die Spannungen, werden berechnet und maximale Spannungspunkte lokalisiert. Diese sind zur Durchführung des statischen Festigkeitsnachweises mit der zulässigen 0,2%-Dehngrenze gegen ein plastisches Verformen zu vergleichen.

Die Frequenzganganalyse untersucht im Rahmen der Schwingungsbelastung die wechselnde Amplitudenbelastung, bei der die Schaufeln mit einem periodisch wechselnden, dynamischen Druckfeld der Strömung belastet werden. Als Anregungsfrequenzen der Amplitudenbelastungen werden die kritischen Drehzahlbereiche aus dem Campbell-Diagramm mit entsprechenden Belastungsfrequenzen genauer betrachtet. Die auftretende wechselnde Amplitudenspannung in den Schaufeln ist zu berechnen und mit der zulässigen Wechselfestigkeit gegen Ermüdung zu vergleichen. Dabei dienen die Punkte der sich ergebenden, qualitativen Spannungsmaxima der Modalanalyse als

Ausgangspunkt für die Auswertung der Amplitudenspannung und für die Bestimmung ihres Maximums in der dynamischen Frequenzganganalyse.

## **5.4. Durchführung der Strukturanalysen des Stator 1**

Die Strukturanalyse wird für folgende Schaufelmodelle durchgeführt:

- Referenz-Stator (30 Schaufeln)
- Strahlklappen-Stator mit leerem Plenum (Start Plenum mit 24 Schaufeln)
- Strahlklappen-Stator mit Rippen im Plenum (Finale Plenum mit 24 Schaufeln)

Für alle Schaufelmodelle werden die Modalanalyse, die statische Strukturanalyse und die Frequenzanalyse angewandt. Die einzelnen Analysearten dienen dazu, die Schwingungsbeanspruchung der einzelnen Schaufeln infolge der Schwingungsbelastung des Druckes zu ermitteln. Mit den sich ergebenden Werten der maximalen statischen Spannung aus der statischen Analyse und der sie überlagernden maximalen wechselnden Spannung aus der Frequenzganganalyse wird ein Festigkeitsnachweis der Schaufeln hinsichtlich ihres Dauerfestigkeitsverhaltens geführt.

### **5.4.1. Vernetzung der Schaufelmodelle**

Eine wichtige Richtlinie für die Vernetzung ist, dass in Bereichen mit hohen Spannungsgradienten eine feinere Unterteilung erfolgen muss als in Bereichen niedriger Spannungsgradienten. Abbildung 5.2 zeigt beispielhaft das FEM-Modell der finalen Strahlklappen-Schaufel. Das Netz weist in Schaufelfuß und Kopf sowie in der Mitte des Schaufelblattes eine gleichmäßige Struktur auf und wird zur Vorder- und Hinterkante verstärkt. Aufgrund der sehr feinen Geometrie der Rippen, wird in diesen Bereichen eine Verfeinerung des Netzes durchgeführt. So ist das Netz für die Festigkeitsberechnungen optimal ausgelegt. Eine detaillierte Beschreibung der Vernetzung aller eingesetzten Statormodelle ist in Hülse (2009) gezeigt.

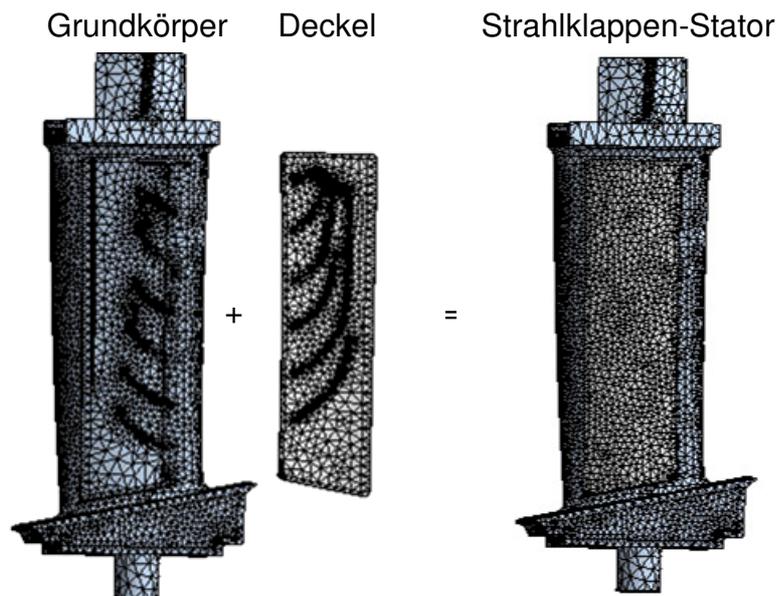


Abbildung 5.2: Finite Elemente Modell der Strahlklappe mit Rippen im Plenum

#### 5.4.2. Kontaktbedingungen

Die Strahlklappen-Schaufeln sind mehrteilig aus verschiedenen Volumenkörpern aufgebaut. Dadurch entstehen Kontaktflächen zwischen den einzelnen Körpern, die nach der globalen Vernetzung der Schaufel separat zu vernetzen sind. Die Kontaktflächen liegen zwischen dem Deckel und dem Grundkörper bzw. zusätzlich noch zwischen dem Deckel und den Rippen vor. Es lassen sich folgende Typen von Kontaktbedingungen unterscheiden:

- Verbund
- keine Trennung
- reibungsfrei
- rau und reibungsbehaftet

Da es sich bei allen Modellen um eine feste Verbindung ohne Gleiten und Trennung der Kontaktflächen handelt, wird der Typ Verbund gewählt. Normalerweise ist bei Vorliegen eines Kontaktes eine Nichtlinearität gegeben. Durch den Verbund der Körper ist dagegen eine lineare Lösung möglich, da sich der Kontaktbereich bei der Lastanwendung nicht ändert. Wenn der Kontakt auf dem FEM-Modell bestimmt wird, werden eventuell vorhandene Spalte geschlossen und die anfängliche Durchdringung wird ignoriert. Es ergeben sich folgende zwei Kontaktbedingungen der Strahlklappen-Schaufel:

- Kontakt 1: Verbindung des Deckels mit dem Schaufelgrundkörper am äußeren Rand des Deckels

- Kontakt 2: Verbindung des Deckels mit dem Schaufelgrundkörper am äußeren Rand des Deckels und zusätzlich mit den vorderen Bereichen dreier Rippen des Grundkörpers

### 5.4.3. Lagerbedingung und numerisch berechnete Drucklasten

Die Randbedingungen lassen sich in Lagerbedingungen und Druckbelastungen unterscheiden, wobei die Lagerbedingungen der Stator-Schaufel für alle Modelle und Analysearten identisch sind und die Druckbelastungen der Analyseart nach unterschieden werden. Die Statorschaufelhalterung über den Außen- und Innenring des Versuchsverdichters ist eine sehr stabile Konstruktion, in der Schaufelkopf und -fuß über die Zapfen fest eingespannt sind. Für die Analyse wird fixierte Lagerung des Zapfens der Unterseite des Schaufelfußes und der Oberseite des Schaufelkopfes vorgegeben. Die Druckbelastung der Strömung stellt für die statische Analyse sowie für die Frequenzganganalyse eine Randbedingung der Berechnung dar und sollte möglichst exakt auf die FEM-Modelle der Schaufeln aufgebracht werden. Der Druck wird mittels stationärer 3D Navier-Stokes-Rechnungen mit FINE/Turbo von NUMECA berechnet. Die Übertragung der Druckbelastung auf das FEM-Modell erfolgt mit Hilfe einer Schnittstelle in FINE/Turbo. Das FEM-Netz wird über die Schnittstelle eingelesen und dem Koordinatensystem von FINE/Turbo angepasst. Danach kann das Druckfeld auf die Knoten des FEM-Modells interpoliert werden und das druckbelastete Modell wird wieder zurück in ANSYS importiert.

Bei der statischen Strukturanalyse der Statorschaufelmodelle werden als Randbedingung die statische Druckbelastung der Strömung angesetzt. Die Druckbelastung stellt den Mittelwert der in der Modalanalyse bestimmten Schwingungsanregung dar.

Bei der Frequenzganganalyse werden die Statorschaufelmodelle durch die wechselnden Druckfelder belastet. Dabei kommt es durch Schwankungen der konstanten Druckfelder aus der statischen Strukturanalyse zu einer Schwingungsbelastung der Schaufeln. Diese Schwankungen werden durch die wechselnden Amplitudenbelastungen wiedergegeben. Die Schaufeln werden daher zunächst mit den gleichen statischen Druckfeldern belastet, die anschließend durch die Vorgaben einer Anregungsfrequenz und eines Stimulus innerhalb der Frequenzganganalyse in ANSYS in periodisch wechselnde Amplitudenbelastungen umgewandelt werden. Hier wäre die korrekte Vorgehensweise, die wechselnden Druckbelastungen der Strömung über instationäre CFD-Rechnungen zu bestimmen und auf die Schaufelmodelle anzuwenden. Wegen des hohen Aufwandes werden die Analysen mit einem Stimulus durchgeführt. Der Stimulus dient der Skalierung des statischen Druckes. Er beschreibt die Druckschwankung und gibt den wechselnden Anteil der Schwingungsbelastung an. Um die Anregung der Schaufeln auf die Stimuli zurückzuführen, können diese mit Hilfe von Fourieranalysen diskreter Druckwerte der Strömung bestimmt werden, wobei das Frequenzspektrum der periodischen Druckstörung in seine drehzahlharmonischen Anteile zerlegt wird. Bei den

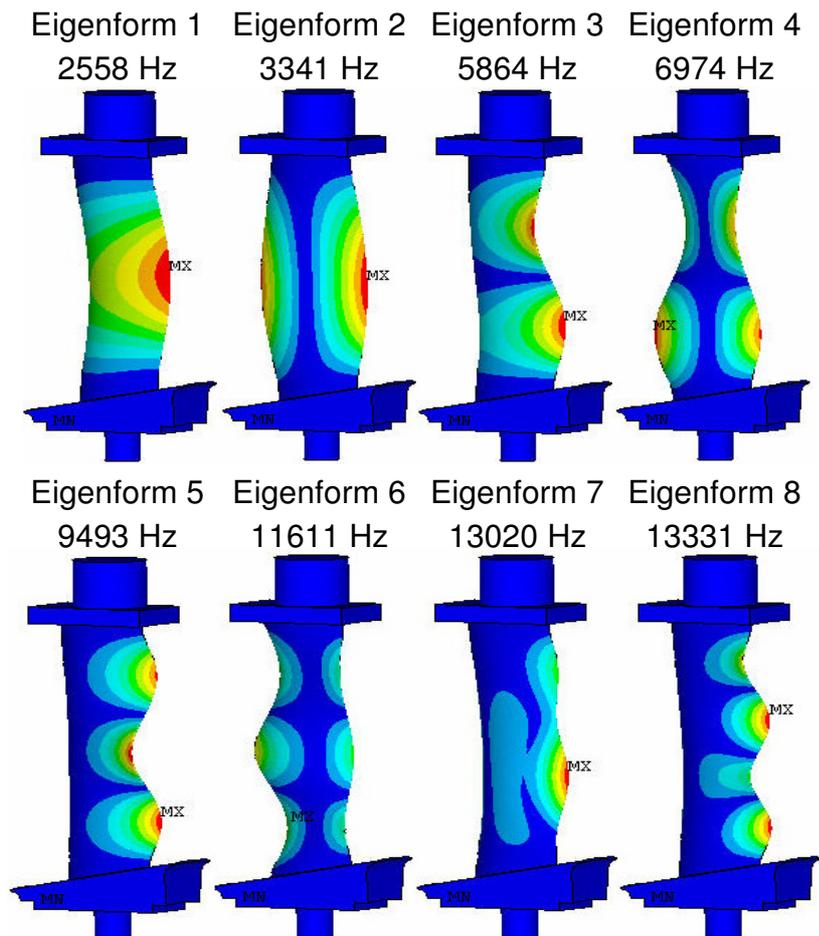
Analysen wird vereinfachend ein Stimulus von 10% verwendet, der industriellen Standards entspricht. Zur Angabe der Amplituden werden die statischen Druckfelder mit einem Faktor von 0,1 skaliert. Im Zusammenhang mit der statischen Druckbelastung entsteht dadurch die behandelte Schwingungsbelastung, die um einen festen, statischen Mittelwert mit 10%iger Amplitude und einer gleichbleibenden Frequenz schwingt.

## **5.5. Ergebnisse der Modalanalyse**

Mit der Modalanalyse werden die Eigenfrequenzen und Eigenformen der Schaufeln bestimmt sowie die qualitativen Spannungsverteilungen bei den einzelnen Eigenformen dargestellt. Ziel der Berechnung der Eigenfrequenzen ist die Erstellung von Campbell-Diagrammen, mit denen die Resonanzstellen im Verdichter und somit die Schwingungsanregungen der Schaufeln identifiziert werden. Die Resonanzen werden dabei durch die kritischen Drehzahlbereiche des Verdichters und die Anregungsfrequenzen der Schwingungsbelastungen charakterisiert, welche innerhalb der Frequenzganganalyse auch als Anregungsfrequenzen der wechselnden Amplitudenbelastungen angesetzt werden. Die qualitativen Spannungsverteilungen dienen im Rahmen der Frequenzganganalyse als Anhaltspunkt für die Anfertigung der Frequenzgänge.

### **5.5.1. Referenz-Stator**

Der Referenz-Stator besteht als Werkstoff aus einer Aluminiumlegierung AlCuMg2F44. Die Eigenformen mit den zugehörigen Frequenzen sind in der Abb. 5.3 gezeigt. Die Eigenformen werden graphisch als Verformungen dargestellt. Die erste Eigenform beschreibt die erste Biegung der Schaufel. Die maximale Verformung tritt in mittlerer Höhe an der dünnen Hinterkante auf. Die massivere Vorderkante wird geringer verformt. Die eingespannten Randbereiche bleiben unverformt, wie bei allen anderen Moden auch. Die zweite Eigenform ist die erste Torsion. Die Schaufel schwingt über eine mittlere, feststehende Achse bzw. Knotenlinie, die vom Schaufelfuß zum Schaufelkopf führt. Die schmale Hinterkante wird erneut stärker verformt. Die dritte Eigenform ist die zweite Biegung, in der drei feste Knotenpunkte vorliegen, um die die Schaufel schwingt. Die Eigenform ist dabei hauptsächlich an der Hinterkante zu beobachten. Bei der vierten Eigenform handelt es sich um eine Überlagerung von Schwingungsformen. Dabei wird die erste Torsion von der zweiten Biegung überlagert, wodurch sich eine eigene Biegeschwingung jeweils an Vorder- und Hinterkante ergibt. Die fünfte Eigenform ist wieder eine reine Biegeschwingung. Es ist eine Biegung dritter Ordnung mit vier Knotenpunkten, die wiederum nur an der Hinterkante auftritt und den massiveren und dadurch steiferen Teil der Schaufel nicht beeinflusst.



**Abbildung 5.3: Schwingungsformen des Referenz-Stators**

Nachdem das Schwingungsverhalten der Referenz-Schaufel mit den Eigenformen und Frequenzen beschrieben ist, werden mit dem Campbell-Diagramm die Schwingungsanregungen der Schaufel ermittelt. Abbildung 5.4 zeigt das Campbell-Diagramm der Referenz-Schaufel. Die braunen horizontalen Linien geben die Eigenfrequenzen der Schaufel an und die grünen vertikalen Linien sind Drehzahlen, bei denen der Verdichter für experimentelle Untersuchungen wie z. B. für Kennfeldmessungen (siehe Kap. 8.) längere Zeit gefahren wird. Die blauen Ursprungsgeraden entsprechen den Anregungen im Betrieb des Verdichters. Die Schnittpunkte zwischen den Anregungen und den Eigenfrequenzen ergeben die Resonanzstellen. Die mit einem Kreis markierten Resonanzfälle sind besonders kritisch zu betrachten, da sie in den länger andauernden Drehzahlbereichen auftreten und dadurch eine lange Resonanzanregung und Schwingungsbelastung der Schaufel verursachen können. Resonanzen außerhalb dieser Drehzahlbereiche werden vom Verdichter schnell durchfahren, so dass nur eine kurzfristige Anregung entsteht. Bei der Referenz-Schaufel existiert, wie in Abb. 5.4 zu sehen, eine theoretische Anregungen der siebten und achten Schwingungsform, die durch die zweite Düsenerregung von Rotor 1 bei einer Drehzahl von  $n = 17100 \text{ min}^{-1}$  hervorgerufen werden kann. In der Praxis tritt diese Anregung nicht auf. Die Beschauflung wird seit der Erstinbetriebnahme von Walkenhorst (2000) bei dieser Drehzahl resonanzfrei betrieben.

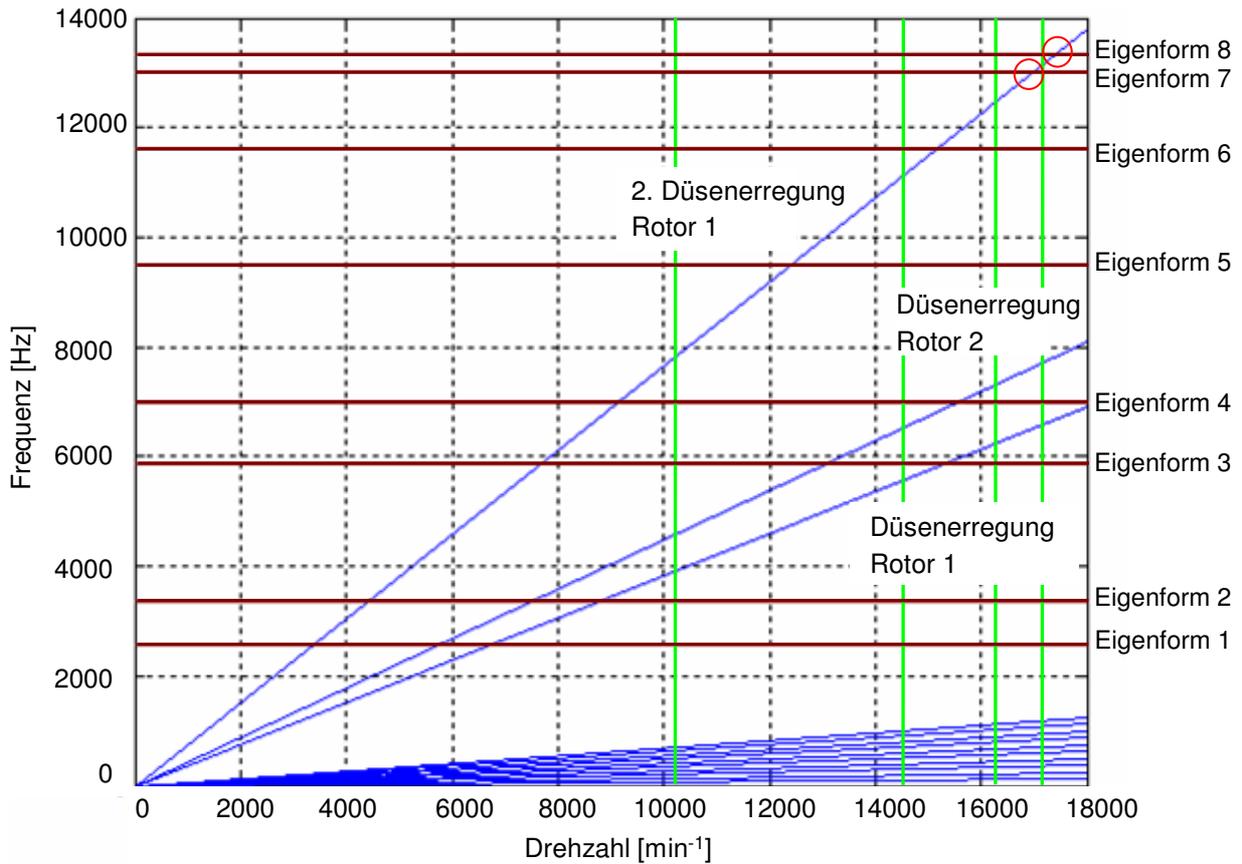


Abbildung 5.4: Campbell-Diagramm des Referenz-Stators

### 5.5.2. Strahlklappen-Stator mit leerem Plenum

Bei dem neuen Strahlklappenmodell ist der festigkeitstechnische Aspekt aufgrund der Strömung innerhalb der Schaufel und des sehr dünn ausgeführten Deckels schwer zu gewichten. Deshalb wird die Strahlklappen-Schaukel mit leerem Plenum hinsichtlich der Beurteilung der Festigkeit neben dem Werkstoff der Referenz-Schaukel AlCuMg2F44 zusätzlich mit X20Cr13 untersucht. Die Schaufel wird in der Modalanalyse für beide Werkstoffe berechnet. Tabelle 5.1 gibt die Eigenfrequenzen der Stahlklappen-Schaukel mit leerem Plenum für beide Werkstoffe an.

| X20Cr13    |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
|------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| Eigenform  | 1    | 2    | 3    | 4    | 5    | 6    | 7    | 8    | 9    | 10   |
| f [Hz]     | 1900 | 2134 | 2873 | 3520 | 4336 | 5221 | 5443 | 6393 | 7388 | 7457 |
| AlCuMg2F44 |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
| Eigenform  | 1    | 2    | 3    | 4    | 5    | 6    | 7    | 8    | 9    | 10   |
| f [Hz]     | 1822 | 2048 | 2753 | 3369 | 4166 | 4996 | 5215 | 6122 | 7079 | 7161 |

Tabelle 5.1: Eigenfrequenzen des Strahlklappen-Stators mit leerem Plenum (Start Plenum)

Es lässt sich feststellen, dass durch die Verwendung von X20Cr13 um bis zu 4% höhere Eigenfrequenzen der Eigenformen entstehen als mit der Aluminiumlegierung. X20Cr13 ist ein chromlegierter, nichtrostender sowie hitzebeständiger Vergütungsstahl mit einem mittleren Kohlenstoffgehalt und martensitischem Gefüge, der stets im vergüteten Zustand verwendet wird. Aus eigenen Probeversuchen hat sich ergeben, dass der Stahl trotz großer Härte relativ gut zerspanbar ist. X20Cr13 weist eine hohe Festigkeit bei guter Zähigkeit auf. Innerhalb des Auslegungsprozesses wird nach ersten Erkenntnissen und unter Absprache mit den Konstrukteuren der Werkstoff X20Cr13 für die Schaufelfertigung gewählt, da dieser bei hohen Festigkeiten auch eine gute Zähigkeit aufweist.

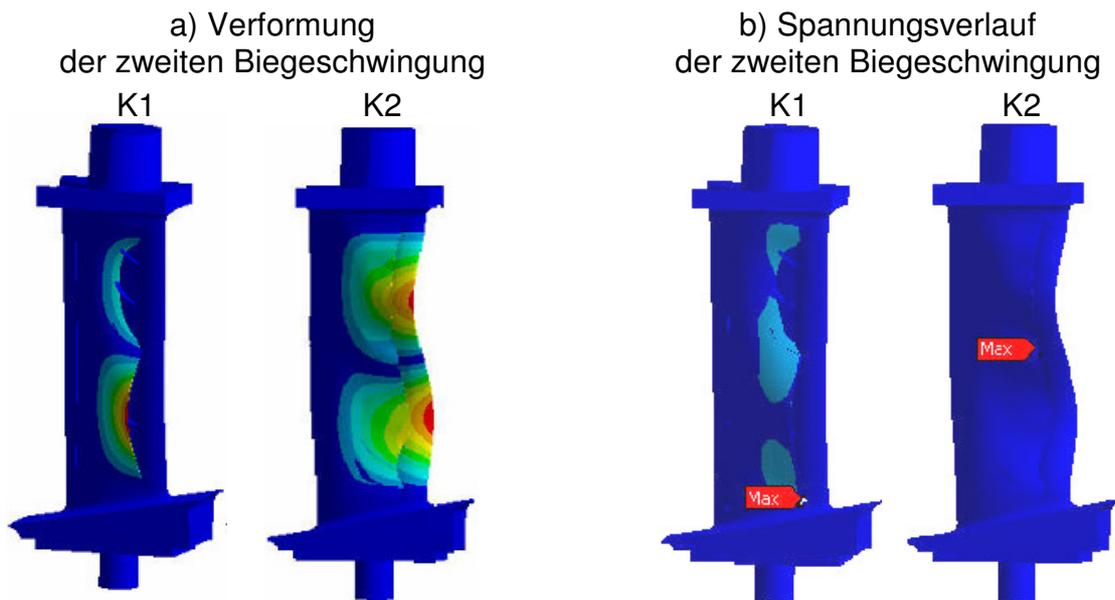
### 5.5.3. Strahlklappen-Stator mit Rippen im Plenum

Durch den Einbau der Rippen in das Plenum werden eine kontrollierte Strömungsführung und eine gleichmäßige Ausblasung des Massenstromes bei gleichzeitiger Reduzierung des Eigenschwingverhaltens des Deckels erzielt. Die Strahlklappen-Schaukel mit Rippen im Plenum wird im Rahmen dieser Arbeit gefertigt und in den Versuchsrichter integriert. Die aus dem Plenum herausstehenden Rippen können zusätzlich mit dem Deckel verschweißt werden und so einen bindenden Kontakt mit ihm herstellen. Zur Untersuchung des Schwingverhaltens der Schaufel werden beide Kontaktbedingungen der Rippen betrachtet. Bei der Kontaktbedingung 1 wird der Deckel, wie bei der Strahlklappen-Schaukel mit leerem Plenum, nur an seinen Rändern und nicht zusätzlich mit den Rippen verschweißt. Die Kontaktbedingung 2 beschreibt eine zusätzliche Verschweißung des Deckels mit den vorderen Bereichen der herausstehenden Rippen, wie sie für die Fertigung vorgesehen ist. Tabelle 5.2 gibt die Eigenfrequenzen der Schaufel bei Verwendung des Werkstoffes X20Cr13 für die verschiedenen Kontaktbedingungen an.

| X20Cr13, f [Hz] |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
|-----------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| Eigenform       | 1    | 2    | 3    | 4    | 5    | 6    | 7    | 8    | 9    | 10   |
| K1              | 1957 | 2151 | 2990 | 3793 | 4489 | 5671 | 5817 | 6526 | 7697 | 7977 |
| K2              | 1994 | 2375 | 3037 | 4190 | 4734 | 5823 | 6547 | 6645 | 7770 | 8545 |

**Tabelle 5.2: Eigenfrequenzen des Strahlklappen-Stators mit Rippen (Finale Plenum)**

Durch die Verschweißung mit den vorderen Bereichen der herausstehenden Rippen kann das Schwingverhalten des Deckels gegenüber dem Modell ohne zusätzliche Verschweißung stabilisiert werden. Insbesondere die Spannungszustände der Schaufel in den einzelnen Moden weisen ganz unterschiedliche Charakteristika auf. Für einen besseren Überblick sollen die Auswirkungen der zusätzlichen Verschweißung des Deckels mit den Rippen noch einmal zusammenfassend aufgezeigt werden. Zur Bestimmung der Auswirkungen werden die beiden Modelle mit K1 und K2 gegenübergestellt.

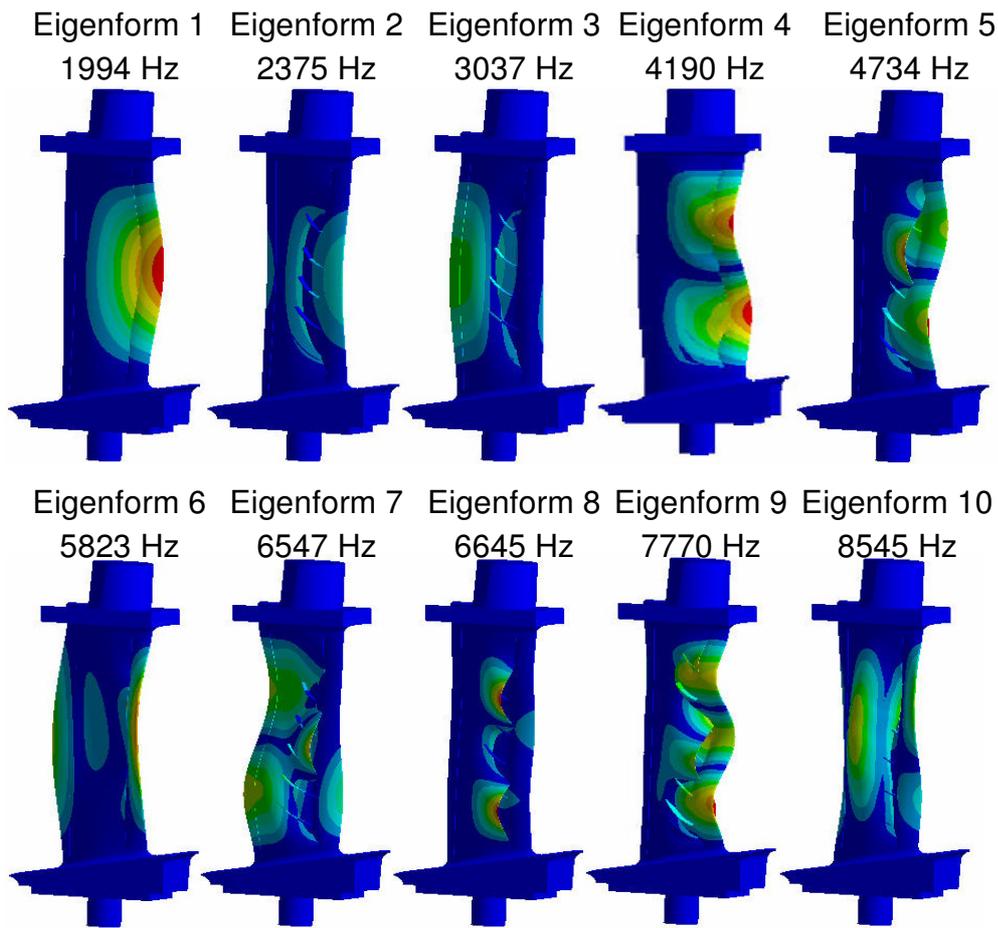


**Abbildung 5.5: Verformung und Spannungsverlauf des Strahlklappen-Stators mit Rippen**

Infolge der zusätzlichen Verschweißung mit den Rippen wird das Eigenschwingverhalten des Deckels reduziert, was dazu führt, dass sich der Deckel in den meisten Eigenformen der Schwingung des Schaufelgrundkörpers anpasst und beide Teile in den gleichen Formen schwingen. Die Schaufel ist steifer und die einzelnen Eigenformen haben höhere Eigenfrequenzen. In Abb. 5.5 wird beispielhaft die Verformung der Schaufel bei der zweiten Biegeschwingung für K1 und K2 dargestellt. Durch das veränderte Schwingungsverhalten entstehen auch andere Spannungszustände in der Schaufel, was ebenfalls in Abb. 5.5 veranschaulicht wird. Die Verschweißung mit den Rippen bewirkt eine Entlastung der gesamten Schaufel.

Für die weitere Untersuchung der Schwingungsbelastung werden nur die Ergebnisse der Berechnung der Strahlklappen-Schaukel mit Rippen im Plenum mit dem Werkstoff X20Cr13 und der Kontaktbedingung 2 verwendet.

Abbildung 5.6 stellt die zugehörigen Schwingungsformen der Schaufel dar. Die Eigenfrequenzen liegen für die unterschiedlichen Lagerbedingungen ebenfalls nah beieinander. Infolge der Verschweißung der Rippen verhält sich die gesamte Schaufel etwas steifer und besitzt jeweils höhere Eigenfrequenzen als das Modell ohne zusätzliche Verschweißung. Auch die Schwingungsformen sind ab der vierten Eigenform unterschiedlich. Bei der vierten und fünften Eigenform schwingen sowohl der Deckel als auch der Grundkörper jeweils in der zweiten Biegung.



**Abbildung 5.6: Eigenformen der Strahlklappen-Schaufel mit Rippen**

Die sechste Eigenform entsteht durch eine zweite Torsionsschwingung des Grundkörpers um zwei radiale Knotenlinien, die den Deckel an seinen äußeren Rändern durchlaufen. Dadurch passt sich der Deckel der Torsionsschwingung leicht an. In der siebten Eigenform überlagern sich die erste Torsions- und die zweite Biegeschwingung. Bei der achten Eigenform liegt eine Biegeschwingung dritter Ordnung des Deckels vor und der Grundkörper bleibt so gut wie unverformt. Die neunte Eigenform ergibt sich aus einer Biegeschwingung vierter Ordnung des Deckels sowie einer Biegeschwingung dritter Ordnung des Grundkörpers und bei der zehnten Eigenform überlagern sich die zweite Torsions- und die zweite Biegeschwingung.

Bei der Strahlklappen-Schaufel mit Rippen im Plenum sind bei Verwendung von X20Cr13 keine kritischen Resonanzstellen zu verzeichnen. Da die siebente Eigenform in Nähe der 85% ( $n = 14535 \text{ min}^{-1}$ ) bzw. 100% ( $n = 17100 \text{ min}^{-1}$ ) Drehzahllinie und die neunte Eigenform in der Nähe von 60% ( $n = 10260 \text{ min}^{-1}$ ) bzw. 100% ( $n = 17100 \text{ min}^{-1}$ ) Drehzahllinie liegen, werden diese möglichen Resonanzen genauer betrachtet. In der Abb. 5.7 sind diese möglichen Resonanzfälle mit einem roten Kreis markiert. Die Anregungsfrequenzen der Amplitudenbelastung für die Frequenzganganalyse betragen demnach 6547 Hz und 7770 Hz.

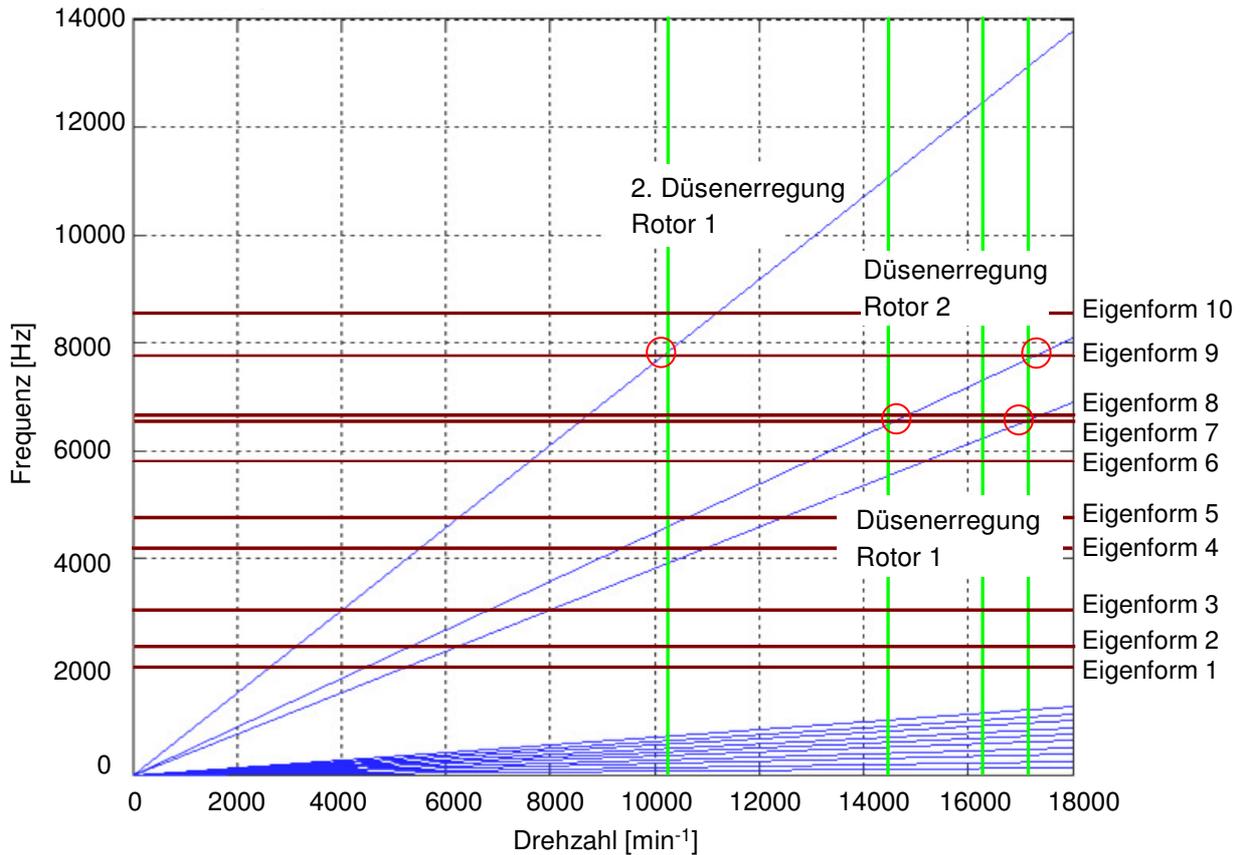


Abbildung 5.7: Campbell-Diagramm des Strahlklappen-Stators mit Rippen

## 5.6. Ergebnisse der statischen Strukturanalyse

Um den Festigkeitsnachweis der Schaufeln unter Schwingungsbelastung auch führen zu können, müssen die maximalen statischen Mittelspannungen in den Schaufeln bestimmt werden, die infolge der Belastung durch die statischen Druckfelder der Strömung auftreten. Zur Untersuchung des strukturmechanischen Verhaltens werden die statischen Verformungen der Schaufeln betrachtet. Die Darstellung dieser Größen erfolgt mit Hilfe der Von-Mises-Hypothese die mehrachsige Belastungszustände auf einen fiktiven, einachsigen Zustand zurückgeführt, der hinsichtlich der Werkstoffbeanspruchung gleichwertig ist. Dadurch ist es möglich die vorliegenden Mittelspannungen im Stator mit den aus dem einachsigen Zugversuch abgeleiteten zulässigen 0,2%-Dehngrenzen gegen ein plastisches Verformen zu vergleichen.

Um mit einer Schaufelanzahl von 24 die gleiche Umlenkung zu erzielen wie bei der Referenzauslegung, muss ein Massenstrom aus der Schaufel ausgeblasen werden. Dieser Massenstrom führt zu einer inneren Druckbelastung der Schaufel, die größer ist als die Druckbelastung der äußeren Strömung. Dadurch verformt sich der Deckel nicht nach innen in Richtung des Schaufelgrundkörpers, sondern nach außen. In Abb. 5.8 wird die Verformung infolge der statischen Drucklast veranschaulicht. Das Maximum tritt in mittlerer Schaufelhöhe an der Hinterkante des Deckels auf und nimmt gleichmäßig zur Nabe, zum Gehäuse sowie zur Vorderkante hin ab. Der Maximalwert beträgt 0,05

mm. Auch der Schaufelgrundkörper wird leicht verformt. Die Spannung konzentriert sich auf drei Bereiche des Deckels. Neben dem Bereich bei der Deckelvorderkante und mittlerer Schaufelhöhe, sind vor allem die Bereiche der Deckelbefestigung am Ausblasungsspalt stärker beansprucht. Als Gründe sind die feste Einspannung und die Kerbwirkung zu nennen. Der Maximalwert beträgt  $147 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$ . Die Dehnung verhält sich entsprechend dem Spannungszustand und hat ein Maximalwert von 0,07% und liegt damit unter der zulässigen 0,2%-Dehngrenze (siehe Abb. 5.11).

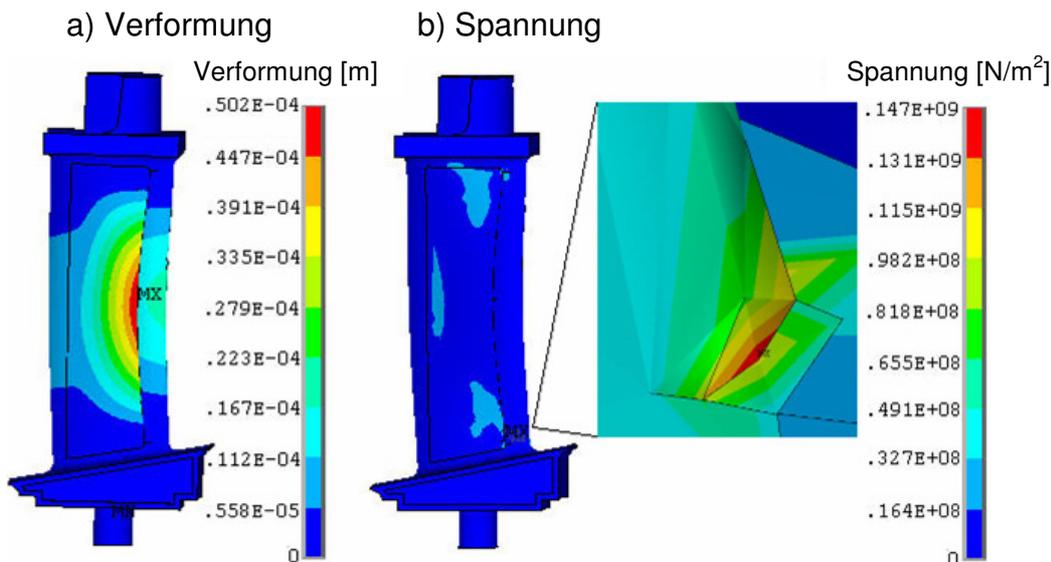


Abbildung 5.8: Verformungs- und Spannungsverlauf des Strahlklappen-Stators mit Rippen

## 5.7. Ergebnisse der Frequenzganganalyse

Mit Hilfe der statischen Strukturanalyse wird der konstante Mittelwert der Schwingungsbelastung untersucht. Um die Schaufeln hinsichtlich der gesamten Schwingungsbelastung beurteilen zu können, muss zusätzlich noch die überlagert Amplitudenbelastung betrachtet werden. Die Frequenzganganalyse dient der Bestimmung der dynamischen Spannungen, die infolge der wechselnden Amplitudenbelastung auftreten. Die mit der Modalanalyse berechneten Anregungsfrequenzen der Schwingungsbelastungen werden innerhalb der Frequenzganganalyse mit einem Band von  $\pm 200$  Hz erweitert und in Schritten von 20 Hz werden Berechnungen durchgeführt. Die einzelnen Berechnungsergebnisse können über der Frequenz aufgetragen werden und in dem entstehenden Frequenzgang wird schließlich die Anregungsfrequenz der Amplitudenbelastung identifiziert, bei der die auftretende Beanspruchung maximal wird. Der Frequenzgang kann dabei nur für einen einzelnen Knoten oder ein einzelnes Element der Schaufel erstellt werden. In der Modalanalyse werden dafür die Spannungmaxima lokalisiert. In einem letzten Schritt werden die Gesamtbeanspruchungen der Schaufel bei der identifizierten Frequenz betrachtet.

Die Strahlklappen-Schaufel mit Rippen im Plenum aus X20Cr13 wird in ihrer siebten und neunten Eigenform angeregt. Die Analyse wird beispielhaft nur für siebente Eigenform

gezeigt. Die mit der Modalanalyse lokalisierte maximale Amplitudenspannung befindet sich im vorderen Bereich der obersten Rippe, die zusätzlich mit dem Deckel verschweißt wird. Die Frequenzgänge werden für diesen Punkt erstellt, siehe Abb. 5.9. Bei der Untersuchung der Anregung der siebten Eigenform ist im Spannungsverlauf ein Maximum bei 6525 Hz zu verzeichnen. Der zugehörige Phasenwinkel beträgt 77°.

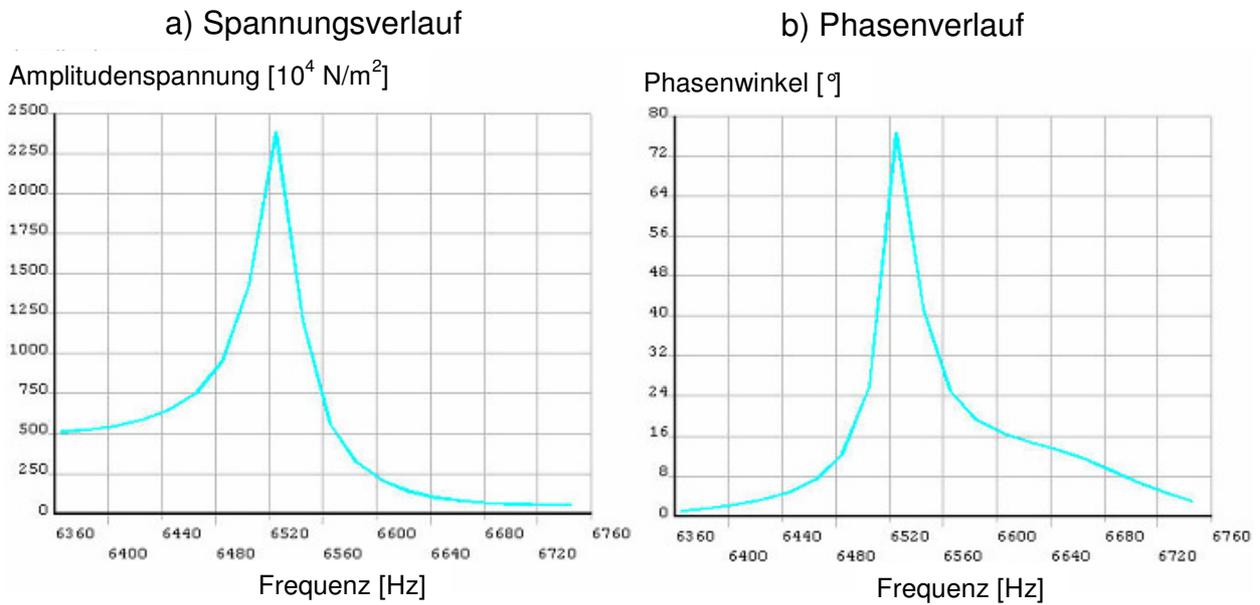


Abbildung 5.9: Spannungs- und Phasenverlauf für die siebente Eigenform

Die Abb. 5.10 stellt den Spannungs- und Phasenverlauf der Strahlklappen-Schaufel dar.

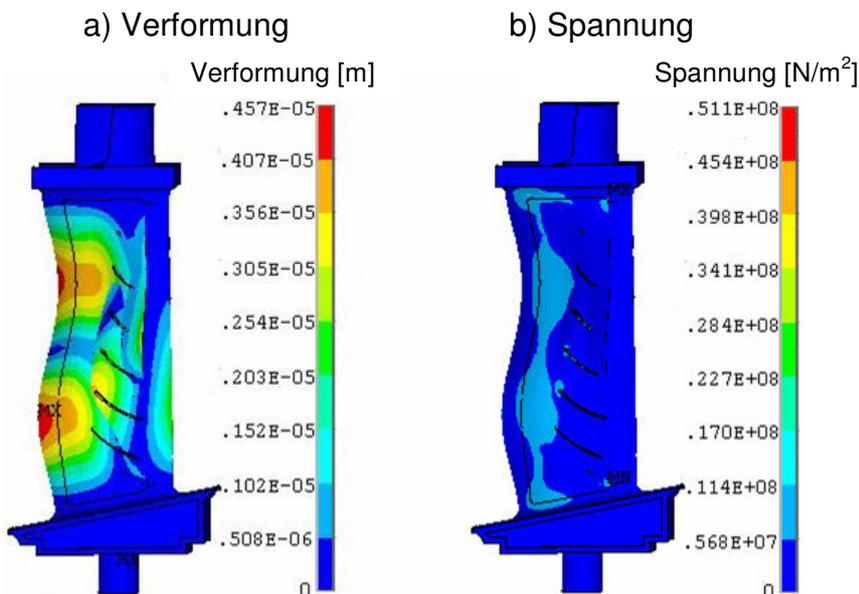


Abbildung 5.10: Verformungs- und Spannungsverlauf für die siebente Eigenform

Infolge der Anregung schwingt der Grundkörper in einer Überlagerung der ersten Torsion und der zweiten Biegung. Der Deckel passt sich dieser Schwingungsform an, wie in Abb. 5.10 zu erkennen ist. Die maximale Verformung an der Vorderkante der

Schaufel ergibt sich zu 0,00457 mm. Das Spannungsmaximum mit  $51,1 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$  liegt an der Hinterkante des Deckels im gehäuseseitigen Bereich der Einspannung.

## 5.8. Festigkeitsnachweis für die Schwingungsbelastung

In den bisherigen Abschnitten werden Festigkeitsnachweise der Schaufeln für die statische und die wechselnde Druckbelastung geführt. Bei der statischen Analyse genügte es, die auftretende Vergleichsspannung  $\sigma_v$  mit der zulässigen 0,2%-Dehngrenze  $\sigma_{p0,2}$  gegen ein plastisches Verformen zu vergleichen und bei der wechselnden Amplitudenbelastung wird die auftretende Vergleichsspannungs-amplitude  $\sigma_{va}$  mit der zulässigen Biegegewchselfestigkeit  $\sigma_{wb}$  gegen Ermüdung verglichen. Tabelle 5.3 gibt die entsprechenden Werte noch einmal an.

| Statormodell   | Anregung                                   | $\sigma_v$<br>[N/m <sup>2</sup> ] | $\sigma_{p0,2}$<br>[N/m <sup>2</sup> ] | $\sigma_{wb}$<br>[N/m <sup>2</sup> ] | $\sigma_{va}$<br>[N/m <sup>2</sup> ]                      | Legende<br>Abb. 5.11 |
|--|--|-----------------------------------|--|--------------------------------------|---|----------------------|
| Referenz mit<br>30 Schaufeln<br>aus AlCuMg2F44                       | Eigenform 7<br>Eigenform 8                 | $23 \cdot 10^6$                   | $373 \cdot 10^6$                       | $160 \cdot 10^6$                     | $8,9 \cdot 10^6$<br>$11,2 \cdot 10^6$                     | 1a<br>1b             |
| Strahlklappe mit<br>leerem Plenum<br>und 24 Schaufeln<br>aus X20Cr13 | Eigenform 4<br>Eigenform 7<br>Eigenform 10 | $228 \cdot 10^6$                  | $462 \cdot 10^6$                       | $278 \cdot 10^6$                     | $161 \cdot 10^6$<br>$8,32 \cdot 10^6$<br>$161 \cdot 10^6$ | 2a<br>2b<br>2c       |
| Strahlklappe mit<br>Rippen und<br>24 Schaufeln<br>aus X20Cr13        | Eigenform 7<br>Eigenform 9                 | $147 \cdot 10^6$                  | $462 \cdot 10^6$                       | $278 \cdot 10^6$                     | $51,1 \cdot 10^6$<br>$62,2 \cdot 10^6$                    | 3a<br>3b             |

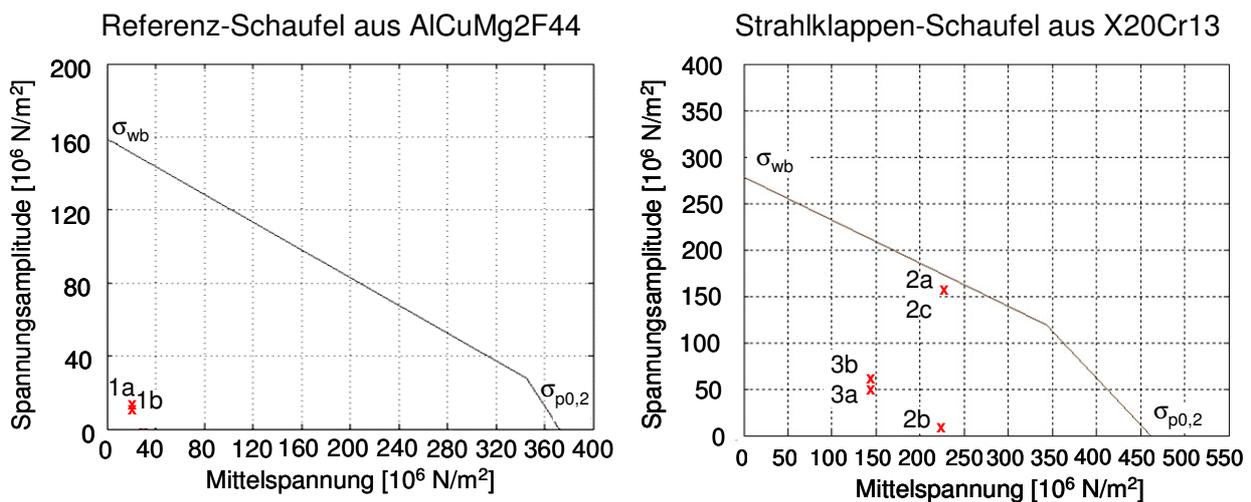
**Tabelle 5.3: Maximale statische und wechselnde Vergleichsspannungen sowie zulässige statische und wechselnde Festigkeitskennwerte**

Durch die Überlagerung der statischen und der wechselnden Belastung entsteht eine Schwingungsbelastung der Schaufel, die gleichzeitig eine konstante Mittel- und eine wechselnde Amplitudenspannung in der Schaufel hervorruft. Da die Vergleichsspannungsamplitude von der Mittelspannung abhängt, kann die Schwingungsbelastung nicht alleine mit den zuvor beschriebenen Festigkeitsnachweisen beurteilt werden. Der Festigkeitsnachweis für die Schwingungsbelastung erfolgt mit dem Haigh-Diagramm, welches die Abhängigkeit zwischen den beiden Größen wiedergibt. Durch Auftragen der vorliegenden statischen Vergleichsspannungen auf der Abszisse und der zugehörigen wechselnden Vergleichsspannungsamplituden auf der Ordinate, ergibt sich ein Punkt im Diagramm, der die gesamte Schwingungsbeanspruchung der Schaufel angibt. Die Schwingungsbeanspruchungen werden jeweils aus den zusammengehörenden Werten für  $\sigma_v$  und  $\sigma_{va}$  der Tabelle 5.3 gebildet. Damit es zu keiner Beschädigung der Schaufeln kommt, muss die Beanspruchung innerhalb des Dauerfestigkeitsbereiches des

Diagramms liegen. Die Geraden, die diesen Bereich eingrenzen, werden mit Hilfe der zulässigen Spannungswerte erzeugt. Dabei ist für die Mittelspannung die Betrachtung des Zugbereichs ausreichend, da dieser kritischer als der Druckbereich ist.

Abbildung 5.11 (links) zeigt das Haigh-Diagramm der Referenz-Schaufel bei Verwendung des Werkstoffes AlCuMg2F44. Die Beschriftung des Diagramms wird mit der Legende in Tab. 5.3 erklärt. Der Dauerfestigkeitsbereich wird auf der Abszisse von der zulässigen 0,2%-Dehngrenze und auf der Ordinate von der zulässigen Biegewechselfestigkeit begrenzt, die von der Schaufelgeometrie und dem Werkstoff abhängig sind. Die roten Kreuze markieren die Spannungsbeanspruchungen der Schaufel infolge der Schwingungsbelastungen. Dabei ist die Mittelspannung für die einzelnen Schwingungsanregungen der Eigenformen 7 und 8 jeweils gleich, da die statische Druckbelastung bei der Nenndrehzahl  $n = 17100 \text{ min}^{-1}$  bestimmt wird. Die Schwingungsbeanspruchungen der Referenz-Schaufel liegen deutlich im Dauerfestigkeitsbereich. Die Schwingung ist also beliebig oft zu ertragen, ohne dass Ermüdungserscheinungen auftreten. In der Basisauslegung des Verdichters ist daher nicht mit einem durch Schwingungsbelastung verursachten Schaufelversagen der ersten Statorreihe zu rechnen.

Abbildung 5.11 (rechts) stellt das Haigh-Diagramm der Strahlklappen-Schaufel mit leerem Plenum und mit Rippen im Plenum bei Verwendung des Werkstoffes X20Cr13 dar. Für die Schaufelzahl 24 liegen alle Schwingungsbeanspruchungen innerhalb des Dauerfestigkeitsbereiches. Allerdings befindet sich die Beanspruchung für eine Anregung der vierten Eigenform und der zehnten Eigenform so nah an der Grenze, dass eine genaue und kontinuierliche Überprüfung der Schaufeln über die gesamte Lebensdauer erforderlich ist.



**Abbildung 5.11: Haigh-Diagramm des Stators 1**

Die Strahlklappen-Schaufel mit Rippen im Plenum wird bei 24 Schaufeln mit den gleichen Druckfeldern belastet wie die Strahlklappen-Schaufel mit leerem Plenum bei der gleichen Schaufelanzahl. Die auftretende statische Beanspruchung ist geringer und der Deckel ist nicht mehr so schwingungsanfällig. Die Schwingungsbeanspruchungen

der Strahlklappen-Schaufel mit Rippen im Plenum sind demnach geringer als bei der Strahlklappen-Schaufel mit leerem Plenum und liegen deutlich im dauerfesten Bereich. Die Beanspruchungen sind also beliebig oft zu ertragen. Die Gestaltung der Rippen und deren Verschweißung mit dem Deckel sind nach den vorliegenden Ergebnissen zur Stabilisierung des Deckels erforderlich.

## **5.9. Forced Response Analyse für die Rotorschaufel der zweiten Stufe**

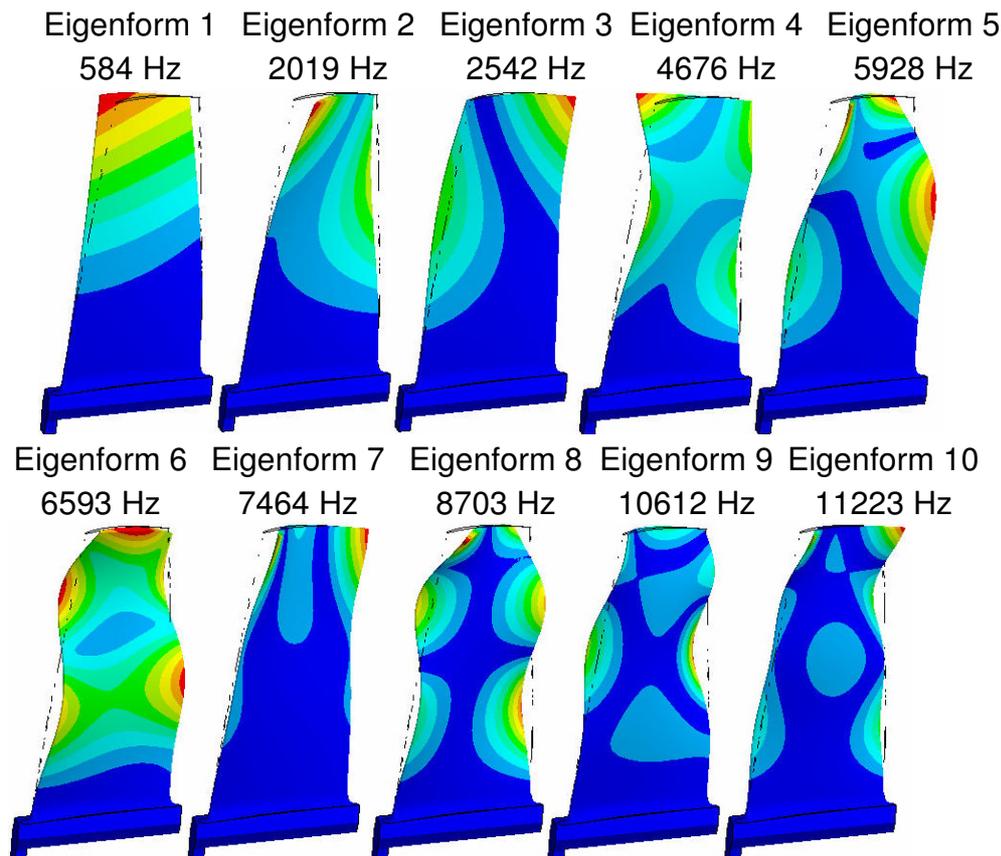
Mit der Forced Response Analyse sollen die Auswirkungen des neuen Strahlklappen-Modells von Stator 1 auf die nachfolgenden Rotorschaufeln von Rotor 2 untersucht werden. Die Rotorschaufel bleibt in der Basisauslegung bestehen und wird aus der Aluminiumlegierung AlCuMg2F44 gefertigt. Ziel der Forced Response Analyse von Rotor 2 ist die Untersuchung des strukturellen Verhaltens sowie eine Beurteilung der statischen und dynamischen Beanspruchungen in der Schaufel mit Hilfe von Festigkeitsnachweisen. Das Hauptaugenmerk der Berechnungen liegt dabei auf der Schwingungsanregung der Schaufel durch die Anregungen der vorangehenden Statorreihe. Um die Auswirkungen der ersten Statorreihe auf die Rotorschaufel ermitteln zu können, wird die Forced Response Analyse von Rotor 2 für verschiedene Konfigurationen des ersten Stators durchgeführt. Die Konfigurationen sind:

- Referenz-Stator mit 30 Schaufeln
- Strahlklappen-Stator mit 24 Schaufeln

Die Untersuchung der Schwingungsbelastung der Rotorschaufel wird wie beim Stator zuvor durchgeführt, bis auf die Tatsache, dass die Rotorschaufel durch die Fliehkraft zusätzlich statisch belastet wird.

### **5.9.1. Ergebnisse der Modalanalyse**

Abbildung 5.12 stellt die Schwingungsformen der Rotorschaufel dar. Die erste Eigenform ist eine Biegeschwingung erster Ordnung mit maximaler Auslenkung an der Schaufelspitzenvorderkante. Die Schwingung nimmt dabei zur Schaufelspitze hin zu, da der Fuß fest eingespannt ist und die Steifigkeit zum unteren Teil des Schaufelblattes hin ansteigt. Bei der zweiten und dritten Eigenform liegt jeweils die erste Torsionsschwingung vor. Einmal wird die Schaufelvorderkante und einmal wird die Schaufelhinterkante maximal in der Spitze verformt. Die vierte und fünfte Eigenform ist jeweils eine Überlagerung der zweiten Biegung und der ersten Torsion, wobei entweder die Vorder- oder Hinterkante maximal ausgelenkt wird. Bei der sechsten Eigenform liegt wieder eine reine Biegeschwingung vor. Die Schaufel schwingt in der Biegung dritter Ordnung, bei der sogar der untere Teil des Schaufelblattes schwingt.



**Abbildung 5.12: Eigenformen der Rotorschaukel der zweiten Stufe**

Die siebte Eigenform ist eine reine Torsionsschwingung zweiter Ordnung, die zu starken Schwingungen der Schaufelspitzenvorderkante und -hinterkante führt. Bei der achten Eigenform überlagern sich die dritte Biegeschwingung und die erste Torsionsschwingung. Die neunte Eigenform ergibt sich aus der Überlagerung der zweiten Torsion und der zweiten Biegung. Bei der zehnten Eigenform wird die zweite Torsion dann von der dritten Biegung überlagert. Die Eigenfrequenzen der Rotorschaukel werden in das Campbell-Diagramm eingetragen und auf Resonanzstellen untersucht, was in Abb. 5.13 aufgezeigt wird. Bei 24 Schaufeln liegt weder bei der ersten noch bei der zweiten Düsenanregung eine eindeutige Resonanzanregung der Rotorschaukel vor. Bei den Rotorschaukeln existiert, wie in Abb. 5.13 zu sehen, eine theoretische Anregungen der sechsten Eigenform bei der 95% Drehzahllinie ( $n = 16200 \text{ min}^{-1}$ ). Die weitere Untersuchung dieser Anregungen ist daher als Prüfung zu verstehen, ob es doch zu einer Anregung kommen würde.

In der Abbildung ist noch zu erkennen, dass die erste Eigenform durch den Bereich der ersten zehn Drehzahlharmonischen geht. Bei einer Schaufelauslegung sollte dies immer vermieden werden, da eine Anregung der ersten Eigenform immer besonders gefährlich ist. In der Praxis treten diese beiden Anregungen nicht auf. Im Folgenden wird beispielhaft der Festigkeitsnachweis für die sechste Eigenform durchgeführt.

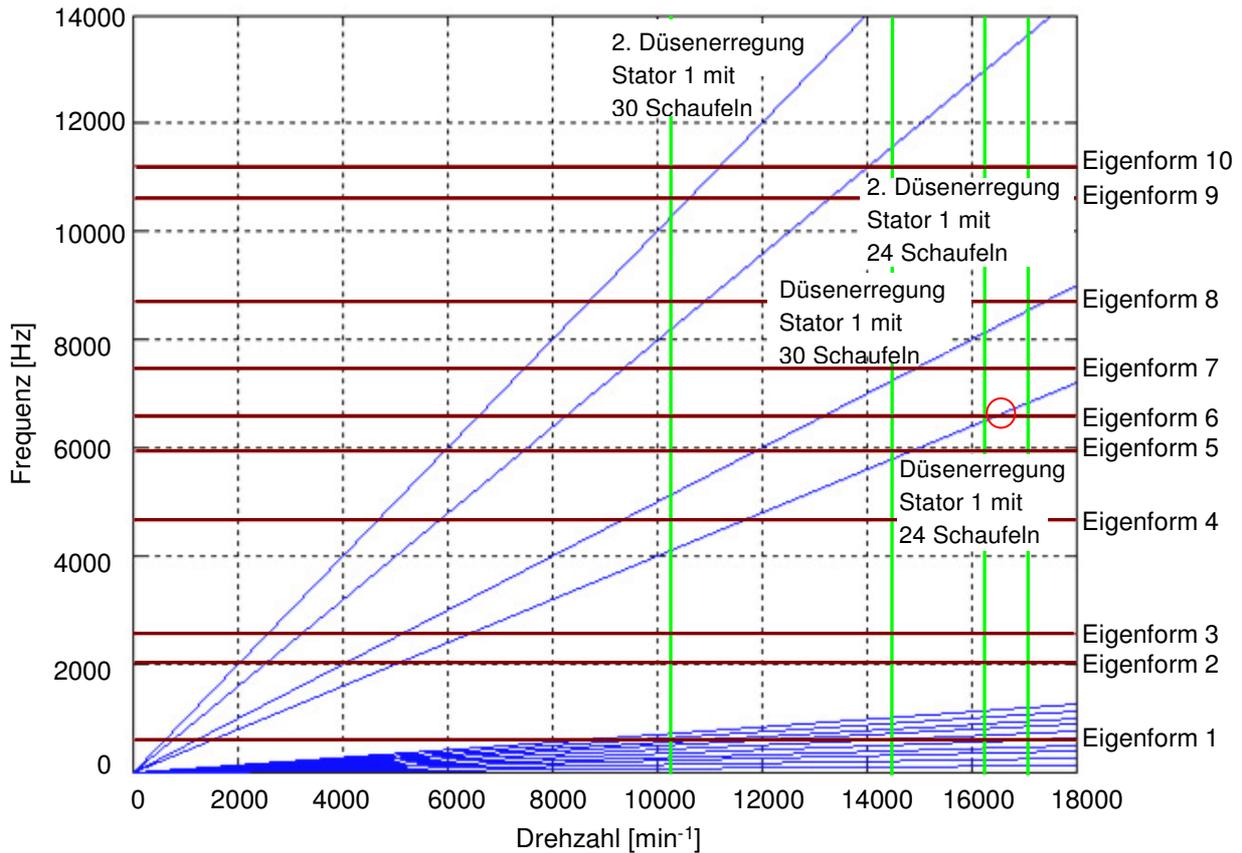


Abbildung 5.13: Campbell-Diagramm der Rotorschaukel der zweiten Stufe

### 5.9.2. Festigkeitsnachweis für die Schwingungsbelastung

Um die Schwingungsbelastung des Rotors durch die Düsenerregung des ersten Stators beurteilen zu können, müssen die Mittelspannungen der statischen Analyse und die Spannungsamplituden der Frequenzganganalyse zusammengeführt werden, wodurch die Schwingungsbeanspruchung der Schaufel entsteht. Da die Amplitudenspannung von der Mittelspannung abhängt, ist der Festigkeitsnachweis für die Schwingungsbelastung mit dem Haigh-Diagramm zu führen, welches diese Abhängigkeit darstellt. Tabelle 5.4 gibt die Schwingungsbeanspruchungen der Laufschaufel in Form von  $\sigma_v$  und  $\sigma_{va}$  an. Zusätzlich werden die zulässigen Spannungen für die statische und die wechselnde Belastung aufgeführt, mit denen der Dauerfestigkeitsbereich im Haigh-Diagramm erstellt wird.

| Statormodell                     | Anregung    | $\sigma_v$<br>[N/m <sup>2</sup> ] | $\sigma_{p0,2}$<br>[N/m <sup>2</sup> ] | $\sigma_{wb}$<br>[N/m <sup>2</sup> ] | $\sigma_{va}$<br>[N/m <sup>2</sup> ] | Legende<br>Abb. 5.14 |
|----------------------------------|-------------|-----------------------------------|--|--------------------------------------|--------------------------------------|----------------------|
| Strahlklappe mit<br>24 Schaufeln | Eigenform 6 | $242 \cdot 10^6$                  | $373 \cdot 10^6$                       | $162 \cdot 10^6$                     | $7,51 \cdot 10^6$                    | 1                    |

Tabelle 5.4: Maximale statische und wechselnde Vergleichsspannungen sowie zulässige statische und wechselnde Festigkeitskennwerte

In der Abb. 5.14 ist das Haigh-Diagramm der Rotorschaukel dargestellt. Die Schwingungsbeanspruchung der Laufschaufel befindet sich im Dauerfestigkeitsbereich und ist demnach beliebig oft zu ertragen, ohne dass es zu Ermüdungserscheinungen kommt. Der Einbau der Strahlklappen-Schaufel in die erste Statorreihe ist daher bezüglich der Düsenerregung des zweiten Rotors als unkritisch anzusehen.

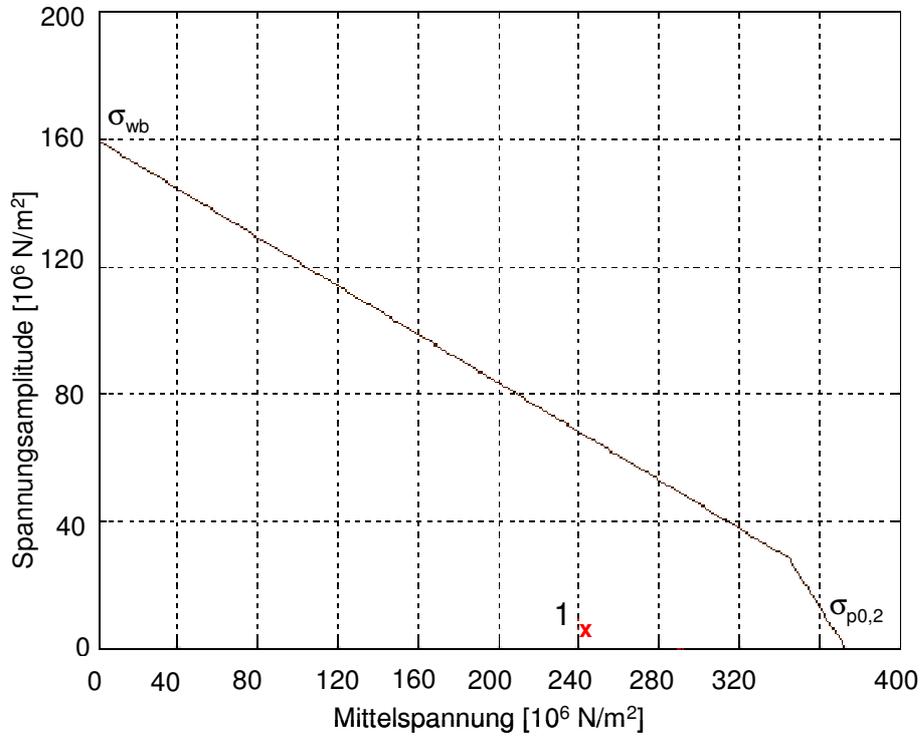


Abbildung 5.14: Haigh-Diagramm des Rotor 2

## 6. Fertigung

Die Fertigung der neuen Strahlklappen-Schaufel wird aus einer CAD/CAM-Umgebung (Computer Aided Design / Computer Aided Manufacturing) heraus gestaltet. Hierzu wird während des Entwicklungsprozesses ein vollständiges CAD-Modell der Schaufel erstellt. Nachdem mit Hilfe der numerischen und experimentellen Untersuchungen eine optimale Rippengeometrie gefunden ist, werden diese Ergebnisse auf das CAD-Modell der Strahlklappen-Schaufel übertragen. Um das Plenum mit einer Fräsbearbeitung in die Schaufel einbringen zu können, ist eine Zweiteilung des Profils erforderlich. Aus der vorgegebenen Form des Profils, der geforderten Oberflächenqualität der Schaufel und der Position des Austrittsschlitzes ergibt sich für den Deckel des im Schaufelgrundkörper eingebrachten Plenums das in Abb. 6.1 dargestellte CAD-Modell.

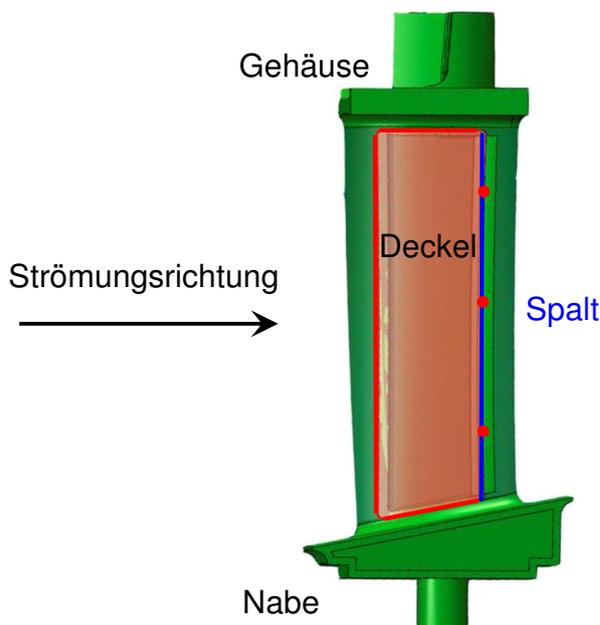


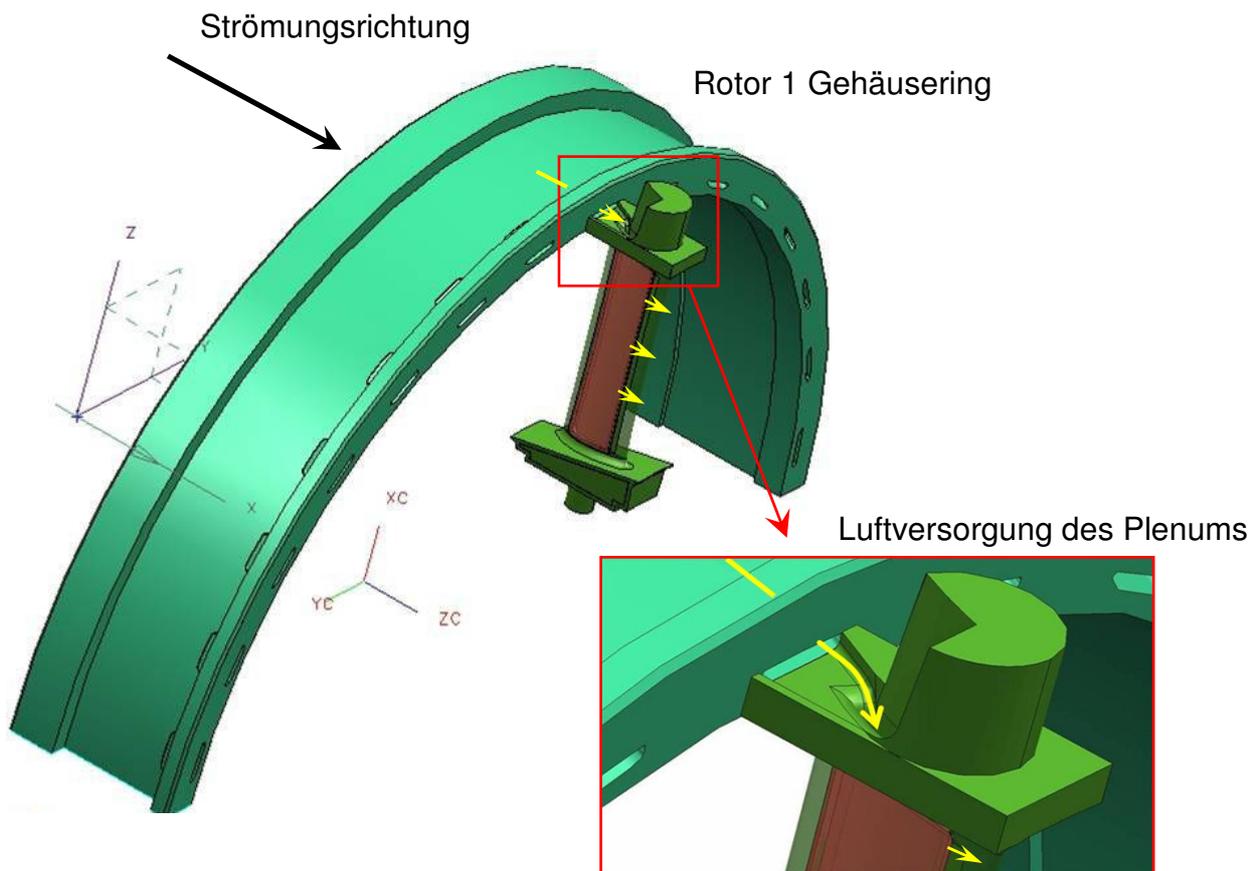
Abbildung 6.1: CAD-Modell der neuen Strahlklappen-Schaufel

Um einen Eingriff in die Kopf- und Fußkontur zu verhindern, wird das Losteil (Deckel) als ein kleines Element des eigentlichen Profils ausgelegt. Hierzu wird nur das Plenum in das Festteil (Grundkörper) eingebracht. Der entstehende Hohlraum wird dann von einer an drei Seiten aufliegenden und von Rippen gestützten Deckplatte als Losteil verdeckt. Die Deckplatte erstreckt sich in radialer Richtung bis an die Filletradien des Profils.

### 6.1. Luftversorgung des Plenums

Nachdem eine passende Rahmengenometrie für das Plenum gefunden ist, muss eine ausreichende Luftversorgung des Plenums gewährleistet werden. Die Zuführung der Luft erfolgt gehäuseseitig. Eine radiale Zuführung der Luft direkt durch das Gehäuse ist nahe liegend und aufgrund des geringen Fertigungsaufwand wünschenswert. Dieser

Konstruktionsansatz legt jedoch die Anzahl an Statorschaufeln, mit der der Verdichter in dieser Stufe betrieben werden kann, abschließend fest. Die Luftversorgung wird durch Gehäusebohrungen im Bereich der ersten Rotorreihe realisiert. Für ein Vorgängerprojekt wurden hier bereits 24 gleichmäßig über den Umfang verteilte Bohrungen in das Gehäuse eingebracht. Die Sekundärluft wird dann über den Gehäusering der ersten Rotorreihe zu den Statorschaufeln geführt. Die Strömung wird im Statorschaufelkopf von einer axialen in eine radiale Richtung umgelenkt und strömt mit einer rein radialen Geschwindigkeitskomponente in das Plenum ein. Die Abb. 6.2 zeigt detailliert die Strömungswege im Bereich des Statorschaufelkopfes.



**Abbildung 6.2: Luftversorgung des Strahlklappen-Stators**

Eine bestimmende Größe bei der Auslegung der Luftzuführung ist der minimal erforderliche Strömungsquerschnitt. Um große Druckverluste zu vermeiden, sollte der Austrittsspalt der Strahlklappen-Schaufel den kleinsten Strömungsquerschnitt in der gesamten Luftversorgung darstellen. Der minimale Querschnitt pro Schaufel  $A_{\min}$  ergibt sich nach Gl. 6.1 aus der Spaltweite  $b$  und Spalllänge  $l$ .

$$A_{\min} = b_{\text{Spalt}} \cdot l_{\text{Spalt}} \quad (6.1)$$

$$A_{\min} = 0,2 \text{ mm} \cdot 70 \text{ mm} = 14 \text{ mm}^2$$

Bei der Auslegung wird das Mindestmaß von  $14 \text{ mm}^2$  eingehalten. Der Austrittsspalt des Plenums besitzt in der gesamten Luftversorgung den kleinsten Strömungsquerschnitt.

## 6.2. Fertigung des Strahlklappen-Stators

Im Folgenden werden die einzelnen Fertigungsabläufe des Strahlklappen-Stators detailliert anhand von Fertigungsfotos gezeigt.

Bei der Fertigung von herkömmlichen Verdichterschaufeln auf der zur Verfügung stehenden Fünf-Achs-Fräse wird das Profil bei der Endbearbeitung in einem Arbeitsgang zu Ende bearbeitet. Dieses Vorgehen ist bei der hier vorliegenden Konstruktion so nicht durchführbar. Zwar ließe sich ein bereits in das Festteil eingeschweißtes Losteil zusammen mit dem Festteil umlaufend endbearbeiten, der Austrittsspalt mit einer Dicke von 0,2 mm würde sich dabei aber mit Grat zusetzen. In Abb. 6.3 ist die Fertigung vom Rohling bis zur fertigen Strahlklappen-Schaufel gezeigt.

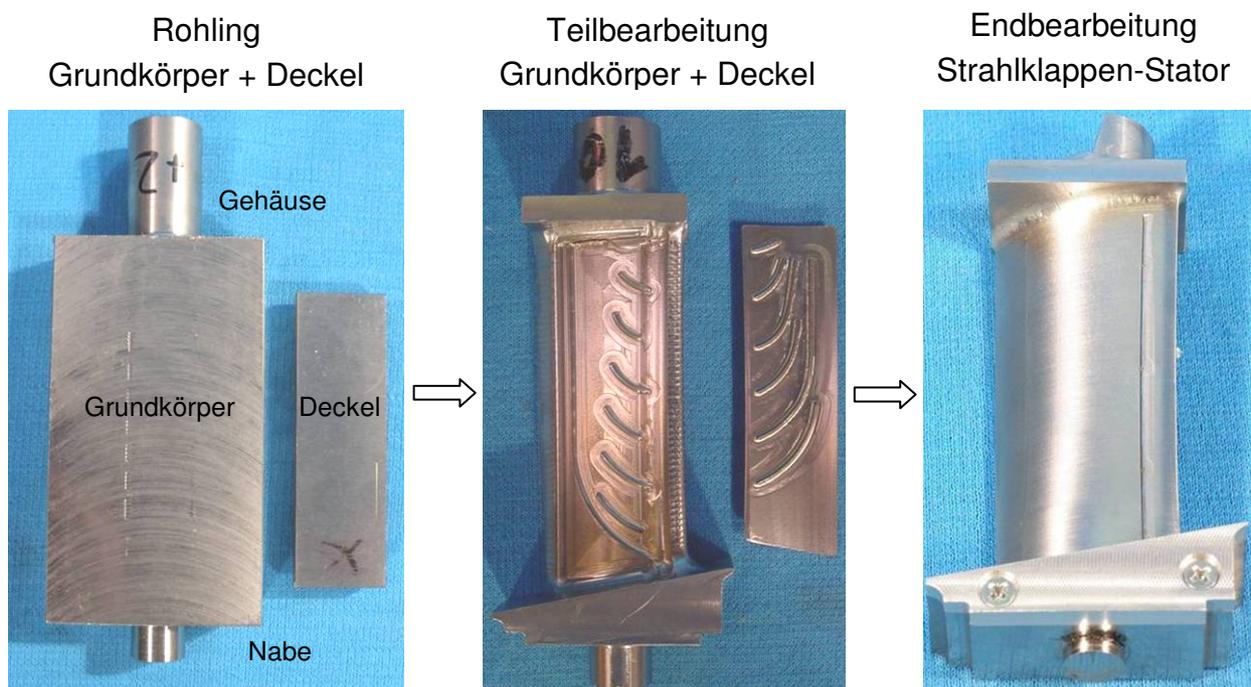
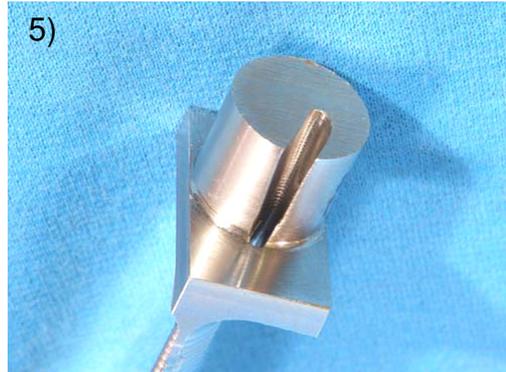


Abbildung 6.3: Fertigungsablauf des Strahlklappen-Stators

### 6.2.1. Fertigung des Grundkörpers

Um die Gratbildung bei der umlaufenden Endbearbeitung zu vermeiden wird die Coanda-Fläche des Festteils und die Hinterkante des Losteils bereits vor der Verbindung mit dem Festteil endbearbeitet. In Abb. 6.4 sind die einzelnen Arbeitsschritte der Teilbearbeitung dargestellt:

- 1) Vermessen des Rohlings
- 2) Vorschruppen des Grundkörpers
- 3) Fräsen der Rippen im Plenum
- 4) bis 6) Fräsen des Plenumeinlaufs
- 7) Grundkörper nach Abschluss der Teilbearbeitung



**Abbildung 6.4: Teilbearbeitung des Grundkörpers**

Als Einspannung dient der gehäusesseitige Zapfen, der später für die Fixierung des Stators im Statorring verantwortlich ist. Zur besseren Handhabung wird der Zapfen zunächst länger ausgeführt als notwendig und nach dem Fräsen des Profils auf die endgültige Länge abgestochen.

### 6.2.2. Fertigung des Deckels

Der Deckel hat eine Wanddicke von 0,5 mm. Um den Deckel für die Fertigung zu stabilisieren und unanfälliger gegenüber Schwingungsanregungen zu machen, werden die Hauptführungsrippen am Plenumsdeckel gefräst. Die Führungsrippen haben eine Dicke von 0,3 mm. Die Fertigungsschritte sind in Abb. 6.5 gezeigt:

- 1) Rohling
- 2) Fräsen der Rippen in den Deckel
- 3) Deckel nach Abschluss der Teilbearbeitung

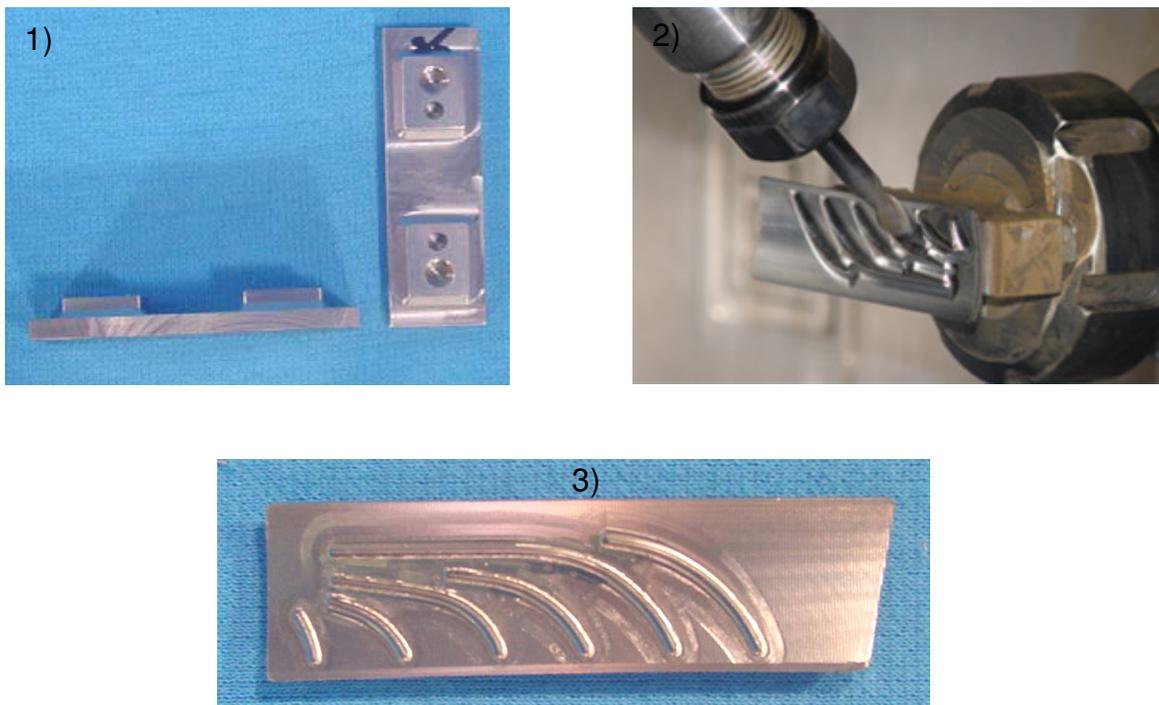


Abbildung 6.5: Teilbearbeitung des Deckels

### 6.2.3. Laserschweißen vom Deckel und Grundkörper

Es gilt die Verbindung von Grundkörper und Deckel so versagenssicher wie möglich auszuführen, da sich der eingesetzte Deckel während des Betriebs unter keinen Umständen lösen darf. Zur Verbindung wird eine materialschlüssige Verbindung eingesetzt. Hierzu wird entlang der Nahtstelle zwischen Grundkörper und Deckel eine Laserschweißnaht gelegt. Zusätzlich zu der Nahtstelle werden die drei aus dem Plenumsgrundkörper an der Hinterkante am Schlitz herausstehenden Rippen mit dem Deckel verschweißt. Die Teilschritte bis zum Verschweißen sind in Abb. 6.6 dargestellt:

- 1) Teilbearbeiteter Grundkörper und Deckel
- 2) Anpassung des Deckels an den Grundkörper
- 3) Lasergeschweißte Strahlklappen-Schaufel

Um negative Einflüsse einer ungleichmäßigen Schweißnahtoberfläche auf die Strömung zu verhindern, wird die Schweißnaht auf einem um wenige Zehntel-Millimeter aufgedicktes Profil ausgeführt. Dies ist besonders auf der ablösegefährdeten Saugseite des Profils erforderlich. Nach dem Schweißvorgang beginnt die Endbearbeitung des Profils. Die ungleichmäßige Oberfläche der Schweißnaht wird in einem Späteren Arbeitsgang mit abgetragen, so dass eine Beeinflussung der Strömung vermieden wird. Die gefräste Schaufeloberfläche mit der Schweißnaht ist in Abb. 7.5 gezeigt.

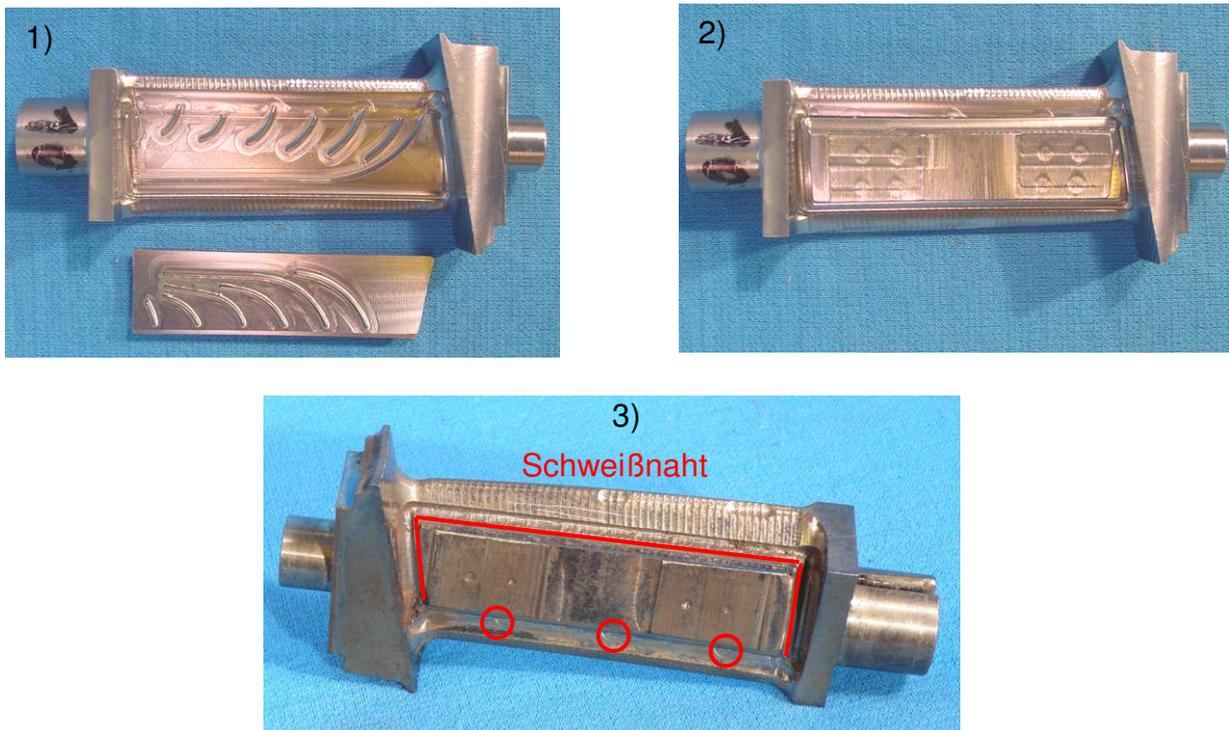


Abbildung 6.6: Laserschweißen vom Deckel mit dem Grundkörper

#### 6.2.4. Endbearbeitung des Strahlklappen-Stators

In Abb. 6.7 wird die Endbearbeitung und die fertige Strahlklappen-Schaufel gezeigt:

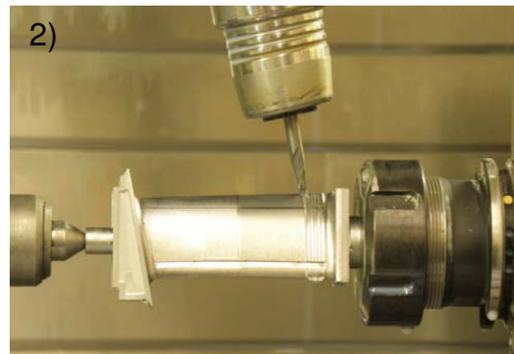
- 1) Vorschlichten der Strahlklappen-Schaufel
- 2) Endschlichten der Strahlklappen-Schaufel
- 3) Strahlklappen-Schaufel nach der Endbearbeitung

Nach dem Schlichtvorgang des Profils wird die endgültige Einlaufgeometrie am gehäuseseitigen Zapfen in den Schaufelkopf eingebracht. Über Stichkanäle wird Luft in axialer Richtung durch den Rotorschaukelring zur Kopfplatte geführt. Das Ausfräsen des radial verlaufenden Teils des Versorgungskanals für das Plenum kann werkzeug- und maschinenbedingt nur aus der gehäuseseitigen Richtung erfolgen. Hierfür wird ein 55° großes Element entlang der Plenumsgeometrie aus dem gehäuseseitigen Zapfen entfernt. Auf diese Weise kann ausreichend Raum für den Fräser geschaffen werden.

Aufgrund der geringen Bauteilabmessungen ist es nicht möglich, den filigranen Kanal direkt als einen schmalen Schlitz zu fertigen. Die Länge des eingesetzten Kugelfräasers reicht nicht aus, um direkt bis zum Plenum vorzudringen. Daher wird das Zapfenelement so weit entfernt bis der Fräser eine ausreichende Tiefe erreichen kann, ohne durch das Spannfutter behindert zu werden. Der verbleibende Teil des Zapfens wird für die Zentrierung der Schaufel im Leitschaufelträger verwendet, der zugleich als gehäuse- seitige Begrenzung des Strömungskanals in der Kopfplatte dient.



Saugseite



Druckseite

Vorderkante mit Plenums-Einlauf

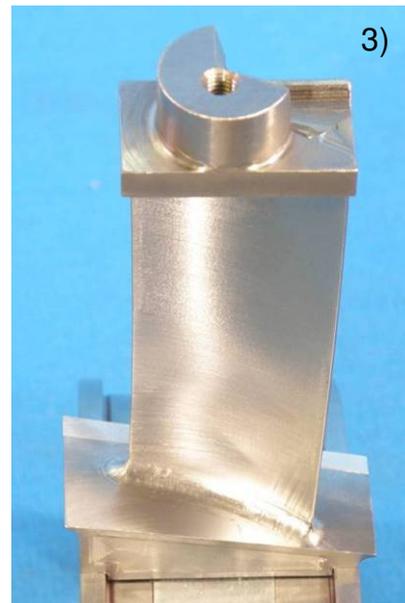


Abbildung 6.7: Endbearbeitung des Strahlklappen-Stators

### 6.3. Fertigung Statorring

Wegen der Reduzierung der Schaufelzahl der Strahlklappen-Schaukel auf 24 wird ein neuer Stator 1 Gehäuse ring gefertigt. In Abb. 6.8 ist der neue Stator 1 Gehäuse ring dargestellt:

- 1) Statorhalbring bei der Fertigung
- 2) Beschaufelter Statorhalbring nach der Fertigung



Abbildung 6.8: Fertigung des Stator 1 Gehäusering

### 6.4. Fertigung Rotorring

Der Versuchsverdichter ist für die Aufnahme verschiedener Beschauelungen ausgelegt. Aus diesem Grund ist die gehäusesseitige Begrenzung des Schaufelkanals variabel ausgeführt. Während die Statorreihen in den ringförmigen Leitschaufelträgern befestigt sind, befinden sich über den Rotorschaukeln Gehäuseringe, die mit einem Anstreifbelag ausgestattet sind. Die Einbauposition der Ringe ist in Abb. 6.9 gezeigt.

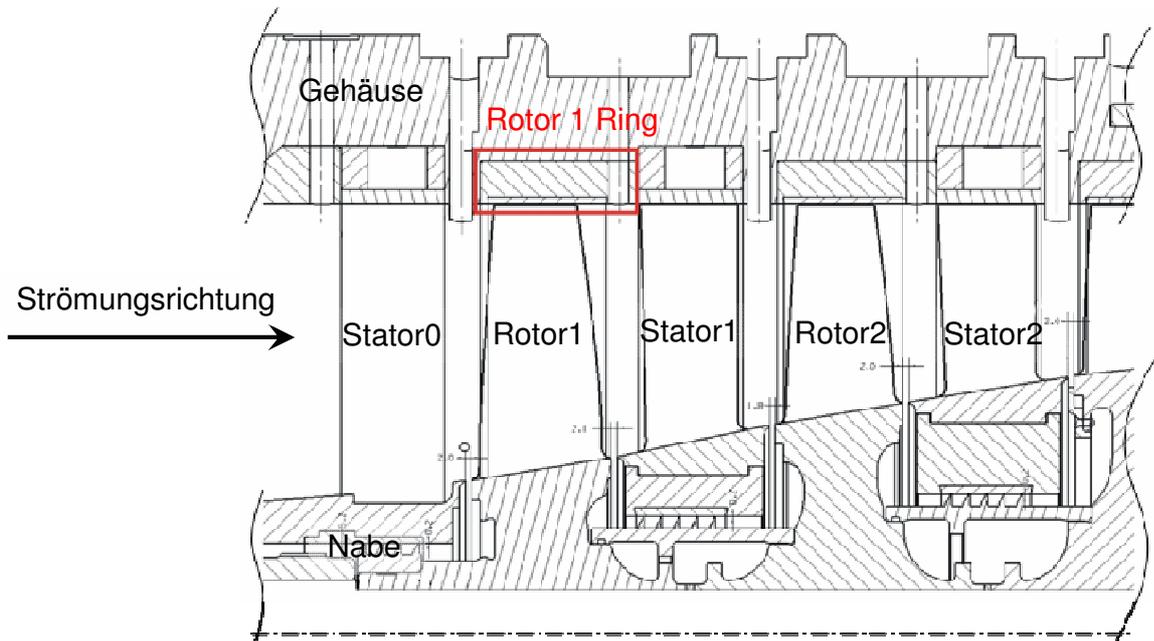
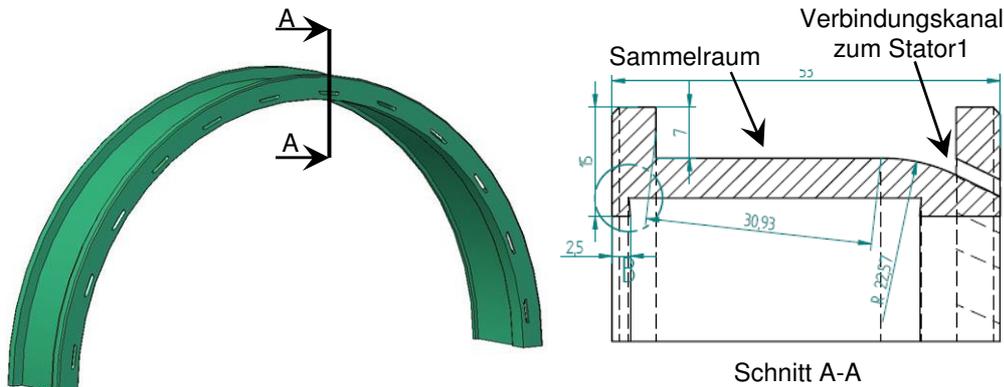


Abbildung 6.9: Einbauposition der Gehäuseringe

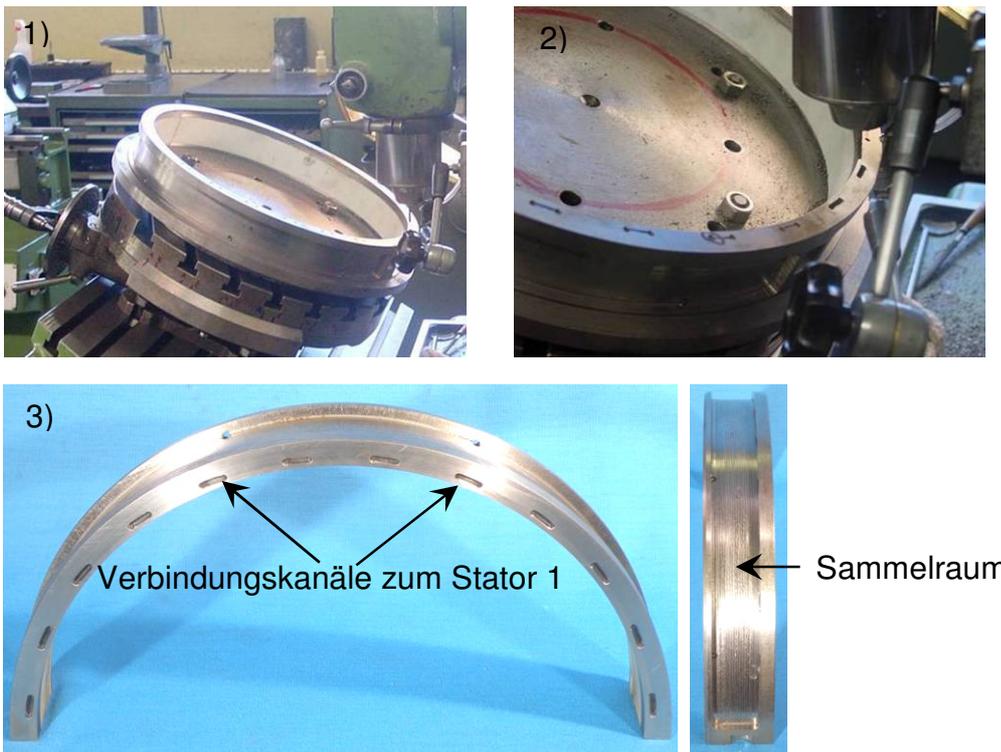
Auf diese Weise sollen im Fall eines Anstreifens der Rotorschaukeln schwere Beschädigungen der Beschauelung vermieden werden. Im Rahmen dieser Arbeit wird der Gehäusering über der ersten Rotorreihe für die Luftversorgung des Schaufelplenums der ersten Statorreihe verwendet. Im Bereich der ersten Rotorreihe sind bereits Bohrungen im Gehäuse aus einem Vorprojekt vorhanden, durch die zusätzliche Luft in den Axialverdichter geführt werden kann. Um eine möglichst

gleichmäßige Versorgung zu gewährleisten, sollen alle verfügbaren Bohrungen verwendet werden. Der modifizierte Rotor 1 Gehäuse ring ist in Abb. 6.10 dargestellt.



**Abbildung 6.10: Modifizierter Rotor1 Gehäuse ring**

In den Gehäuse ring wird ein Luftsammelraum eingebracht, in dem die Strömung beruhigt werden kann. Aus diesem Sammelraum können die Leitschaufeln durch Stichkanäle im Ring in axialer Richtung mit Luft versorgt werden. Die Fertigung des Rotor 1 Gehäuse rings wird in Abb. 6.11 gezeigt.

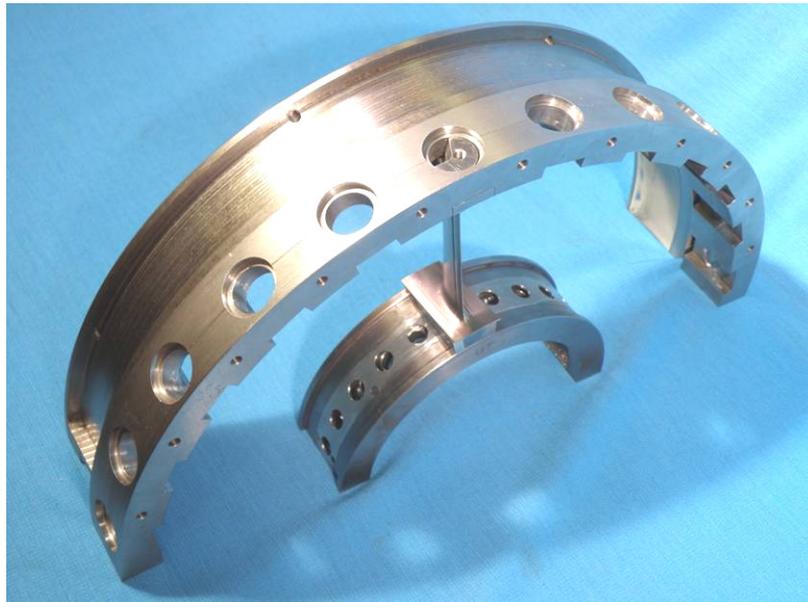
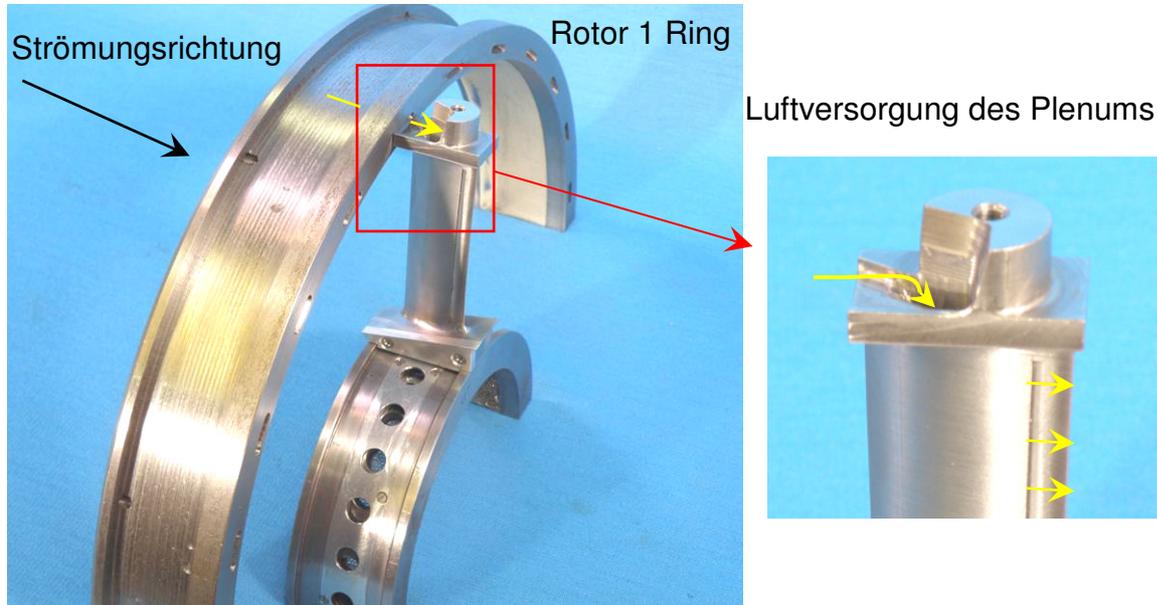


**Abbildung 6.11: Rotor 1 Gehäuse ring**

### 6.5. Einbauanordnung der neu gefertigten Teile

Die baulichen Vorgaben, die der Prüfstand vorgibt, können so genutzt werden, dass sich mit Änderungen am Versuchsträger selbst eine Massenstromausblasung im Bereich der

ersten Statorreihe realisieren lässt. Die fertigungstechnische Herausforderung konnte auf den am Institut zur Verfügung stehenden Maschinen und mit den verwendeten Materialien umgesetzt werden. In der Abb. 6.12 ist die Gesamtanordnung der neu gefertigten Teile dargestellt.



**Abbildung 6.12: Einbauanordnung der neu gefertigten Teile**

## 7. Sekundärluftsystem

Das Sekundärluftsystem dient zur Versorgung der aktiven Strömungsbeeinflussung durch Ausblasung an der Hinterkante der Strahlklappen-Schaufel der ersten Statorreihe. Ein entscheidendes Kriterium bei der Auslegung des Sekundärluftsystems ist der benötigte Luftmassenstrom. Die numerischen Untersuchungen in Kap. 3. zeigen, dass dieser zwischen 0,5% und 1,0% des Hauptmassenstroms betragen sollte, also maximal 80 g/s. Um eine ausreichende Reserve bereit zu halten, wird die Auslegung für einen Sekundärluftmassenstrom von 100 g/s durchgeführt. Am Eintritt in den Axialverdichter sollten diese Massenströme mit einem Überdruck zur Verfügung stehen. Um am Verdichtereintritt diesen Überdruck mit möglichst geringer Leistung zu erzielen, ist bei der Auslegung des Sekundärluftsystems darauf zu achten, die Druckverluste in der Rohrstrecke möglichst klein zu halten.

### 7.1. Aufbau des Sekundärluftsystems

Zur Versorgung der Strahlklappen-Schaufeln mit Sekundärluft wird ein modifizierter Rotor 1 Gehäusering eingesetzt. Der Gehäusering verfügt über zwei Luftsammel-taschen, die über seitliche Verbindungsstege mit dem Plenum der Strahlklappen-Schaufeln verbunden sind (Abb. 6.12). Zur Luftversorgung des Gehäuserings befinden sich 24 auf den Umfang verteilte Bohrungen mit Anschlüssen im Gehäuse. An diese werden 24 Schläuche angeschlossen, die aus einer Beruhigungskammer ihrerseits gleichmäßig mit Sekundärluft versorgt werden (Abb. 7.1 Bild 3). Innerhalb der Beruhigungskammer befinden sich zwei zueinander versetzte Streckgitter, so dass die Strömung vor Eintritt in die Schläuche vergleichmäßig wird. Da beim Anfahren des Verdichters in den ersten Stufen ein Unterdruck entsteht, wodurch ein unerwünschtes Ansaugen aus dem Sekundärluftsystem entstehen kann, wird vor der Beruhigungskammer eine Sicherheitsklappe eingebaut. Zur Bestimmung des Sekundärluftmassenstroms wird eine Rohrstrecke mit integrierter Venturidüse und Totaltemperatursonde verbaut (Abb. 7.1 Bild 2). Vor der Venturidüse ist ein Bypass zum Abblasen von überschüssiger Luft angeordnet. (Abb. 7.1 Bild 1). Ausgelegt wird das Sekundärluftsystem für einen maximalen Sekundärluftmassenstrom von 100 g/s. In Abb. 7.1 ist das Sekundärluftsystem dargestellt.

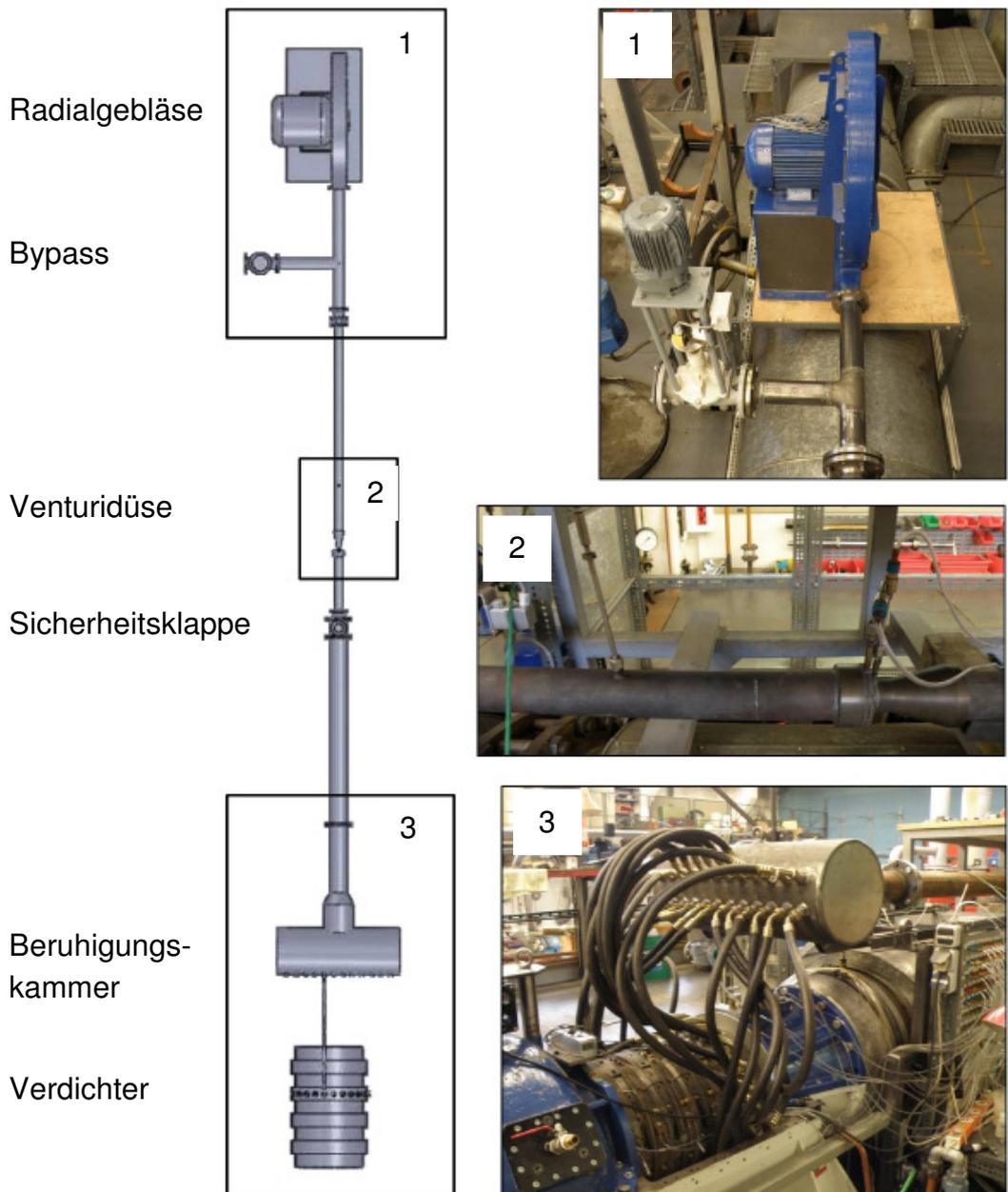
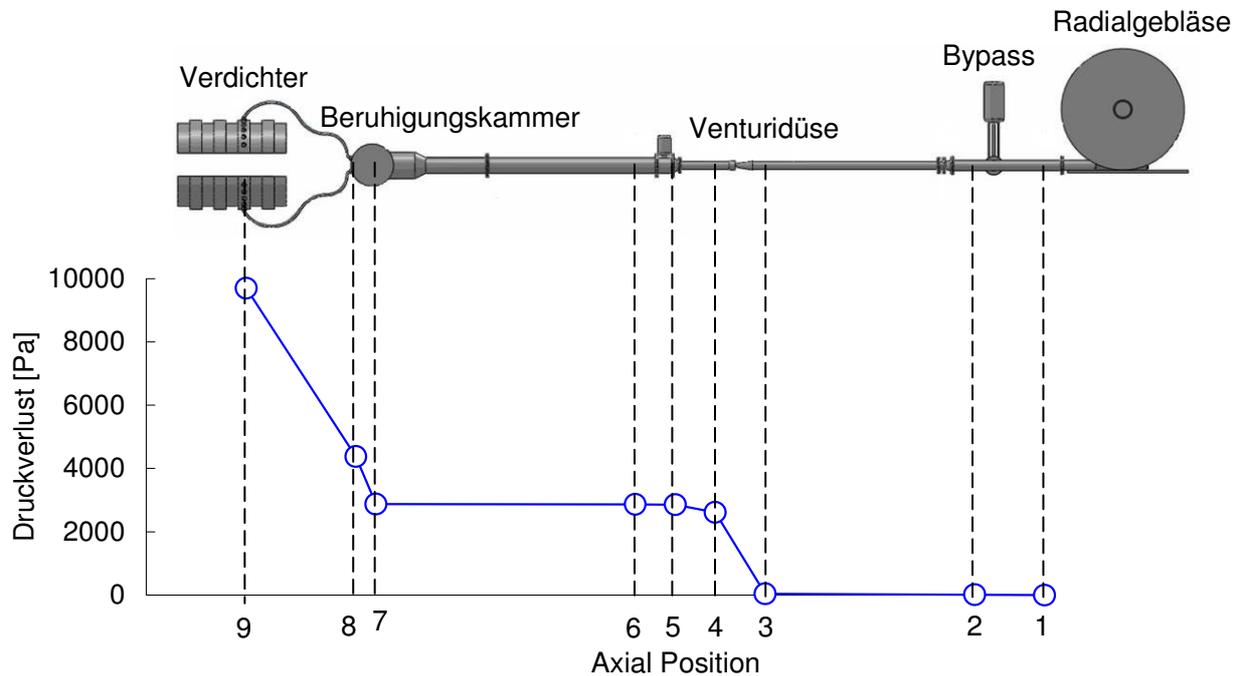


Abbildung 7.1: Aufbau des Sekundärluftsystems

## 7.2. Druckverlustberechnung des Sekundärluftsystems

Ziel ist es, die Druckverluste in der Rohrstrecke möglichst klein zu halten, um am Eintritt in den Verdichter Massenströme bei Überdruck mit möglichst geringer Leistung zur Verfügung zu stellen. Die Berechnung lieferte die Daten für die Auswahl einer geeigneten Luftversorgung für das Sekundärluftsystem. Die Druckverluste sind nach VDI Wärmeatlas (2006) und v. Böckh (2004) berechnet worden. Im Folgenden werden die Ergebnisse Beispielhaft bei einem Massenstrom von 80 g/s dargestellt. Anhand von neun Punkten innerhalb des Systems, an denen mit hohen Druckverlusten zu rechnen ist, wird der Gesamtdruckverlust berechnet. Die Berechnung des Gesamtdruckverlusts

ist in der Arbeit von Siemann (2008) gezeigt. Das Sekundärluftsystem mit den neun Berechnungspunkten ist in Abb. 7.2 dargestellt.



**Abbildung 7.2: Druckverlustberechnung für einen Massenstrom von 80 g/s**

Aus der Abb. 7.2 geht hervor, dass für einen Massenstrom von 80 g/s ein Druckverlust von etwa 97 mbar am Eintritt des Verdichters resultiert. Daher muss als Quelle des Sekundärluftsystems ein Verdichter dienen, der bei einem Massenstrom von 80 g/s mindestens einen Relativdruck von 100 mbar zu Verfügung stellt. Für die Versorgung des Sekundärluftsystems wird ein 5,5kW-Radial-Gebläse eingesetzt, der diese Anforderungen erfüllt. Zur Kontrolle der Berechnungen wird nach dem Zusammenbau eine Messung des stationären Drucks in der Beruhigungskammer durchgeführt. Der gemessene Druck entsprach bei einem Massenstrom von 80 g/s dem berechneten Druck. In der Tabelle 7.1 sind die Druckverluste mit den zugehörigen axialen Positionen zusammengestellt.

|   | Axial Position          | Gesamtdruckverlust [Pa] |
|---|-------------------------|-------------------------|
| 1 | Austritt Radialgebläse  | 0                       |
| 2 | Nach Bypass             | 16                      |
| 3 | Vor Venturidüse         | 45                      |
| 4 | Nach Venturidüse        | 2616                    |
| 5 | Vor Sicherheitsklappe   | 2859                    |
| 6 | Nach Sicherheitsklappe  | 2864                    |
| 7 | Mitte Beruhigungskammer | 2876                    |
| 8 | Nach Beruhigungskammer  | 4389                    |
| 9 | Vor Axialverdichter     | 9693                    |

**Tabelle 7.1: Druckverlustberechnung des Sekundärluftsystems**

## 8. Versuchsdurchführung

Die Zielsetzung der experimentellen Arbeit ist neben der Aufnahme des Verdichterkennfelds vor allem ein möglichst vollständiges Bild der Strömung hinter der Statorreihe 1 im Bereich der Kernströmung zu erhalten. Diese Zielsetzung führt zu folgendem Konzept für die einzusetzende Messtechnik. Die hierzu notwendigen Messverfahren und die jeweiligen Messorte sind in der Abb. 8.1 zusammengestellt.

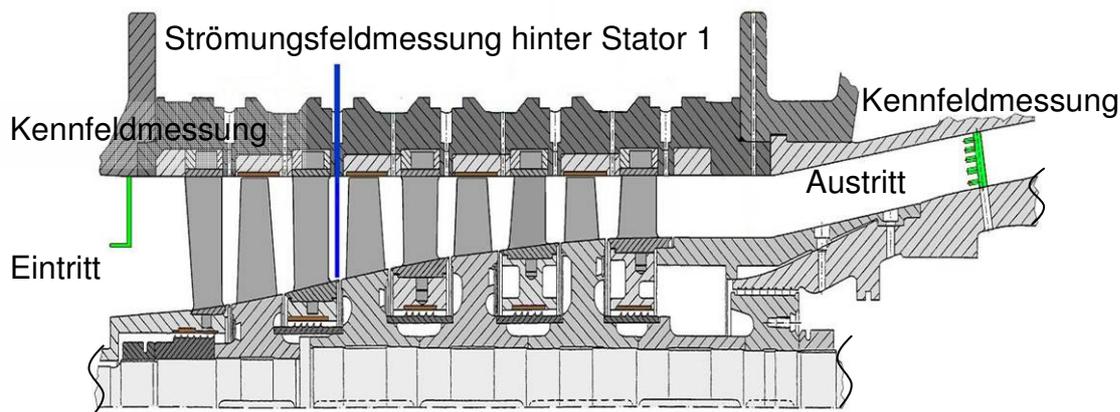


Abbildung 8.1: Messverfahren und Messstellen

Die experimentellen Untersuchungen haben folgenden Ablauf:

- 1) Kennfeldmessung des Verdichters
- 2) Aus dem Kennfeld wird der Betriebspunkt des besten Wirkungsgrades für die Nenndrehzahl („Aerodynamischer Design Punkt“ - ADP) ermittelt
- 3) Für den ADP wird das Strömungsfeld hinter Statorreihe 1 für zwei Konfigurationen (Referenz-Stator 1 mit 30 Schaufeln und Strahlklappen-Stator 1 mit 24 Schaufeln) detailliert vermessen

### 8.1. Messtechnik

Im Folgenden wird eine Übersicht über die wesentlichen Messtechniken gegeben.

#### 8.1.1. Drehzahlmessung

Die Drehzahlmessung erfolgt mittels induktiver Sensoren an der Antriebswelle. Auf der Antriebswelle ist eine Scheibe mit zwei Bunden montiert. Auf dem einen Bund befindet sich eine Nut und auf dem anderen befinden sich sechs auf den Umfang gleichmäßig

verteilte Nuten. Die auftretenden Drehzahlimpulse werden über den Zeitraum von einer Sekunde summiert und daraus die mittlere Drehzahl berechnet.

### 8.1.2. Massenstrommessung

Zur Messung des vom Verdichter angesaugten Volumenstroms wird eine Messblende nach DIN 1952 (1982) verwendet, siehe Abb. 8.2 (links). Diese ist in der Ansaugstrecke platziert. Die Bestimmung des Volumenstroms erfolgt über den an der Blende anliegenden Wirkdruck. Der Wirkdruck wird in zwei Ringkammern erfasst, die vor und hinter dem Blendenring liegen. Mit der in der Ansaugstrecke ermittelten Temperatur wird der Massenstrom bestimmt.

### 8.1.3. Ansaug- und Austrittsdrossel

Die Ansaugdrossel besteht aus zwei baugleichen Lochscheiben mit 15 mm Dicke aus Aluminium, siehe Abb. 8.2 (rechts). Ein Graphit-Gleitbelag zwischen den Lochscheiben ermöglicht die Verstellung während des Betriebs. Eine Vergleichmäßigung der Strömung wird durch ein direkt nachgeschaltetes Lochblech bewirkt. Die Verstellung erfolgt über einen Motor mit Schneckengetriebe und Schubstange am Außendurchmesser der Scheibe. Die Bestimmung der Position wird durch ein am Außenradius angebrachtes Linearpotentiometer vorgenommen. Die momentane Position wird über eine analoge Anzeige abgelesen.

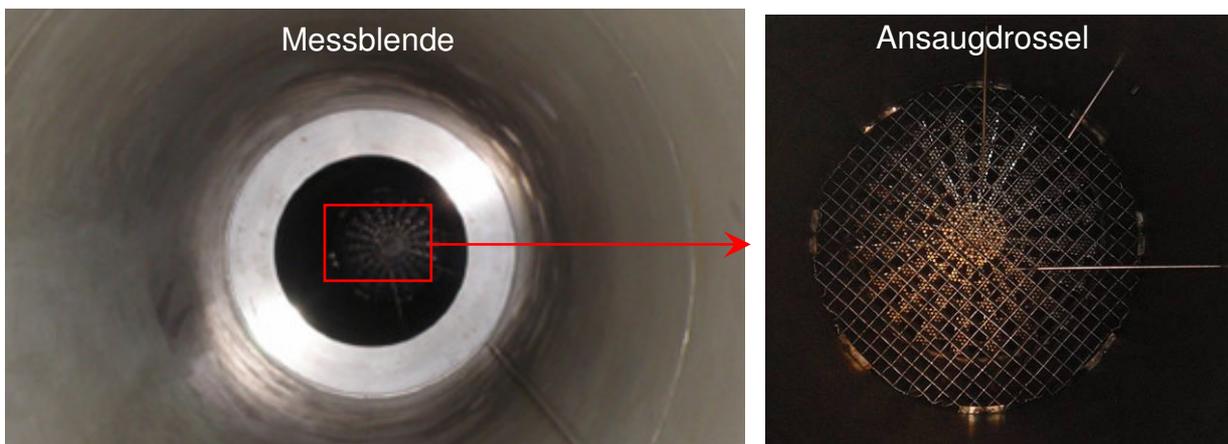


Abbildung 8.2: Messblende und Ansaugdrossel

Im Austritt des Verdichters befindet sich die Austrittsdrossel, siehe Abb. 8.3 (links). Es handelt sich hierbei um einen Drosselring, der mittels dreier Wellenspindeln, die mit einem Kettentrieb verbunden sind (Abb. 8.5), durch einen Schrittmotor verfahren werden kann. Durch das geringe Volumen zwischen Verdichter und Austrittsdrossel kann der Verdichter sehr stark angedrosselt bzw. bis zur Stallgrenze hinaus belastet werden, ohne dass sich Verdichterpumpen einstellt.

### 8.1.4. Messung der Strömungsgrößen am Eintritt

Am Verdichtereintritt werden der statische Druckverlauf und der Totaldruckverlauf in einer Umfangsposition mit einer fest installierten Prandtl-Sonde in der Kanalmitte gemessen, siehe Abb. 8.1. Die Messstelle für die Eintrittstemperatur befindet sich zu Beginn der Ansaugstrecke zwischen Ansaugdrossel und Messblende, siehe Abb. 8.2 (rechts). Es stehen hier drei Temperaturmessstellen zur Verfügung: Eine Totaltemperatursonde, ein Pt100-Widerstandsthermoelement und ein Schwingquarzsensord. Aus Totaldruck, statischem Druck und Temperatur können die isentrope Machzahl nach Gl. 3.19, die Schallgeschwindigkeit

$$a = \sqrt{\kappa R T_{\text{stat}}} \quad (8.1)$$

und somit auch die Anströmgeschwindigkeit

$$c = Ma_{\text{is}} a \quad (8.2)$$

abgeleitet werden.

### 8.1.5. Sondenmessung im Austritt und im Axialspalt

Am Verdichteraustritt sind zwei Kämmen im Austrittsdiffusor installiert, siehe Abb. 8.3. Diese erfassen den Totaldruck und die Totaltemperatur in fünf radialen Positionen und sind an der Oberseite des Verdichters in zwei Umfangspositionen angeordnet. Die Kämmen sind so angeordnet, dass die Messstellen für Temperatur und Druck alternieren. Somit liegt ein Totaldruck- und Totaltemperaturprofil über die Kanalhöhe vor.

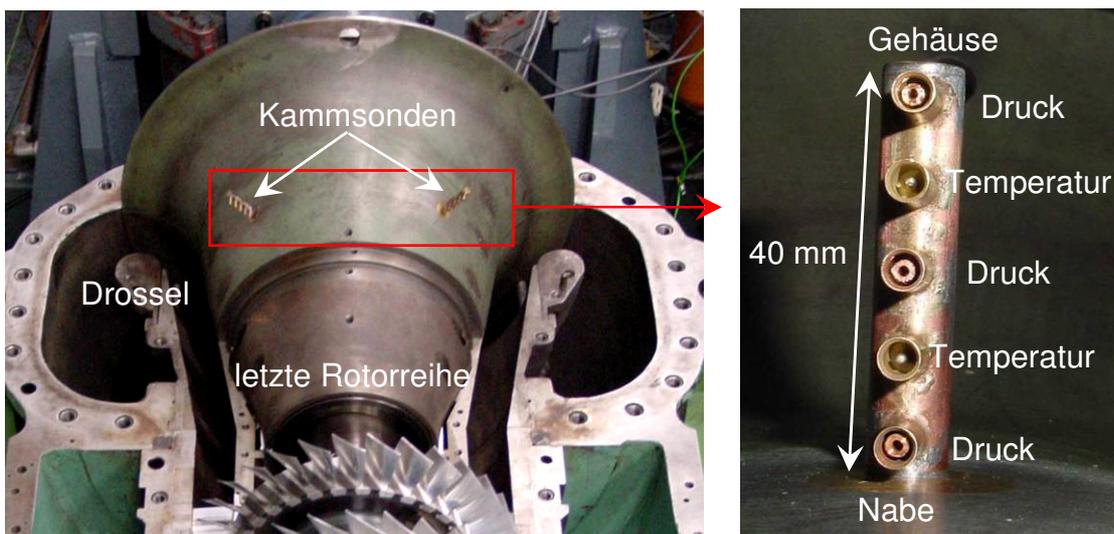
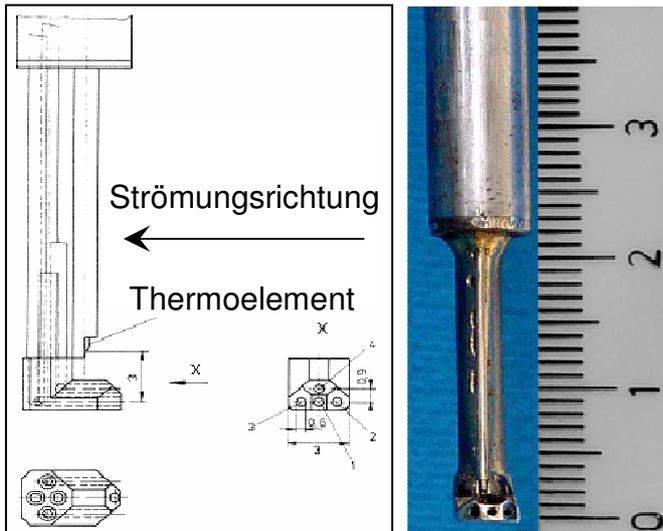


Abbildung 8.3: Messstellen der Austrittskämme

Zur stationären Vermessung des Strömungsfeldes im Axialspalt wurde eine Vierloch-Vektorsonde mit einem integrierten Thermoelement, deren Sondenkopf mit einen

Durchmesser von 3 mm zur Minimierung des Schafteinflusses ausgeführt wurde, eingesetzt. In Abb. 8. 4 ist die Sonde dargestellt. Die Kalibrierung der Sonde erfolgt in einem Freistrah. Eine ausführliche Beschreibung der grundsätzlichen Vorgehensweise bei der Kalibrierung findet sich bei Fischer (2005) und Braun (2008). Bei der Kalibrierung wird die Zuströmmachzahl in den Grenzen variiert, die an den jeweiligen Einsatzbereich der Sonde angepasst sind. Anschließend erfolgt die Approximation der aufgenommenen Kennfelder durch ein reelles dreidimensionales Polynom nach der Methode der kleinsten Fehlerquadrate.



**Abbildung 8.4: Vektorsonde zur Strömungsfeldmessung**

Durch diese Vorgehensweise ist es möglich, die Strömungsgrößen während einer Messung direkt zu bestimmen und die Sonde in der Strömung auszurichten. Dazu wird die Abweichung zwischen dem Strömungswinkel und dem Winkel der Achse des Sondenkopfes berechnet. Beim schrittweise radialen Verfahren ist durch das Nachdrehen der Sonde sichergestellt, dass die Zuströmung fast immer zentral in ihrem Messkegel liegt. Zusätzlich kann in Fall einer Anströmung außerhalb des Kalibrierbereichs die Winkelstellung korrigiert werden.

Die Abb. 8.1 zeigt die Lage der Messebene im Axialspalt hinter Statorreihe 1. Diese ist mit dem Mittelpunkt des Sondenschaftes identisch. Im Axialspalt wird über eine radial-periphere Traversierung das zweidimensionale Strömungsfeld abgetastet. Da die Feldmessung sehr zeitaufwendig ist, ist die Dichte der Messmatrix beschränkt. Deshalb wurde die Datenerfassung zur Reduzierung der Messzeiten automatisiert. Die Sonde ist in einer Verstellvorrichtung montiert, die die radiale Traversierung und das Drehen der Sonden rechnergesteuert durchführt. Infolge der Aufgabenstellung mit der Vierloch-Vektorsonde ist eine feine Auflösung in radial-peripherer Richtung gewählt. Die feine Auflösung resultiert aus der Forderung die Unterschiede zwischen den beiden Stator Konfigurationen (Referenz- und Strahlklappen-Stator) möglichst gut aufzulösen.

## 8.2. Durchführung der experimentellen Untersuchungen

Abbildung 8.5 zeigt den zusammengebauten Zustand mit Sekundärluftsystem für die Luftversorgung der Strahlklappen-Schaukel und installierter Messtechnik. Parallel zu den Montagearbeiten am Verdichter wird das Sekundärluftsystem ausgiebigen Tests unterzogen (Boxberger 2009). Nach der Prüfung der einwandfreien Funktion der Verdichter-Gesamtanlage erfolgt die Inbetriebnahme.

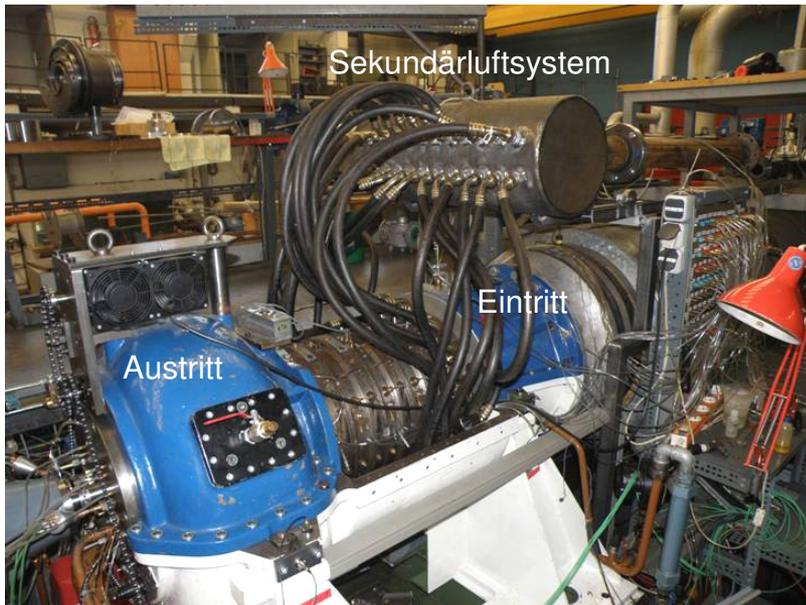


Abbildung 8.5: Versuchsverdichter im zusammengebauten Zustand

### 8.2.1. Kennfeldmessung

Eine erste, von Walkenhorst (2000) durchgeführte Vermessung des Verdichters zeigte, dass der Massendurchsatz und das Druckverhältnis bei der Nenndrehzahl von  $18000 \text{ min}^{-1}$  um ca. 5% über den durch die Auslegungsrechnung errechneten Werte liegt und dass die Kenndaten der Maschine bei etwas geringeren Drehzahlen  $17100 \text{ min}^{-1}$ , eher den Auslegungsdaten entsprechen. Im Weiteren wird die Drehzahl bei  $17100 \text{ min}^{-1}$  als Nenndrehzahl bezeichnet.

Einen guten Überblick über die Charakteristik und den Arbeitsbereich des vierstufigen Axialverdichters gewinnt man aus dem Kennfeld der Maschine. Bei der Auswahl der einzustellenden Drehzahlverhältnisse ist der Bereich der kritischen Drehzahl von den Untersuchungen ausgelassen. Die Festlegung der Drehzahlverhältnisse erfolgt deshalb in den Abstufungen 60%, 85%, 95% und 100% der Nenndrehzahl, siehe Tab. 8.1. Da die Eintrittszustände an den Versuchstagen variieren, wird die tatsächliche Drehzahl unter Beachtung der Mach'schen Ähnlichkeit jeweils so eingestellt, dass die auf einheitlichen Referenzzustand ( $T_{\text{norm}}=288,15 \text{ K}$  und  $p_{\text{norm}}=101,325 \text{ kPa}$ ) bezogene reduzierte Größe konstant bleibt. Entsprechend muss für einen Vergleich von

Betriebspunkten konstanten Durchflusses der gemessene Massenstrom in eine reduzierte Größe umgerechnet werden:

$$\text{reduzierte Drehzahl} \quad n_{\text{red}} = n \sqrt{\frac{T_{\text{norm}}}{T_{\text{tot, ein}}}} \quad (8.3)$$

$$\text{reduzierter Massenstrom} \quad \dot{m}_{\text{red}} = \dot{m} \frac{p_{\text{norm}}}{p_{\text{tot, ein}}} \sqrt{\frac{T_{\text{tot, ein}}}{T_{\text{norm}}}} \quad (8.4)$$

$$\text{reduzierter Totaldruck} \quad p_{\text{tot, red}} = p_{\text{tot}} \frac{p_{\text{norm}}}{p_{\text{tot, ein}}} \quad (8.5)$$

In der Tab. 8.1 sind die Drehzahlen im Kennfeld zusammengefasst.

| reduzierte Drehzahl $n_{\text{red}}$ [ $\text{min}^{-1}$ ] | Drehzahlverhältnis $n_{\text{red}}/n_{\text{nenn red}}$ [%] |
|--|---|
| 17100  | 100   |
| 16245  | 95  |
| 14535  | 85  |
| 10260  | 60  |

**Tabelle: 8.1: Drehzahlen im Kennfeld**

Das Kennfeld ist in Abb. 8.6 dargestellt. Zur Bestimmung von Totaldruckverhältnis und isentropem Wirkungsgrad werden die Messungen mit dem Prandtl-Rohr im Eintritt und den Kämmen im Austrittsdiffusor verwendet, siehe Abb. 8.1. Das Totaldruckverhältnis wird aus den massengewichtet gemittelten Totaldrücken im Ein- und Austritt des Verdichters nach folgender Gleichung berechnet:

$$\text{Totaldruckverhältnis} \quad \Pi_{\text{tot}} = \frac{\bar{p}_{\text{tot, aus}}}{\bar{p}_{\text{tot, ein}}} \quad (8.6)$$

Der isentrope Wirkungsgrad berechnet sich aus dem Verhältnis der Enthalpiedifferenz zwischen Austritt und Eintritt bei isentroper Verdichtung zu der realen Enthalpiedifferenz zwischen Austritt und Eintritt:

$$\text{isentroper Wirkungsgrad} \quad \eta_{\text{is}} = \frac{\bar{h}_{\text{is, aus}} - \bar{h}_{\text{ein}}}{h_{\text{aus}} - h_{\text{ein}}} \quad (8.7)$$

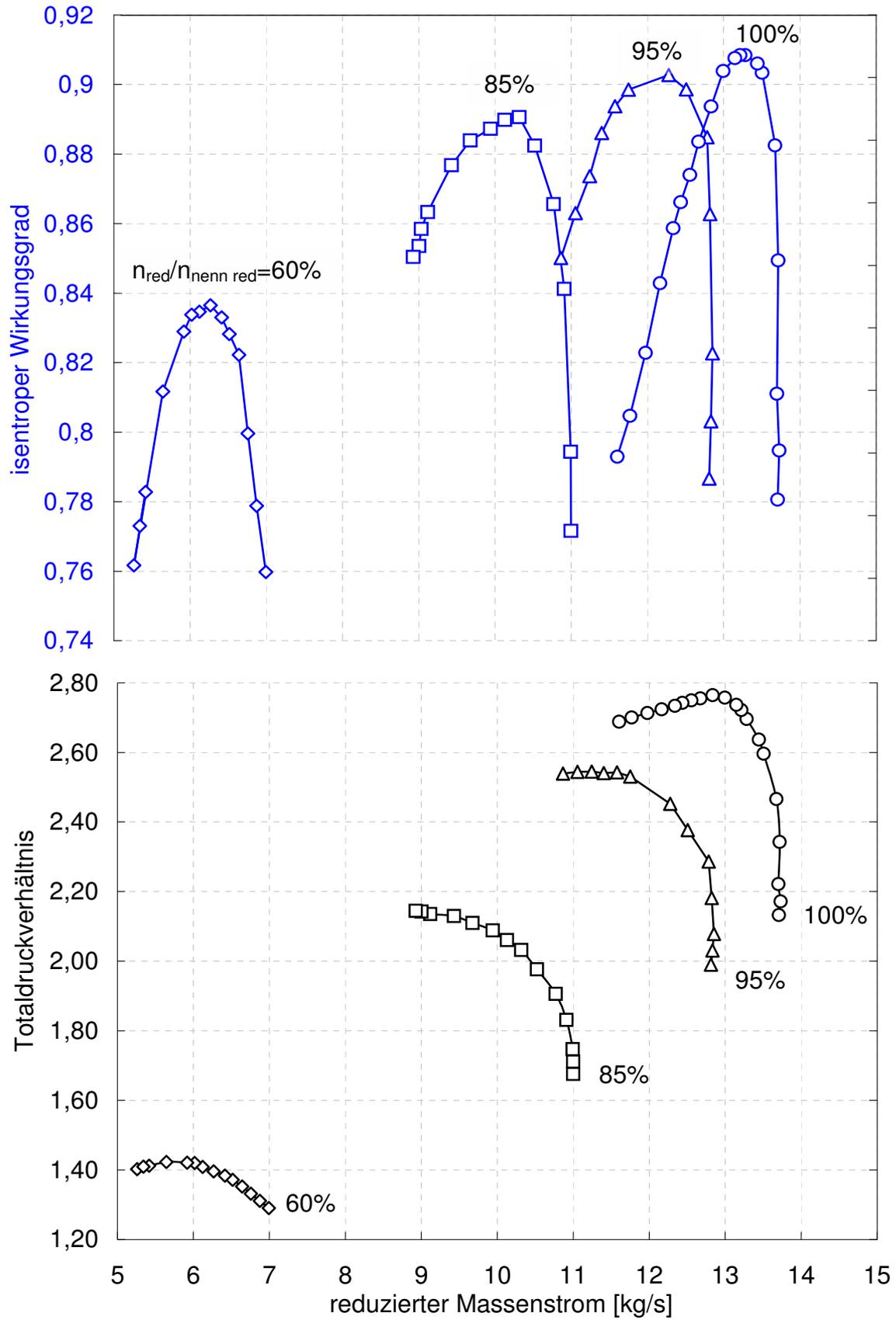


Abbildung 8.6: Kennfeld des Versuchsverdichters für die Referenzkonfiguration

Bei der Betrachtung des Kennfeldes ist zu erkennen, dass der Betriebspunkt „bester Wirkungsgrad“ bei Nenndrehzahl erreicht wird. Dieser Punkt wird als „Aerodynamischer Design Punkt“ (ADP) bezeichnet. In Abb. 8.7 ist die Kennlinie bei Nenndrehzahl gezeigt. Im ADP beträgt der isentrope Wirkungsgrad 90,7% bei einem reduzierten Massenstrom von 13,2 kg/s und einem Totaldruckverhältnis von 2,72. Für den Nachweis der Funktionsfähigkeit der Strahlklappe werden die experimentellen Untersuchungen im ADP durchgeführt. Für die Messungen steht dabei der Einfluss der Ausblasung auf die Umlenkung im Mittelpunkt. Ziel ist bei reduzierter Schaufelzahl den gleichen Abströmwinkel wie in der Referenzkonfiguration einzustellen.

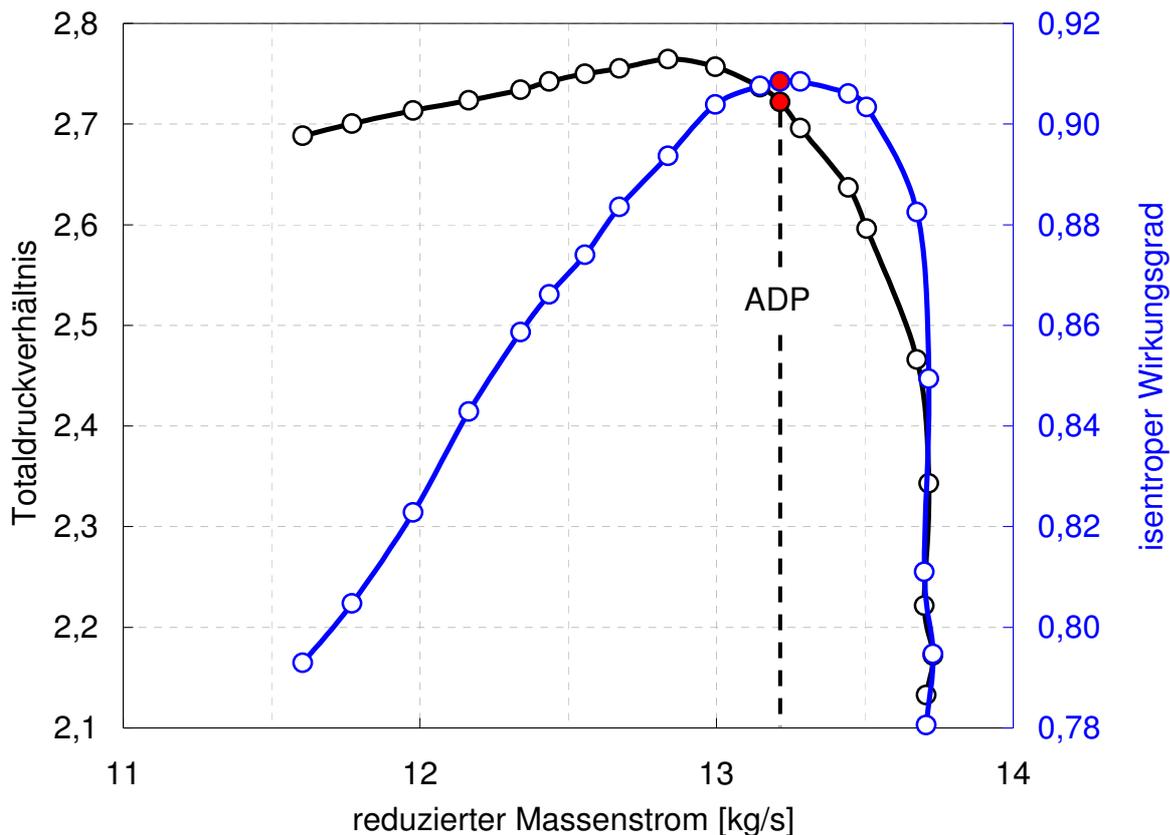


Abbildung 8.7: Kennlinie bei Nenndrehzahl  $n_{red}=17100 \text{ min}^{-1}$

### 8.2.2. Strömungsfeldmessung

Die in diesem Abschnitt diskutierten Messergebnisse von Strömungsfeldmessungen werden hinter dem Stator 1 mittels einer Vierloch-Vektorsonde im ADP sowohl für die Referenz, als auch für die Strahlklappe aufgenommen. Die Ausblasrate der Strahlklappe beträgt  $m_{fr} = 0,5\%$ . Eine Abtastmatrix mit einer Auflösung von  $15 \times 15$  äquidistant angeordneten Punkten kommt zur Anwendung. Im Folgenden werden die Totaldruck- und Abströmwinkelverteilungen in dieser Messebene über jeweils eine Schaufelteilung vorgestellt. Die relative Kanalhöhe geht für alle Darstellungen von 10% an der Nabe bis 90% am Gehäuse. Die wandnahen Bereiche ( $<10\%$  und  $>90\%$ ) werden in den Abbildungen nicht dargestellt. In Wandnähe wird durch das Einbringen der Sonde in den

Strömungskanal dieser zum Teil versperrt, was ein Ansteigen der Geschwindigkeit zur Folge hat. Dies wiederum bewirkt ein Absinken des statischen Drucks. Die Beschleunigung kann bewirken, dass existierende Schwankungen der Strömungswinkel unerwünscht abgeschwächt werden. Die Versperrung bewirkt somit eine Verfälschung der zu messenden Verhältnisse. Bubolz (2005) untersuchte systematisch und umfassend die Wechselwirkung der gemessenen Strömung mit pneumatischen Sonden in Axialverdichtern. Abbildung 8.8 stellt schematisch zwei solcher Sondenphänomene in Wandnähe dar: Bei 1) ist die Düsenwirkung zwischen Wand und Sondenkopf und bei 2) die Ausbildung einer Wirbelwalze (Hufeisenwirbel) am Sondenschaft dargestellt.

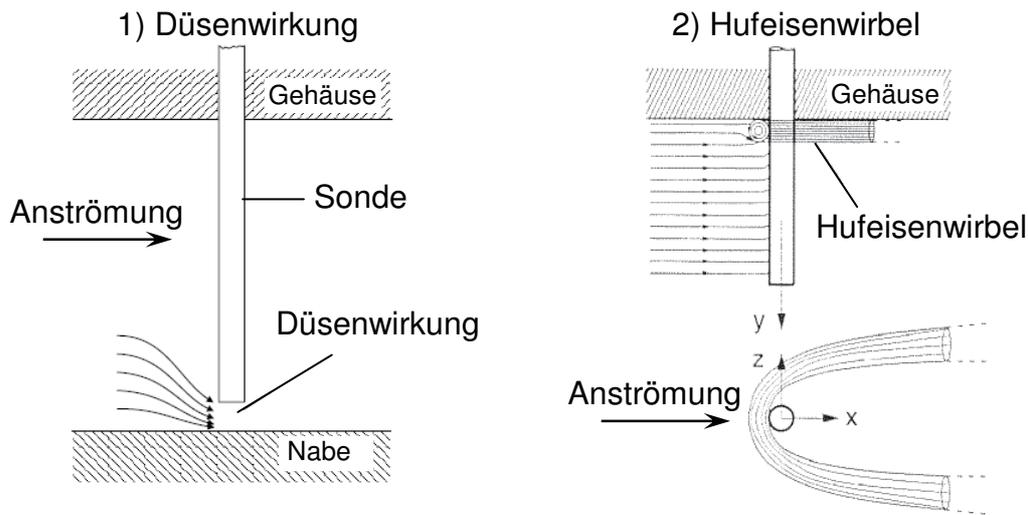


Abbildung 8.8: Wandnahe Versperrungen der Sonde

Trotz der o.g. Effekte der Messtechnik zeigt Kap. 8. eine gute Übereinstimmung von gemessener und berechneter Strömung im ADP. In der Abb. 8.9 ist die Verteilung des Totaldrucks für die Referenz (links) und für die Strahlklappe (rechts) abgebildet.

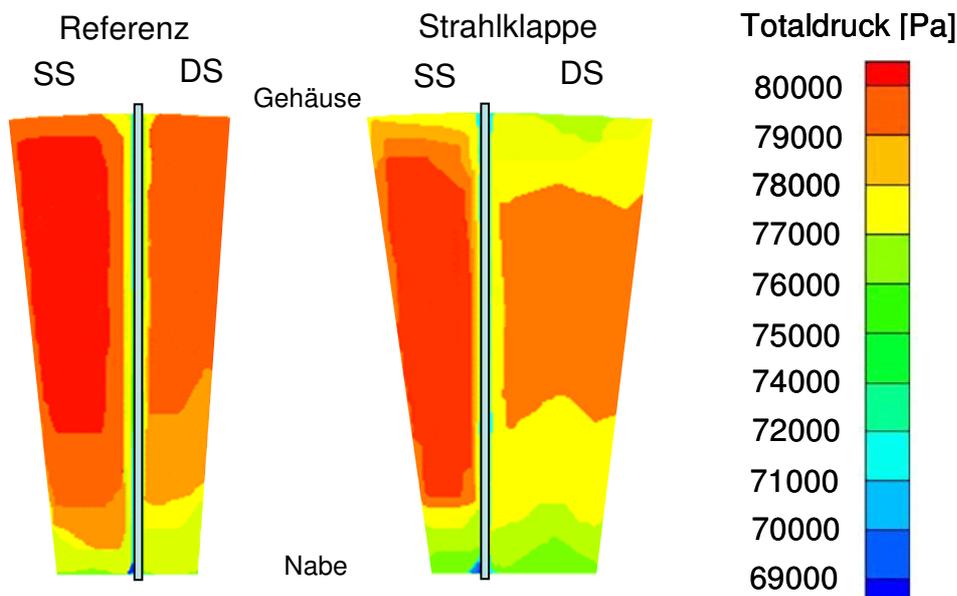
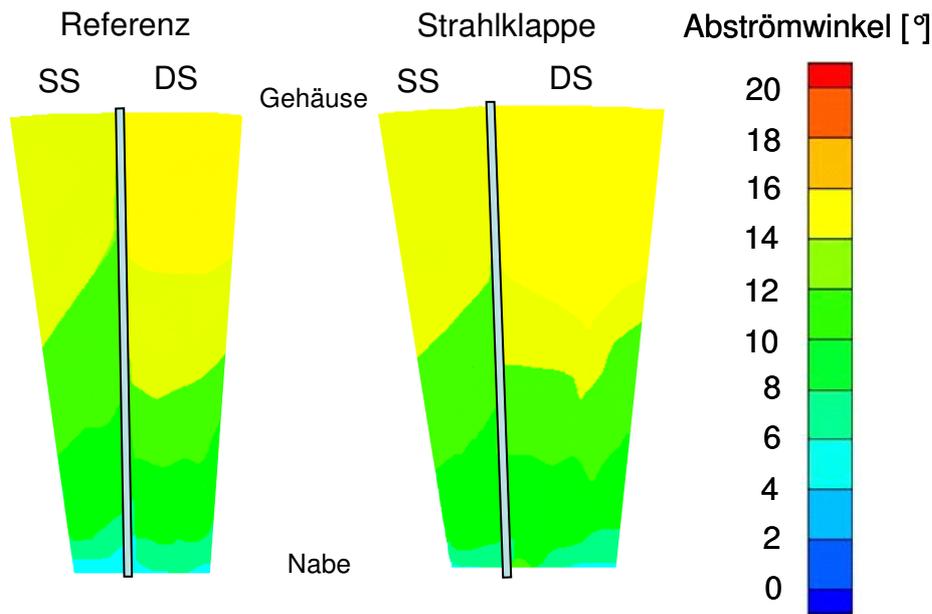


Abbildung 8.9: Totaldruckverteilung hinter Stator 1

Die Abbildung zeigt, dass der Totaldruck der Referenz-Schaukel über die Kanalhöhe für die Saug- und Druckseite etwas höher ist als die der Strahlklappen-Schaukel. Die Strukturen der Druckfelder passen gut zusammen. Bei beiden Konfigurationen ist an der Nabe ein Gebiet mit sehr niedrigem Totaldruck zu erkennen. Das Minimum liegt auf der Saugseite im Bereich der Hinterkante und könnte auf eine Eckenablösung hindeuten.

In der Abb. 8.10 ist die dazugehörige Abströmwinkelverteilung dargestellt. Die Abströmwinkelverteilung weist für beide Konfigurationen eine Mehrumlenkung in Richtung der Nabe und eine Minderumlenkung in Richtung des Gehäuses auf.



**Abbildung 8.10: Abströmwinkelverteilung hinter Stator 1**

In Abb. 8.11 ist der Verlauf des Abströmwinkels im Bereich der Kanalmitte über eine Schaufelteilung abgebildet. In beiden Konfigurationen findet man eine für das Nachlaufgebiet charakteristische Verteilung. Im Dellengebiet weicht der Strömungswinkel beträchtlich von seinem Mittelwert ab. Die Mehrumlenkung im saugseitigen Bereich und die Minderumlenkung im druckseitigen Bereich der Nachlaufdelle ist darauf zurückzuführen, dass ein Transport energiereicher Fluidteilchen aus den Randbereichen der Kernströmung in die Delle stattfindet. Da sich mit zunehmender Entfernung von der Schaufelhinterkante der Geschwindigkeits- und damit der Massenstromdefekt ausgleicht, sind die Winkeländerungen im Nachlaufgebiet stark von der Länge der Ausgleichsstrecke abhängig. Der Durchgang durch den Dellenbereich des Stators 1 erfolgt in der Darstellung von der Saug- in Richtung der Druckseite. Auf der Saugseite ist die Übereinstimmung des Abströmwinkels gut. Im Bereich der Nachlaufdelle und auf der Druckseite treten Abweichungen auf, die innerhalb der Messungenauigkeit liegen. Die Messungenauigkeit wird durch den 95%-Vertrauensbereich (Imetovski 2008) in Form der Balken in der Abbildung wiedergegeben.

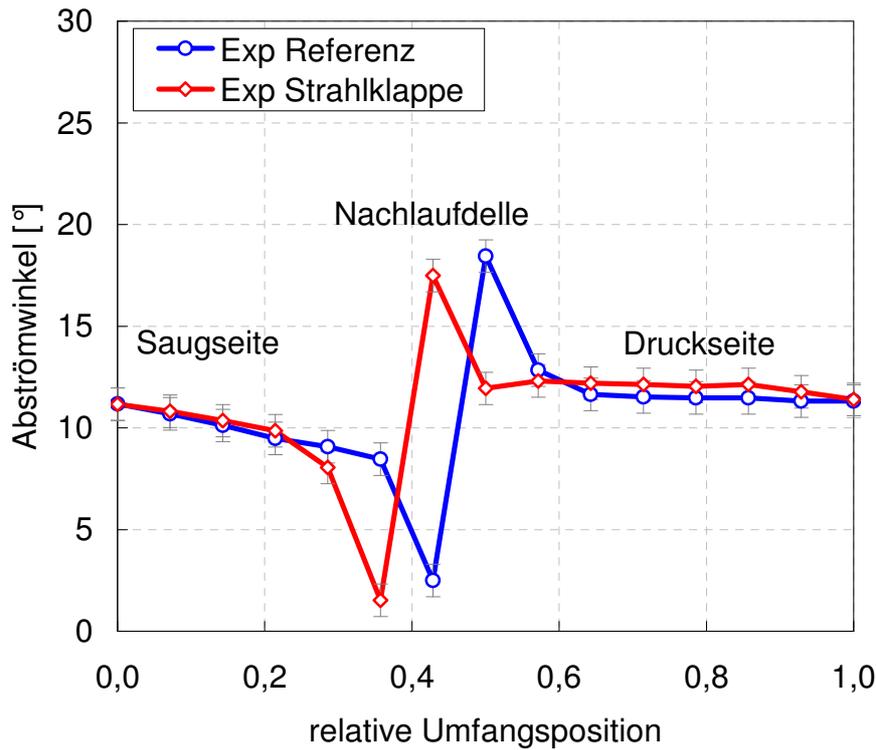


Abbildung 8.11: Winkelverlauf über die Umfangsposition in Kanalmitte mit 95%-Vertrauensbereich

### 8.2.3. Umfangsgemittelte Größen

Um die Auswirkungen der durch die Strahlklappe geänderten Strömungsführung in der Austrittsebene des Stator 1 zu quantifizieren, ist es notwendig, die Strömungsgrößen in Umfangsrichtung zu bestimmen. Der massenstromgewichtete Mittelwert einer Größe über eine gesamte Teilung berechnet sich zu

$$\bar{X} = \frac{\sum_{i=1}^k \sum_{j=1}^l X(r_i, \phi_j) \dot{m}(r_i, \phi_j)}{\sum_{i=1}^k \sum_{j=1}^l \dot{m}(r_i, \phi_j)} \quad (8.8)$$

Die Methodik zur massenstromgewichteten Umfangsmittelung beruht auf der Impulserhaltung der Axialgeschwindigkeit. Zur Darstellung radialer Verteilungen einer Strömungsgröße wird diese massenstromgewichteten umfangsgemittelt. Die Mittelung für einen Radius  $r_i$  berechnet sich zu

$$\bar{X} = \frac{\sum_{j=1}^l X(r_i, \phi_j) \dot{m}(r_i, \phi_j)}{\sum_{j=1}^l \dot{m}(r_i, \phi_j)} \quad (8.9)$$

Der radiale Verlauf des Abströmwinkels ist in der Abb. 8.12 aufgetragen. Die Winkelverläufe beider Konfigurationen stimmen gut überein. Die auftretenden Abweichungen liegen im Bereich der Messungenauigkeit. Die Darstellung zeigt, dass die Strahlklappen-Schaufel mit Ausblasung wie beabsichtigt funktioniert, denn durch den Einsatz der Strahlklappe wird bei einer Ausblasrate von  $m_{fr} = 0,5\%$  die Umlenkung der Referenz-Schaufel im ADP mit reduzierter Schaufelzahl erreicht. Damit ist das angestrebte Auslegungsziel der Strahlklappen-Schaufel erfüllt.

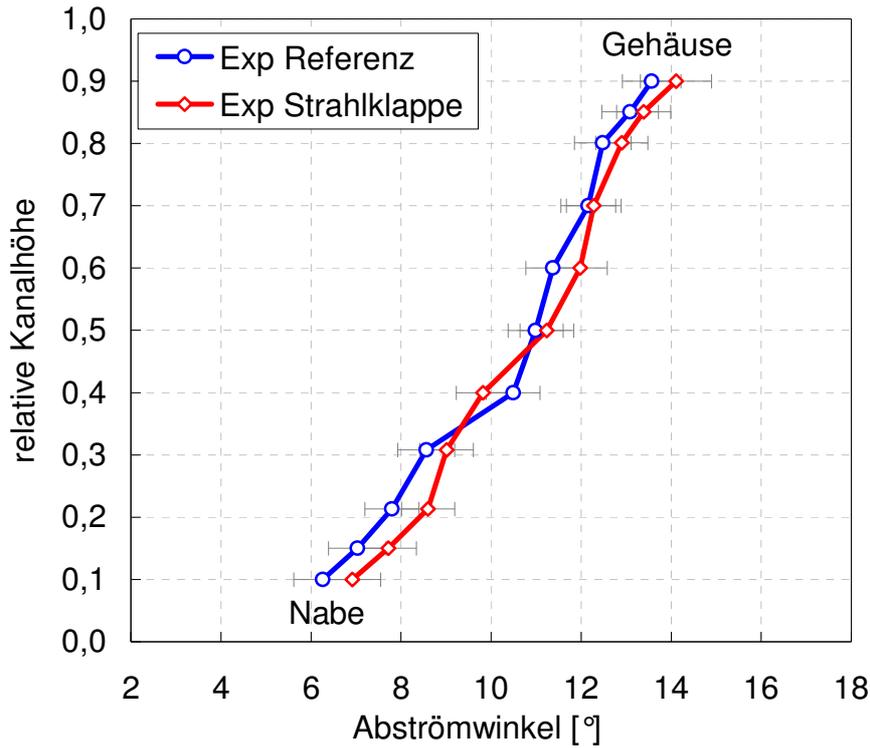


Abbildung 8.12: Radiale Abströmwinkelverteilung hinter Stator 1 mit 95%-Vertrauensbereich

## 9. Vergleich von Experiment und CFD-Berechnung

Im Folgenden werden die experimentellen Ergebnisse mit den CFD-Berechnungen für den Betriebspunkt ADP verglichen. Gegenübergestellt werden der Wirkungsgrad, die Totaldruck- und Abströmwinkelverteilung.

Der Wirkungsgrad ist in der Abb. 9.1 dargestellt. Die Abbildung zeigt die prozentualen Abweichungen vom Wirkungsgrad und Totaldruckverhältnis bezogen auf die experimentell vermessene Referenzkonfiguration. Die beiden experimentellen Werte liegen im Bereich der Messungenauigkeit. Die CFD Ergebnisse haben im Vergleich zum Experiment eine um ca. 0,4 % besseren Wirkungsgrad bei einem um 0,4% größerem Totaldruckverhältnis, liegen aber innerhalb der Messungenauigkeit. Die Abweichungen zwischen Experiment und CFD können in der CFD Modellierung begründet sein. Das CFD Modell ist ohne Kavitäten, ohne Fillettradien und ohne Transition berechnet. Die fehlende Modellierung dieser Punkte könnte den besseren Wirkungsgrad bei einem besseren Druckaufbau erklären.

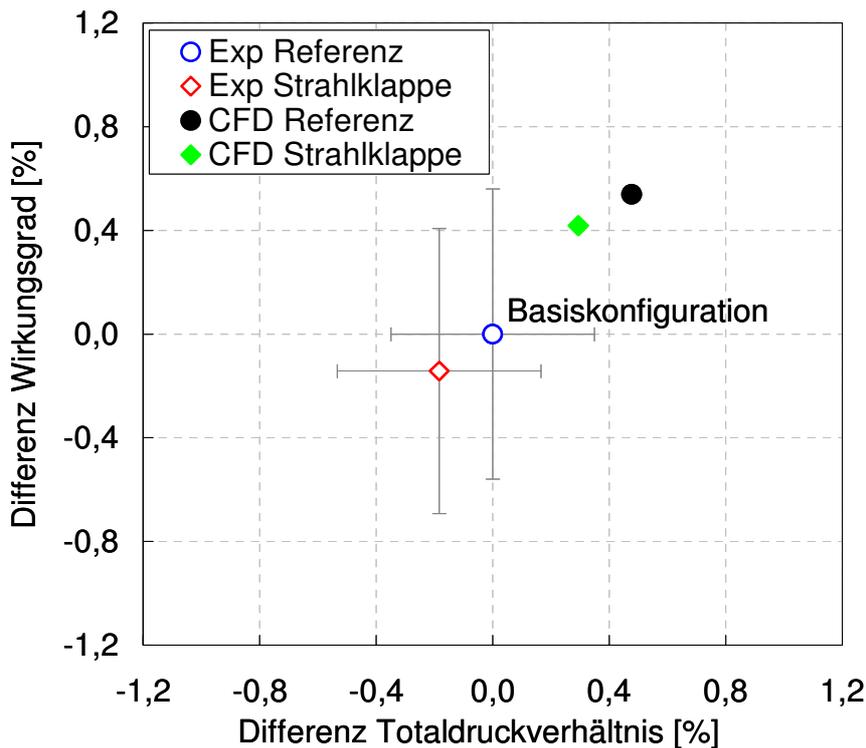


Abbildung 9.1: Betriebspunkt ADP mit 95%-Vertrauensbereich

Abbildung 9.2 zeigt die Totaldruckverteilung. Die CFD-Rechnung gibt die Messung gut wieder. Abweichungen treten im Bereich der Randzonen an Nabe und Gehäuse auf. In der CFD-Rechnung zeigt die Strahlklappen-Schaufel hier besonders Bereiche mit sehr niedrigem Totaldruckniveau und damit größeren Verlusten im Vergleich zur Referenz-Schaufel. Die Verluste deuten auf eine beidseitige Eckenablösung im Bereich der saug-

seitigen Hinterkante. Der Vergleich zur Messung kann aufgrund der fehlenden Grenzschichtmessung an den Seitenwänden nicht durchgeführt werden. Aber die Tendenz der CFD-Rechnung zu höheren Verlusten an den Seitenwänden ist in der Messung ebenfalls erkennbar.

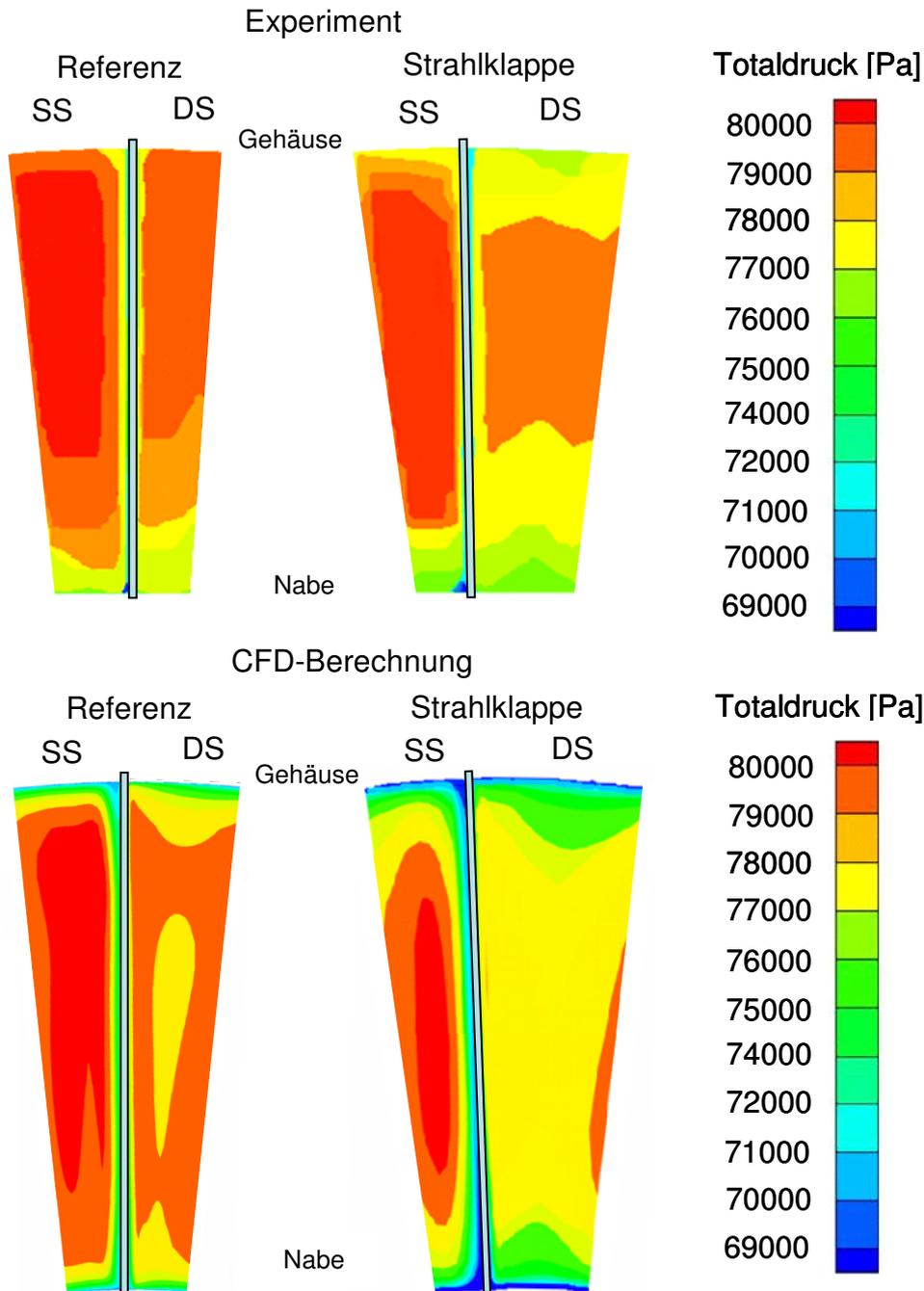
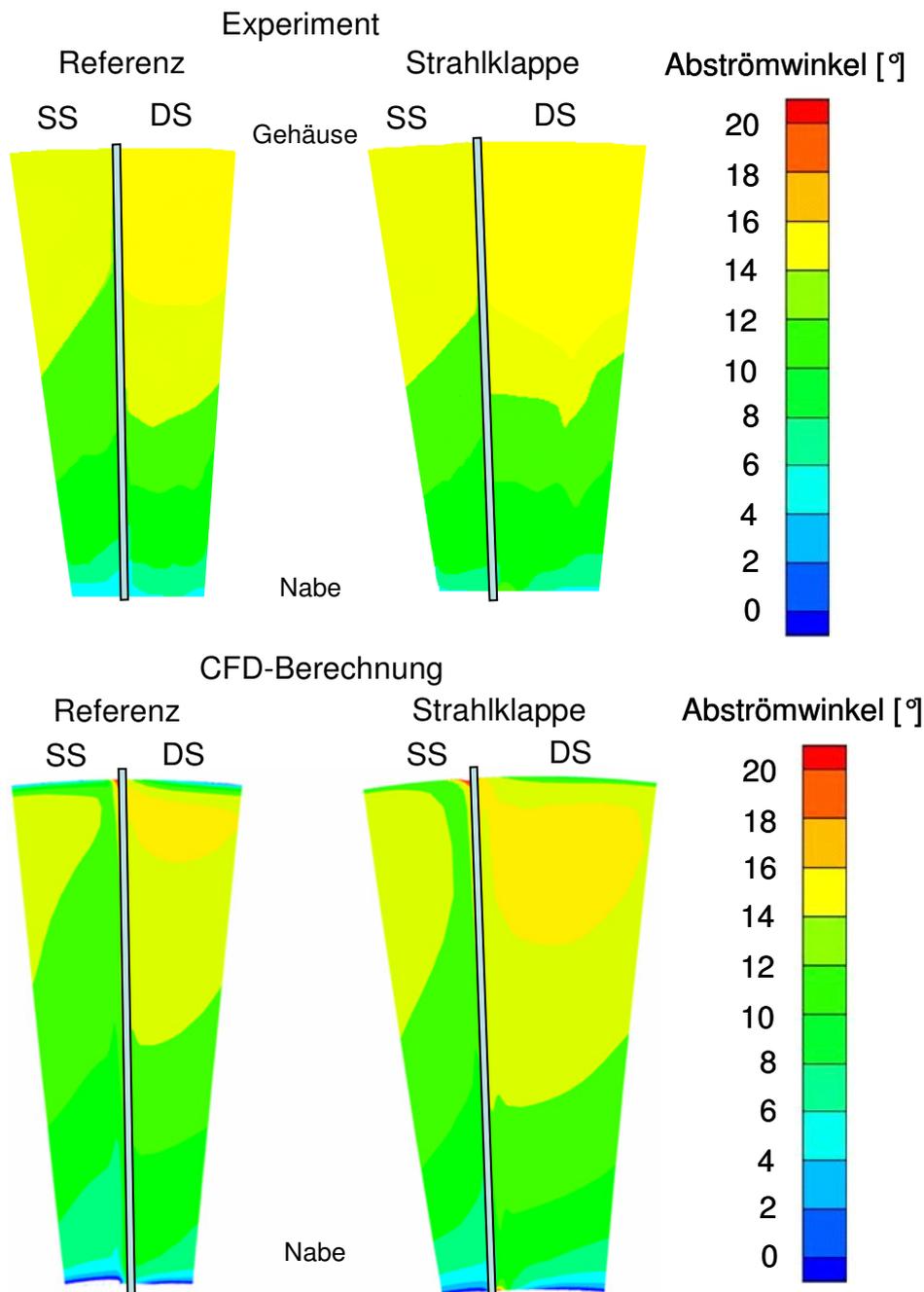


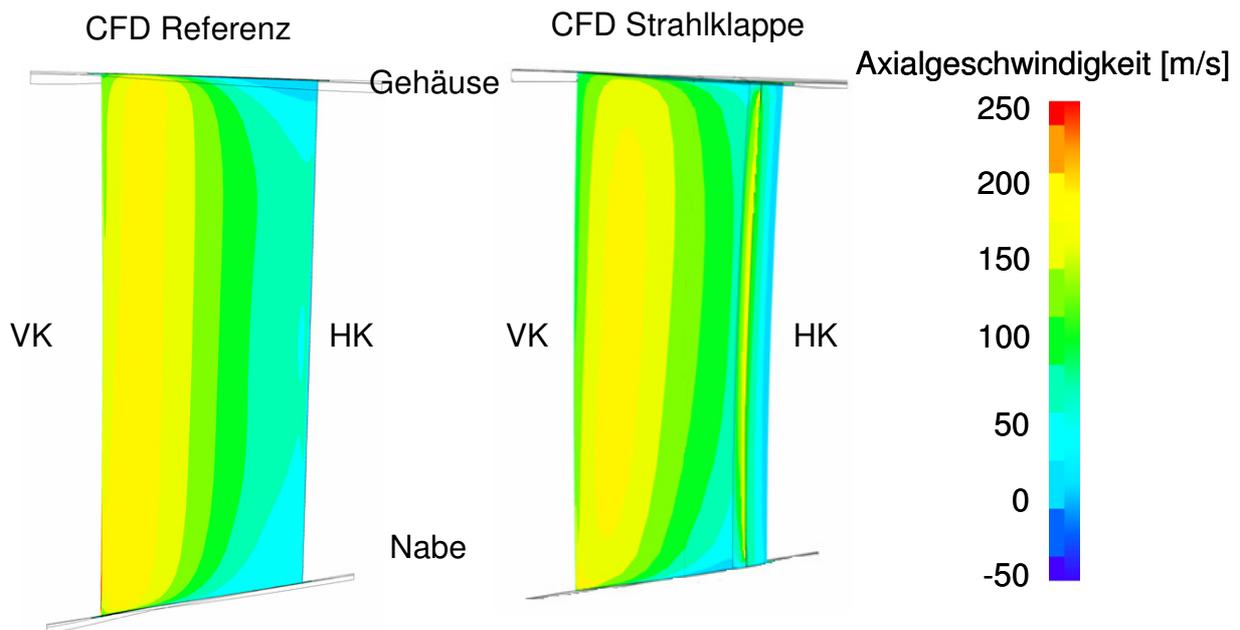
Abbildung 9.2: Totaldruckverteilung hinter Statorreihe 1

Die Abströmwinkelverteilung ist in Abb. 9.3 gezeigt. Die CFD-Rechnung kann die Messung gut abbilden. Die deutlichen Unterschiede zwischen der Referenz und der Strahlklappe im Totaldruck an den Seitenwänden sind im Abströmwinkel abgeschwächt wieder zu erkennen. Die höheren Verluste führen zu einer Minderumlenkung.



**Abbildung 9.3: Abströmwinkelverteilung hinter Statorreihe 1**

Um die Randzonen aus der CFD-Rechnung besser zu analysieren, werden für beide Konfigurationen die Axialgeschwindigkeit und die Stromlinien auf der Profilsaugseite dargestellt. Abbildung 9.4 zeigt die Axialgeschwindigkeitsverteilung auf der Schaufel-saugseite. Die beiden Geschwindigkeitsverläufe haben eine gute Übereinstimmung. Die Verteilungen zeigen einen für Verdichterschaukeln typischen Geschwindigkeitsverlauf: Die Geschwindigkeit wird an der Vorderkante bis zur Position der maximalen Profildicke beschleunigt und in Richtung der Hinterkante wieder verzögert. Bei der Strahlklappe kann man im Bereich der Hinterkante die Ausblasung erkennen. Die Ausblasung sorgt für eine Erhöhung der Geschwindigkeit in diesem Bereich. An den Seitenwänden im Bereich von Hinterkante sind keine deutlichen Unterschiede erkennbar.



**Abbildung 9.4: Axialgeschwindigkeitsverteilung auf der Profilsaugseite**

In der Abb. 9.5 werden die Stromlinien auf der Profilsaugseite dargestellt. Die Referenz-Schaufel zeigt Ansätze für eine Eckenablösung an beiden Seitenwänden im Bereich der Hinterkante. Eine eindeutige Eckenablösung ist nicht zu erkennen. Die Strahlklappen-Schaufel zeigt dagegen an Nabe und Gehäuse im Bereich der Hinterkante eine Eckenablösung. Die Ablösung ist an der Nabe ausgeprägter als am Gehäuse.

Möglicher Grund für die Erhöhung der Randzonenverluste ist: Die Strömung wird durch die Schaufelgeometrie und die Seitenwände des Strömungskanals geprägt. Neben den Profilgrenzschichten bilden sich an den die Schaufel begrenzenden Seitenwänden ebenfalls Grenzschichten aus. Aufgrund des Druckgradienten zwischen der Druckseite der Schaufel und der Saugseite einer benachbarten Schaufel sowie dem geringen Impuls der Strömung innerhalb dieser Seitenwandgrenzschichten treten im Bereich der Seitenwände Sekundärströmungen auf. Diese Sekundärströmungen führen zu einem stark dreidimensionalen Charakter der seitenwandnahen Schaufelumströmung. Die Sekundärströmungen erhöhen die Belastung der saugseitigen Profilgrenzschicht in der Nähe der Seitenwände. Hierdurch kann es zu Eckenablösungen kommen.

Die aerodynamische Belastung und die Ablöseneigung einer Schaufel wird durch die Zunahme des Teilungsverhältnisses verstärkt. Bei kleinen Teilungsverhältnissen erinnert die Strömung zwischen den Schaufeln an eine Kanalströmung. Es findet ein hoher Impulsaustausch statt, die Grenzschichten wachsen über ihre Lauflänge nicht so stark an. Mit wachsendem Teilungsverhältnis nähert sich die Strömung immer mehr einer reinen Profilströmung an und der erreichbare Umlenkwinkel nimmt dabei ab.

Eine Analyse der Seitenwandströmung und die Wechselwirkung der Ausbläsung mit der Seitenwand zu untersuchen würde über das Ziel dieser Arbeit hinausgehen und sollte in einem zweiten Schritt durchgeführt werden.

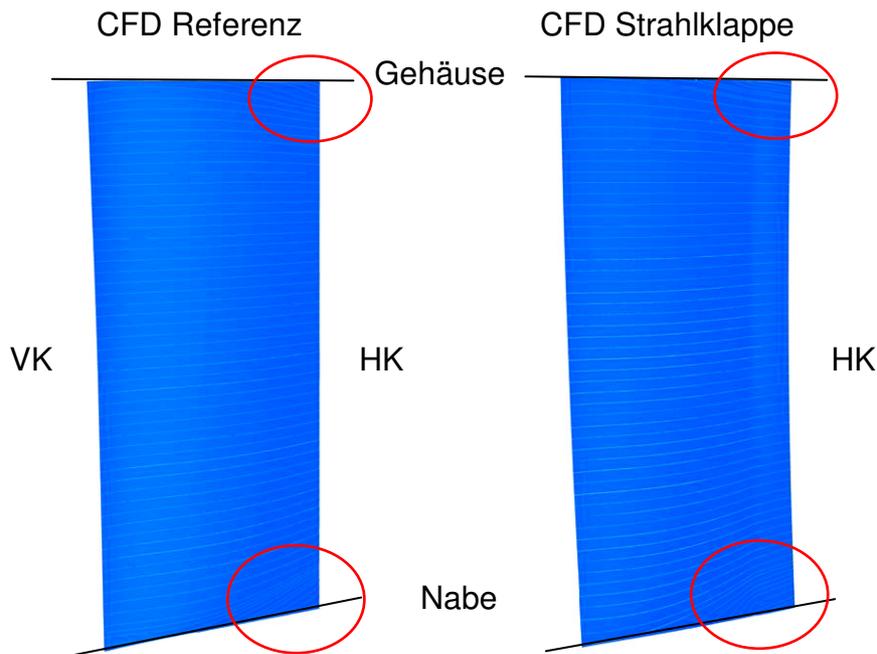


Abbildung 9.5: Stromlinienverlauf auf der Profilsaugseite

Der Verlauf des Abströmwinkels im Bereich der Kanalmitte über eine Schaufelteilung ist in der Abb. 9.6 dargestellt. Die Verläufe stimmen gut überein. Abweichungen sind im Bereich der Nachlaufdelle zu erkennen. Die Messung zeigt über die Nachlaufdelle eine größere Winkelschwankung.

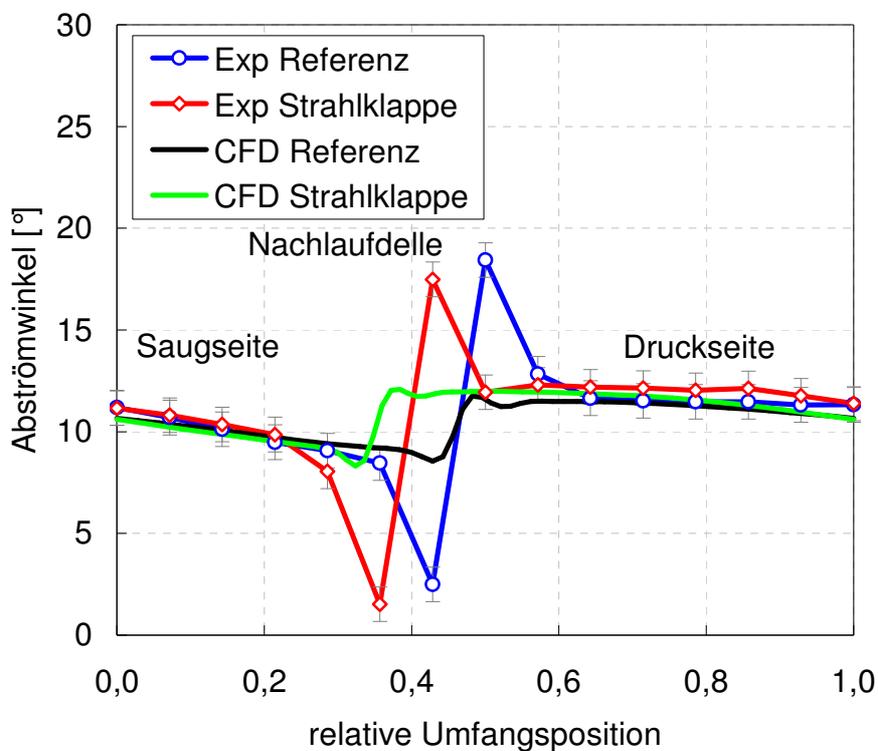


Abbildung 9.6: Winkelverlauf über die Umfangsposition in Kanalmitte mit 95%-Vertrauensbereich

Die umfangsgemittelte radiale Verteilung des Abströmwinkels in der Abb. 9.7 bestätigt die Erkenntnisse aus den Abbildungen davor. Die Winkelverläufe zeigen, dass die Strahlklappen-Schaufel funktioniert. Die auftretenden Abweichungen sind im Bereich der Messgenauigkeit.

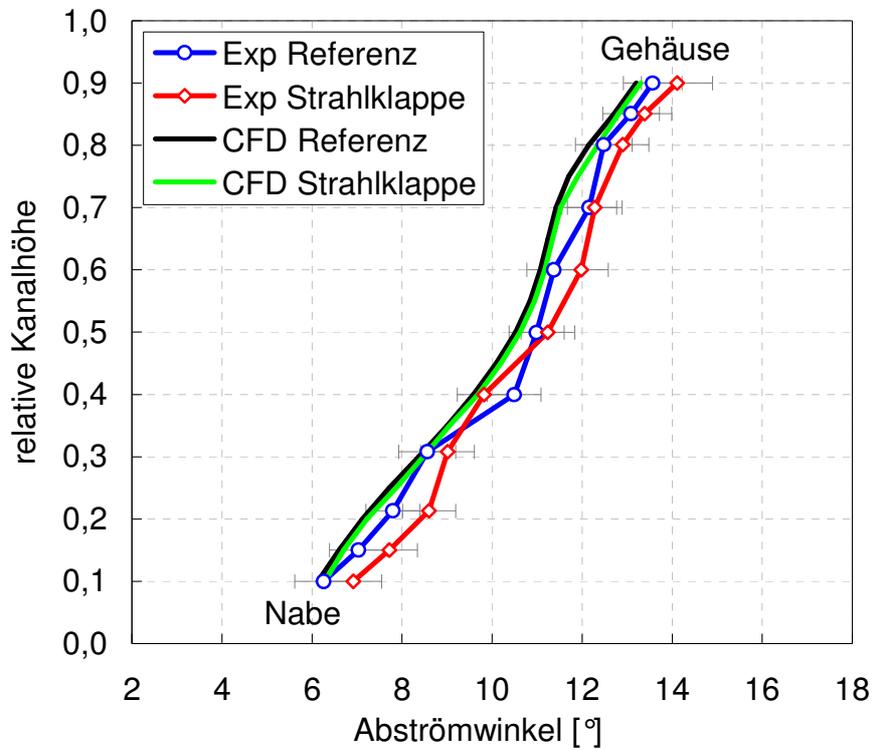


Abbildung 9.7: Radiale Abströmwinkelverteilung hinter Statorreihe 1 mit 95%-Vertrauensbereich

## 10. Schlussfolgerungen

Die beschriebene numerische und experimentelle Untersuchung zeigt, dass der Einsatz einer Strahlklappe unter Nutzung des Coanda-Effekts an der Schaufelhinterkante eine Erhöhung der aerodynamischen Belastung erlaubt. Dabei ist eine stationäre Ausblasrate von 0,5% des Hauptmassenstromes ausreichend, um die Schaufelzahl um 25% zu reduzieren. Hieraus resultiert eine Erhöhung der Diffusionszahl nach Lieblein um 14% unter Beibehaltung des Abströmwinkels des Referenz-Stators. Teil dieser höheren aerodynamischen Belastbarkeit ist auf die Erhöhung der Umlenkung durch die Coanda-Oberfläche zurückzuführen. Die numerische Studie zeigt weiterhin, dass das Potenzial zur Schaufelreduktion in dieser Konfiguration nicht vollständig ausgeschöpft ist: Eine Reduzierung der Schaufelzahl um 33% wäre realisierbar. Dieses theoretische Potenzial wird aus Gründen der Risikominimierung experimentell nicht umgesetzt.

Zusätzliches Verbesserungspotenzial liegt in der Reduzierung der Sekundärströmungsverluste infolge der Interaktion Nabe- und Gehäusegrenzschicht mit der Saugseite des Stators: Durch die Erhöhung der Teilung infolge der vorgenommenen Schaufelzahlreduktion kommt es aufgrund der damit verbundenen Erhöhung der aerodynamischen Belastung zum Anwachsen der Verluste in den Randbereichen. Zur weiteren aerodynamischen Verbesserung der Stators wäre es daher notwendig, die verlustreiche Strömung in den Wandzonen zu entlasten z.B. durch Einführung einer Bow Beschauflung bzw. durch eine dreidimensionale Plattformgestaltung.

Neben dem aerodynamischen Design Punkt, der im Fokus der vorliegenden Arbeit steht, ist für den Verdichter das Gesamtkennfeld und die Stufeneffekte von Interesse. Ein nächster Schritt wäre daher, die Auswirkung der Ausblasung auf die nachfolgenden Schaufelreihen zu untersuchen. Darüber hinaus würde die Untersuchung verschiedener Betriebspunkte zeigen, wie sich das Verlustniveau- bzw. Druckerhöhung im Teillastfall verhält. Da die Minderumlenkung bei erhöhter Diffusion infolge Schaufelzahlreduzierung zu weniger Umlenkung und daher zur Inzidenzerhöhung für den nachfolgenden Rotor führt, könnte die Strahlklappe dazu genutzt werden, die ursprüngliche Umlenkung zurück zu gewinnen. Darüber hinaus ist denkbar das die Wirkung der Strahlklappe zur Erhöhung der Pumpgrenze des Verdichters genutzt werden kann.

Die stationäre Vermessung der hochbelasteten Statorreihe zeigt, dass die bei der Auslegung vorgegebene Zielsetzung auch unter den in einer Maschine vorliegenden komplexen dreidimensionalen Strömungsverhältnisse erreicht wird. Allerdings haben die pneumatischen Sondenmessungen in der Statorabströmung die dringende Notwendigkeit aufgezeigt, zeitlich und räumlich hochauflösende Messverfahren zur detaillierten Untersuchung der periodisch instationären Vorgänge in der Verdichterstufe einzusetzen.

Da sich die aerodynamischen Messungen am Stator 1 auf die Kernströmung im Axialspalt konzentrieren, wäre ein sinnvoller nächster Schritt die Erfassung der sekundären Strömungseffekte in den Wandzonen und sowie die Vermessung der Strömung auf der Schaufel. Dies würde nicht nur zu einem besseren physikalischen Verständnis der verschiedenen Strömungsphänomene führen, sondern auch wertvolle Daten zur Validierung der verwendeten numerischen Rechenverfahren liefern.

Die für die Arbeit genutzte aufwendige Fertigung des Strahlklappen-Stators ist den Möglichkeiten des Instituts geschuldet. Zur industriellen Anwendung würde man eine solche Schaufel durch ein Metall-Lasersintern herstellen. Die Besonderheit des Verfahrens besteht darin, dass zur Herstellung eines dreidimensionalen Teiles keine Formen gebaut werden oder das Teil in irgendeiner anderen Art mechanisch hergestellt wird. Aus diesem Grund ist diese Methode deutlich schneller und kostengünstiger als die angewendete konventionelle durch Fräsen.

## 11. Literaturverzeichnis

Ansys Verification Manual (2004): Ansys Release 9.0.

Bae, J.W.; Breuer, K.S. and Tan, C.S. (2005): Active control of tip clearance flow in axial compressors. ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 127, pp. 352–362.

Beelte, H. (1979.): Untersuchungen an einem Tandemgitterverdichter. Dissertation, Universität Hannover.

Boxberger, V. (2009): Durchführung von Versuchen mit aktiver Strömungsbeeinflussung am Hochgeschwindigkeits-Axialverdichter. Projektarbeit, Leibniz Universität Hannover.

Braun, M. (2008): Experimentelle und numerische Untersuchungen einer vorwärtsgepeilten Beschau felung in einem mehrstufigen hochbelasteten Axialverdichter. Dissertation, Leibniz Universität Hannover.

Brocher, E.F. (1961): The jet-flap compressor cascade. ASME Journal of basic Engineering, Vol. 83, pp. 401-407.

Bubolz, T. (2005): Untersuchung von randzonenkorrigierten Axialverdichterbeschau felungen mit Strömungs-Meßsonden. Dissertation, Leibniz Universität Hannover.

Car, D.; Kuprowicz, N.J.; Estevadeordal, J. and Zha, G. (2004): Diffusion Enhancement Using a Re-Circulating Co-Flowing Steady Jet. Proceedings of ASME Turbo Expo 2004, Paper GT-2004-53086.

Carter, C.; Guillot, S.; Ng, W.; Copenhaver, W. (2001): Aerodynamic performance of a high-turning compressor stator with flow control. AIAA Paper 2001-3973.

Clark, E. L.; Ordway, D.E. (1959): An experimental study of jet-flap compressor blades. Journal of the Aero Space Sciences, Vol. 26, pp. 698-703.

Culley, D.E.; Prahst, P.S.; Bright, M.M.; Strazisar, A.J. (2003): Active Flow Control of a stator vane using surface injection in a multistage compressor experiment. Proceedings of ASME Turbo Expo, Paper GT2003-38863.

Dillner, B.; May, F.M.; McMasters, J.H. (1984): Aerodynamic Issues in the Design of High Lift Systems for Transport Aircraft. AGARD-CP-3, Paper No 9.

DIN 1952 (1982): Durchflussmessung mit Blenden, Düsen und Venturirohren in voll durchströmten Rohren mit Kreisquerschnitt. Deutsches Institut für Normung e.V..

Drela, M.; Youngren, H. (1998): User's Guide to MISES 2.5.3. MIT Computational Aerospace Sciences Laboratory, Cambridge.

Fischer, A. (2005): Untersuchung hochbelasteter Bow-Statoren in einem mehrstufigen Axialverdichter. Dissertation, Universität Hannover.

Fischer, S.; Saathoff, R.; Radespiel, R. (2008): Numerical and experimental investigation on a low-speed compressor cascade with circulation control. Proceedings of the ASME Turbo Expo 2008, Paper GT2008-50302.

Flint, W.L. and Holliday, C.I. (1982a): An experimental investigation of the aerodynamic characteristics of a cascade of circulation controlled aerofoils. Aeronautical Journal, Vol. 86, No. 953, pp. 68–75.

Flint, W.L. and Holliday, C.I. (1982b): A theoretical model for predicting the performance of circulation controlled aerofoils and cascades. Aeronautical Journal, Vol. 86, No. 952, pp. 76–82.

Gorelik, I. (2009): PIV-Messungen an einer Coanda-Verdichterschaufel. Große Laborarbeit, Leibniz Universität Hannover.

Gündogdu, Y.; Vorreiter, A.; Seume, J.R. (2008): Design of a Low Solidity Flow-Controlled Stator with Coanda Surface in a High Speed Compressor. ASME Turbo Expo 2008, Paper GT2008-51180.

Hahnheiser, W. (1992): Untersuchungen an einem Umlenkwindrichter unter besonderer Berücksichtigung des Coanda-Effektes. Dissertation, Technische Universität Clausthal.

Hansen, K. (2008): Numerische Strömungsberechnung eines aerodynamisch hoch belasteten Verdichter-Statoren mit aktiver Strömungsbeeinflussung. Projektarbeit, Leibniz Universität Hannover.

Hellmich, B. (2007): Acoustic resonance in a high-speed axial compressor. Dissertation, Universität Hannover.

Henke, M. (2008): Konstruktion und experimentelle Untersuchung des Plenums und der peripheren Luftversorgung für eine Verdichter-Leitschaufel mit Ausblasung unter Nutzung des Coanda-Effekts. Diplomarbeit, Leibniz Universität Hannover.

Hülse, C. (2009): Schwingungsberechnung in aerodynamisch hoch belasteten Verdichter-Statoren mit Hilfe von Finite-Elemente-Methoden. Projektarbeit, Leibniz Universität Hannover.

Imetovski, E. (2008): Fehlerrechnung. Interner Bericht, Leibniz Universität Hannover.

James, W.D. (1961): The effect of slot width in a jet-flap compressor cascade. Master of Aeronautical Engineering Thesis, Graduate School of Aeronautical Engineering, Cornell University.

Kerrebrock, J.L.; Reijnen, D.P. and Ziminsky, W.S. (1997): Aspirated Compressors. Proceedings of ASME Turbo Expo, Paper GT-1997-525.

Kirtley, K.; Graziosi, P.; Wood, P.; Beacher, B. and Shin, H. (2005): Design and test of an ultralow solidity flow-controlled compressor stator. ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 127, pp. 689–698.

Köster, H.; Löhr, R. (1964): Untersuchungen der Umlenkung eines ebenen Strahles durch einen Kreiszyylinder (Coanda-Effekt). DFL-Bericht Nr. 0272, Braunschweig.

Lamé, D. (2003): Ermüdungsfestigkeit: Grundlagen für Leichtbau. Maschinen- und Stahlbau, 2. neubearbeitete und erweiterte Auflage, Springer-Verlag.

Landsberg, T.J. and Krasnoff, E. (1972): An Experimental Study of Rectilinear Jet-Flap Cascades. ASME Journal of Basic Engineering, Vol. 94, pp. 97–104.

Lehmann, J. (2009): Aktive Strömungsbeeinflussung eines aerodynamisch hochbelasteten Verdichter-Statoren. Projektarbeit, Leibniz Universität Hannover.

Mikolajczak, A.A.; Weingold, H.D.; Nikkanen, J.P. (1970): Flow through cascades of slotted compressor blades. ASME Journal of Engineering for Power, Vol. 92, pp. 57-64.

Numeca (2006): Numeca International User Manual – Fine Turbo CF-View. Version 4, Brüssel: Numeca International 2006, Belgien.

Opitz, S. (2009): Numerische Strömungsberechnung eines Stators mit Strahlklappe unter Nutzung des Coanda-Effekts. Projektarbeit, Leibniz Universität Hannover.

Raffel, M.; Willert, C.; Kompenhans, J. (2002): Particle Image Velocimetry. Corr. 2nd Printing Edition, Springer-Verlag.

Riedel, H. (1971): Grundzüge der Strömungsvorgänge beim Anlegen und Abreißen eines Flachstrahls bei der Umströmung eines Flügelprofils (Coanda-Effekt). Deutsche Luft- und Raumfahrt, No. 71-46.

Rockenbach, R.W. (1968): Single stage experimental evaluation of slotted rotor and stator blading. Part IX: Final Report. NASA Contractor Report CR-54553.

Rumpel, H. (1967): Untersuchungen über das Verhalten von Profilen mit Strahlklappe im Gitterverband und in Wandnähe. Dissertation, Technische Universität Dresden.

Schlichting, H. (1951): Grenzschicht Theorie. Karlsruhe: G. Braun, 483 p.

Schuler, B.J.; Kerrebrock, J.L.; Merchant, A. (2002): Experimental Investigation of an aspirated Fan Stage. ASME Paper GT-2002-30370.

Seume, J.R. (2009): Skript zur Vorlesung Strömungsmaschinen II. Leibniz Universität Hannover, S.88.

Siemann, J. (2008): Erweiterung eines Axialverdichters um ein Sekundärluftsystem zur aktiven Strömungsbeeinflussung. Diplomarbeit, Leibniz Universität Hannover.

Smith, A.M.O. (1975): High-lift aerodynamics. AIAA Journal of Aircraft, Vol. 12, No. 6, pp. 501-530.

Spalart, P.R.; Allmaras, S.R. (1992): A One-Equation Turbulence Model for Aerodynamic Flows. 30<sup>th</sup> Aerospace Sciences Meeting & Exhibit, AIAA Paper 92-0439.

Stratford, B.S. (1959a): The prediction of separation of the turbulent boundary layer. ASME Journal of Fluid Mechanics, Vol. 5, pp. 1-16.

Stratford, B.S. (1959b): An experimental flow with zero skin friction throughout its region of pressure rise. ASME Journal of Fluid Mechanics, Vol. 5, pp. 17-35.

Sturm, W. (1988): Theoretische und experimentelle Untersuchungen zum Einsatz der Ausblasung als Mittel zur aktiven Beeinflussung der Profilhrenzschicht in hoch belasteten Verdichtergittern. Dissertation, Universität der Bundeswehr München.

Suder, K.L.; Hathaway, M. D.; Throp, S. A.; Strazisar, A.J.; Bright, M.M. (2001): Compressor Stability Enhancement Using Discrete Tip Injection. ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 123, pp. 14-23.

Tannehill, J.C.; Anderson, D.A.; Pletcher, R.H. (1997): Computational Fluid Mechanics and Heat Transfer. Second Edition Taylor & Francis Ltd..

Thomas, F. (1962b): Untersuchungen über die Erhöhung des Auftriebes von Tragflügeln mittels Grenzschichtbeeinflussung durch Ausblasen. DFL-Bericht Nr. 174; Sonderdruck aus „Zeitschrift für Flugwissenschaften“ 10, Heft 2 Verlag Friedr. Vieweg & Sohn, Braunschweig.

Thomas, F. (1962a): Untersuchungen über die Grenzschicht stromabwärts von einem Ausblasespalt. DFL-Bericht Nr. 168, Braunschweig.

Traupel, W. (1977): Thermische Strömungsmaschinen. 3. Auflage, 2. Band, Springer-Verlag.

VDI Wärmeatlas (2006): Verein Deutscher Ingenieure, VDI Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen, 10. bearbeitete und erweiterte Auflage, Springer-Verlag.

Von Böckh P. (2004): Fluidmechanik. 2. Auflage, Springer-Verlag.

Walbaum, M. (1999): Entstehungsmechanismus und Erscheinungsformen des Rotating Stall in einem sechsstufigen Axialverdichter mit verstellbaren Leitschaufeln. Dissertation, Universität Hannover.

Walkenhorst, J. (2000): Axialverdichter mit Wandkonturierten Leitschaufeln – Prüfstandsentwicklung und Strömungsuntersuchungen. Dissertation, Universität Hannover.

Wennerstrom, A.J. (1990): Highly loaded axial flow compressors: History and current developments. ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 112, pp. 567.

Wu, C.H. (1950): A General Theorie Of Three-Dimensional Flow in Subsonic And Supersonic Turbomachines. ASME Paper No. 50-A-79, New York.

# Lebenslauf

## Persönliche Angaben

|                     |                            |
|---------------------|----------------------------|
| Name                | Yavuz Gündogdu             |
| Geburtsdatum /-ort  | 1. November 1973 in Berlin |
| Staatsangehörigkeit | deutsch                    |
| Familienstand       | ledig, keine Kinder        |

## Schulbildung

|               |                     |
|---------------|---------------------|
| 1979 bis 1986 | Grundschule, Berlin |
| 1986 bis 1993 | Gymnasium, Berlin   |

## Studium

|                     |   |
|---------------------|---|
| 10/1993 bis 10/2000 | Technische Universität Berlin<br>Abschluss: Dipl.-Ing. für Luft- und Raumfahrttechnik |
|---------------------|---|

## Promotion

|                    |  |
|--------------------|--|
| 6/2003 bis 1/2009  | Wissenschaftlicher Mitarbeiter am<br>Institut für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik - TFD<br>der Leibniz Universität Hannover |
| 6/2003 bis 12/2005 | Gruppenleiter Turbine  |
| 1/2006 bis 5/2008  | Oberingenieur  |

## Industrie

|                   |   |
|-------------------|---|
| 1/2001 bis 5/2003 | Entwicklungsingenieur in der Verdichterabteilung<br>bei Rolls-Royce Deutschland in Berlin/Dahlewitz |
| 2/2009 bis heute  | Entwicklungsingenieur in der Turbinenabteilung<br>bei MTU Aero Engines in München                   |