

# **Experimentelle Untersuchungen zur aktiven Strömungskontrolle an einer hoch belasteten, linearen Verdichterkaskade im kompressiblen Machzahlbereich**

vorgelegt von  
Dipl.-Ing.  
Christine Tiedemann, geb. Braun  
geb. in Koblenz

von der Fakultät V, Verkehrs- und Maschinensysteme der  
Technischen Universität Berlin  
zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor der Ingenieurwissenschaften  
- Dr.-Ing. -

genehmigte Dissertation

Promotionsausschuss:

Vorsitzender: Prof. Dr. Dietrich Manzey  
Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Dieter Peitsch  
Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Wolfgang Nitsche

Tag der wissenschaftlichen Aussprache: 25. August 2015

Berlin, 2015  
D 83



# Vorwort

Diese Arbeit entstand im Rahmen des Transferprojektes T7 des Sonderforschungsbereiches SFB 557 während meiner Tätigkeit als wissenschaftliche Mitarbeiterin am Fachgebiet Luftfahrtantriebe des Instituts für Luft- und Raumfahrt der TU Berlin.

Ich danke meinem Doktorvater Herrn Prof. Peitsch für die Betreuung meiner Arbeit. Prof. Nitsche danke ich für die Übernahme des Korreferats und Prof. Manzey für den Vorsitz.

Mein besonderer Dank gilt meinen Kollegen, vor allem meinen Bürokollegen, die immer für einen Ideenaustausch und Diskussionen zu haben waren. Den Herren Mudrack und Scholz gebührt ein besonderes Dankeschön. Ohne sie wäre der Versuchsstand mit seinen Messeinrichtungen in seiner jetzigen Form niemals errichtet worden. Gleiches gilt für die Mitarbeiter unserer Werkstatt.

Ich möchte mich außerdem bei meiner Familie für ihre Unterstützung und Geduld bedanken. Ihr seid großartig!

Berlin, 8. Dezember 2015  
Christine Tiedemann



# Zusammenfassung

Luftfahrzeughersteller und Fluggesellschaften fordern leichte und kompakte, aber hoch effiziente Triebwerke, um eine Verbesserung des Schub-/Gewichtverhältnisses realisieren und somit Treibstoff einzusparen zu können. Bauraum und Gewicht eines Verdichters können durch die Effizienzsteigerung einer Stufe aufgrund einer stärkeren Strömungsumlenkung innerhalb der Passage des Verdichtergitters reduziert werden. Dies führt jedoch zu einer erhöhten Ablösegefahr, welche aus Gründen der Verdichterstabilität vermieden werden muss. Ein Ansatz zur Reduzierung von Ablösegebieten ist die aktive Strömungskontrolle.

Die bisherige Forschung zur aktiven Strömungsbeeinflussung im Verdichter konzentrierte sich im Wesentlichen auf grundlegende Untersuchungen zur Bestimmung der geometrischen und aerodynamisch optimalen Parameter für eine erfolgreiche Strömungsbeeinflussung. Die Untersuchungen wurden häufig an großskaligen und vereinfachten Versuchsaufbauten bei Zuströmbedingungen im inkompressiblen Machzahlbereich durchgeführt.

In der vorliegenden Arbeit wurde die Umströmung eines im Kerntriebwerk befindlichen Fan-Statoren (ESS) untersucht. Die Strömungsbedingungen der Untersuchungen dieser Arbeit basieren auf denen eines konventionellen ESS, liegen also im kompressiblen, transsonischen Machzahlbereich bei hohen Reynoldszahlen. Es wurde jedoch eine deutlich stärkere Umlenkung und damit eine höhere Belastung gewählt als es bei heutigen Triebwerken üblich ist, um eine mögliche Effizienzsteigerung dieser Beschaukelung mittels aktiver Strömungskontrolle untersuchen zu können. Die verwendete Aktuatorik wurde im hohen Unterschall betrieben und in eine lineare Verdichterkaskade integriert. Die Verdichterstatoren wurden als CDA-Profil ausgelegt und weisen bereits im Auslegungspunkt stark dreidimensionale Strömungsphänomene auf. Am Übergang von Schaufel zu Seitenwand ist eine aufgrund des kleinen Streckungsverhältnisses der Schaufel stark ausgeprägte Eckenablösung präsent. Es wurden die Möglichkeiten untersucht, diese Ablösegebiete mit Hilfe von aktiver Einblasung von Druckluft soweit wie möglich zu unterdrücken. Um die Vorteile der aktiven Strömungskontrolle voll auszunutzen, wurde ein geschlossener Regelkreis aufgebaut.



# Abstract

Aircraft manufacturers and airlines require lightweight and compact but highly efficient engines in order to realize an improvement in the thrust-to-weight ratio and thus to save fuel. Space and weight of a compressor can be reduced within the passage of the compressor grid by enhancing the efficiency of one stage due to a stronger flow deflection. However, this leads to an increased risk of flow separation, which must be avoided for reasons of compressor stability. One approach to reduce separation areas is the active flow control.

Previous research on active flow control in the compressor mainly focused on basic studies, determining the geometrical and aerodynamically optimal parameters for a successful flow control. The investigations were often carried out on large-scale and simplified experimental setups for the incompressible inflow Mach number range.

In the present work, flow around a core engine fan stator (ESS) was investigated. The flow conditions of the studies of this thesis are based on the compressible transonic Mach number range of a conventional ESS. However, a stronger deflection and thus a higher loading was chosen as it is common in today's engines, in order to investigate a possible efficiency increase by means of active flow control. The actuators were integrated into a linear compressor and operated at high subsonic flow conditions. The compressor stators were designed as CDA profiles and showed already strong three-dimensional flow phenomena at the design point. At the corner between blade and side wall pronounced corner separation was present due to the small aspect ratio of the blade. The possibilities to suppress the separated areas were investigated by means of active injection of compressed air. In order to fully exploit the benefits of active flow control, a closed loop control was established.



# Inhaltsverzeichnis

<b>Abkürzungsverzeichnis</b>	<b>V</b>
<b>1 Einleitung</b>	<b>1</b>
1.1 Motivation . . . . .	1
1.2 Zielsetzung der Arbeit . . . . .	3
<b>2 Grundlagen und Stand der Forschung</b>	<b>7</b>
2.1 Aufbau eines typischen Triebwerks . . . . .	7
2.2 Der thermodynamische Prozess . . . . .	8
2.3 Geschwindigkeitsdreiecke einer Verdichterstufe . . . . .	10
2.4 Strömungsablösung und Sekundärströmungsphänomene	13
2.5 Strömungskontrolle und Aktuatorik . . . . .	19
2.6 Effizienz der Aktuatorik . . . . .	22
2.7 Geschlossener Regelkreis und Aktuationsparameter . . . . .	25
2.8 Strömungskontrolle in der Gasturbine . . . . .	27
2.9 Zusammenfassung und Definition der Wissenslücke . . . . .	36
<b>3 Versuchsaufbau</b>	<b>39</b>
3.1 Versuchsanlagen . . . . .	39
3.1.1 Der Windkanal . . . . .	39
3.1.2 Der Kaskadenprüfstand . . . . .	42
3.2 Messtechnik . . . . .	45
3.2.1 Druckmesstechnik . . . . .	45
3.2.2 Fünflochsonde . . . . .	52
3.2.3 Ölanstrichverfahren . . . . .	55
3.2.4 Particle Image Velocimetry . . . . .	56
3.2.5 Laser Doppler Anemometrie . . . . .	58
3.2.6 Hitzdraht-Anemometrie . . . . .	61
3.3 Auslegung der Aktuatorik . . . . .	63
<b>4 Ergebnisse</b>	<b>71</b>
4.1 Untersuchung der Basisströmung . . . . .	71
4.1.1 Zuströmbedingungen . . . . .	71
4.1.2 Ölanstrichverfahren . . . . .	74

4.1.3	Profildruckverteilung . . . . .	81
4.1.4	Nachlaufmessungen . . . . .	85
4.2	Vergleich Basisströmung/ aktiv beeinflusste Strömung .	89
4.2.1	Nachlaufmessungen . . . . .	89
4.2.2	Ölanstrichverfahren . . . . .	97
4.2.3	Effizienzbetrachtung . . . . .	99
<b>5</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>101</b>
	<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>122</b>
	<b>Abbildungsverzeichnis</b>	<b>124</b>
	<b>Tabellenverzeichnis</b>	<b>125</b>
	<b>Anhang A1</b>	<b>136</b>

# Abkürzungsverzeichnis

## *Allgemeine Symbole*

$A$ .....	Flächenverhältnis, Anzeigewert, Ablösepunkt
$a$ .....	Spezifische Arbeit
$A, B$ .....	Kalibrierkonstanten
$B$ .....	Rückströmgebiet
$b$ .....	Breite
$c$ .....	Absolutgeschwindigkeit, Sehnenlänge
$C_p$ .....	Statischer Druckbeiwert
$c_p$ .....	Wärmekapazität bei konstantem Druck
$c_\mu$ .....	Impulskoeffizient
$D$ .....	Durchmesser
$d$ .....	Durchmesser
$DC$ .....	Pulsabstand
$E$ .....	Ebene
$F$ .....	Absoluter Fehler
$f$ .....	Frequenz, relativer Fehler
$h$ .....	Spezifische Enthalpie
$i$ .....	Inzidenz, Laufindex
$Ma$ .....	Machzahl
$MR$ .....	Massenstromverhältnis
$n$ .....	Geschwindigkeitsexponent
$P$ .....	Leistung
$p$ .....	Druck
$q$ .....	Spezifische Wärme
$Re$ .....	Reynoldszahl
$s$ .....	Schaufelhöhe, Entropie
$s/c$ .....	Schaufelhöhenverhältnis (Aspect Ratio)
$T$ .....	Temperatur

$t$ .....	Teilung, Zeit
$t/c$ .....	Teilungsverhältnis
$t_m$ .....	Maximale Dicke
$t_m/c$ .....	Dickenverhältnis
$Tu$ .....	Turbulenzgrad
$U$ .....	Heizspannung
$u$ .....	(Umfangs-)Geschwindigkeit
$v$ .....	Geschwindigkeitskomponente
$W$ .....	Wahrer Wert
$W$ .....	Wendepunkt
$w$ .....	Relativgeschwindigkeit
$X$ .....	Zylinderkoordinate
$x$ .....	Kartesische Koordinate in axialer Richtung
$x/c$ .....	Relative Sehnenlänge
$y$ .....	Kartesische Koordinate in Richtung Schaufelhöhe, indirekte Größe
$y/s$ .....	Relative Schaufelhöhe
$y^+$ .....	Dimensionsloser Wandabstand
$z$ .....	Kartesische Koordinate in Richtung Passagenhöhe
$z/t$ .....	Relative Passagenhöhe
$\dot{m}$ .....	Massenstrom
$\frac{\Delta p}{p_t - p}$ .....	Statischer Druckaufbau

***Griechische Symbole***

$\alpha$ .....	Anströmwinkel
$\beta$ .....	Umlenkungswinkel
$\delta$ .....	Minderumlenkung
$\delta/s$ .....	Normierte Grenzschichtdicke
$\eta$ .....	Dynamische Viskosität
$\eta_{th}$ .....	Thermischer Verlustgrad
$\gamma$ .....	Staffelungswinkel
$\kappa$ .....	Isentropenexponent, Blattwinkel
$\omega$ .....	Totaldruckverlustbeiwert

$\Pi$ .....	Druckverhältnis
$\rho$ .....	Dichte
$\tau$ .....	Schubspannung
$\Theta$ .....	Polarwinkel, Diffusoröffnungswinkel, Wölbungswinkel

**Mathematische Symbole**

$\delta y / \delta x$ .....	partielle Ableitung
$\Delta$ .....	Differenz, Absolutfehler
$\bar{\tau}$ .....	Mittelwert
$\sum$ .....	Summe
$\vec{\tau}$ .....	Vektorielle Schreibweise
$\tilde{\tau}$ .....	isentroper Verlauf, Einblasung

**Indizes und Hochzeichen**

0 .....	Ungestörte Anströmung
1 .....	(Rotor-)Anströmung
12 .....	Zustandsgröße vor Beschaufelung
2 .....	(Rotor-)Abströmung
3 .....	Statorabströmung
9 .....	Düsenaustrittströmung
$\alpha, \beta, c$ .....	yaw, pitch, Kompressibilität
$\infty$ .....	Freie Anströmung
<i>ab</i> .....	abgeführt
<i>abs</i> .....	Absolutgröße
<i>ax</i> .....	Axiale Richtung
<i>base</i> .....	Basisuntersuchung
<i>D</i> .....	Düse
<i>f</i> .....	Klappe
<i>jet</i> .....	Einblasung
<i>korr</i> .....	korrigiert
<i>M, N, O, S, W</i>	Deklarierung der Sondenlöcher
<i>max</i> .....	Maximalwert
<i>min</i> .....	Minimalwert

<i>norm</i> .....	normiert
<i>Puls</i> .....	pro Laserpuls
<i>r</i> .....	Radiale Richtung, Radialkoordinate
<i>ref</i> .....	Referenz
<i>S</i> .....	Schlitz
<i>s</i> .....	isentrop, statisch
<i>St</i> .....	Stufe
<i>T</i> .....	Turbine
<i>t</i> .....	Totalgröße
<i>u</i> .....	Umfangsrichtung
<i>V</i> .....	Verdichter
<i>w</i> .....	Wand
<i>x</i> .....	Lokale Position, axiale Richtung
<i>zu</i> .....	zugeführt

***Abkürzungen***

$F^+$ .....	dimensionslose Frequenz
A/D .....	Analog-Digital
AbL .....	Ablöselinie
ACARE .....	Advisory Council for Aeronautical Research in Europe
AFC .....	Active Flow Control
AnL .....	Anlegelinie
CCD .....	charge-coupled device
CDA .....	Controlled Diffusion Airfoil
D/A .....	Digital-Analog
DEHS .....	Di-Ethyl-Hexyl-Sebacat
DS .....	Druckseite
DSP .....	Digitaler Signalprozessor
ESS .....	Engine Section Stator
EW .....	Eckenablösung
FFT .....	Fast Fourier Transformation
fps .....	frames per second

GFK	.....	Glasfaserverstärkter Kunststoff
HW	.....	Hufeisenwirbel
IATA	.....	International Air Transport Association
ISTA	.....	Institut für Strömungsmechanik und Akustik
KTA	.....	Konstant-Temperatur-Anemometrie
LDA	.....	Laser Doppler Anemometrie
IH	.....	laminare Hauptströmung
m.E.	.....	mit Einsatz
MIMO	.....	Multiple Input Multiple Output
Nd:YAG	.....	Neodym-dotierter Yttrium - Aluminium - Granat
PIV	.....	Particle Image Velocimetry
PT100	.....	Platin-Messwiderstand mit Nennwiderstand 100Ω
RG	.....	Rückströmgebiet
RRD	.....	Rolls-Royce Deutschland
SFB	.....	Sonderforschungsbereich
SP	.....	Sattelpunkt
SS	.....	Saugseite
T1	.....	Teilprojekt 1
tH	.....	turbulente Hauptströmung
tR	.....	turbulente Rückströmung
VGJ	.....	Vortex Generating Jet



# 1 Einleitung

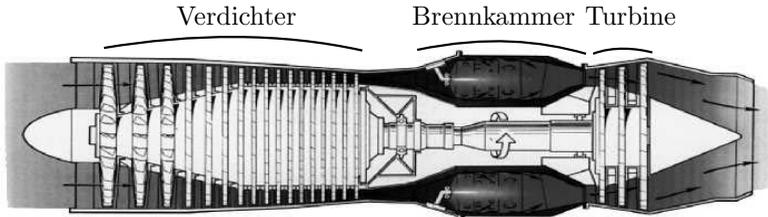
Diese Arbeit untersucht Möglichkeiten, die benötigte Stufenanzahl in Verdichtern in Strahltriebwerken zu verringern, um den Treibstoffverbrauch zu senken. Im Folgenden werden die Motivation für diese Untersuchungen sowie die Zielsetzung der Arbeit dargestellt.

## 1.1 Motivation

Mit stetig wachsendem Luftfahrtverkehr stellen Luftfahrzeughersteller und Fluggesellschaften immer höhere wirtschaftliche sowie umweltpolitische Anforderungen an zukünftige Turbomaschinen. Es werden leichtere und kompaktere, aber hoch effiziente Triebwerke gefordert, um eine Verbesserung des Schub-/Gewichtverhältnisses zu realisieren und somit Treibstoff einzusparen. Neben den ökonomischen Aspekten können auch ökologische Forderungen adressiert werden. Dazu zählen die Abgas- und Lärmemissionen von Flugzeugtriebwerken, deren Obergrenzen gesetzlich festgelegt sind.

Mit Hilfe der Verbesserung des Schub-/Gewichtverhältnisses können die vom Rat für Luft- und Raumfahrtforschung in Europa (ACARE2050) [ABB<sup>+</sup>01] sowie der internationalen Lufttransportorganisation IATA (International Air Transport Association) [IAT14] geforderten Emissionseinsparungen erreicht werden. Der Lufttransport nimmt etwa 2 % der gesamten von Menschen verursachten  $CO_2$ -Emission ein. Trotz eines wachsenden Luftverkehrsaufkommen von 4,7 % in den Jahren 2012 und 2013 erhöhten sich die  $CO_2$ -Emissionen in diesem Zeitraum nur um etwa 1,5 %. Dies liegt vor allem daran, dass aufgrund des technologischen Fortschritts die Effizienz der Luftfahrzeuge deutlich verbessert werden konnte. Im Vergleich zu den 60er Jahren konnte der Treibstoffverbrauch sowie die  $CO_2$ -Emissionen um über 70 % verringert werden [IAT14]. Um das Schub-/Gewichtverhältnis zu optimieren, ist generell entweder eine Schubsteigerung bei gleichbleibendem Gewicht des Gesamtsystems möglich, oder eine Reduzierung des Gewichts bei konstanter Leistung. Dies erfordert eine kontinuierliche Weiterentwicklung der

Einzelkomponenten eines Triebwerks und eine verbesserte Abstimmung des Gesamtsystems. Gerade im Bereich des Verdichters liegt hohes Entwicklungspotential.



**Abbildung 1.1:** Darstellung eines Stahltriebwerks nach Rolls-Royce [RR96]

Der Aufbau und die Funktionsweise eines Triebwerks allgemein und des Verdichters im Speziellen wird in Kapitel 2 erläutert.

Verdichtersysteme nehmen etwa 50-60% der Baulänge und 40-50% des Triebwerksgewichtes, sowie 35-40% der Herstell- und 30% der Wartungskosten ein [SS00] (vgl. Abbildung 1.1). Eine Reduzierung des Bau- raums und Gewichts eines Verdichters hat somit einen großen Einfluss auf das gesamte Triebwerk. Um dies zu erreichen, kann die Anzahl der erforderlichen Stufen eines Verdichters durch ein höheres Stufen- druckverhältnis bei konstantem Totaldruckverhältnis minimiert werden. Dies bedeutet eine höhere Belastung der Schaufeln und kann durch eine Erhöhung des Machzahl-niveaus oder eine stärkere Umlenkung der Strömung innerhalb der Passage eines überkritischen Verdichtergitters erreicht werden. Letztgenannte Möglichkeit führt aufgrund der starken Verzögerung der Strömung zu einer erhöhten Ablösegefahr auf der Schaufelaußenseite, wodurch die geforderte Umlenkung nicht erreicht wird und die Verluste anwachsen [Cum04]. Ablösung muss aus Gründen der Verdichterstabilität zwingend vermieden werden. Ein Ansatz zur Reduzierung von Ablösegebieten ist die aktive Strömungskontrolle und ist der Fokus dieser Arbeit.

## 1.2 Zielsetzung der Arbeit

Diese Arbeit widmet sich der Optimierung der Umströmung von Verdichterstatoren mit Hilfe aktiver Strömungsbeeinflussung. Durchgeführt werden diese experimentellen Untersuchungen an einer linearen Verdichterkaskade (vgl. Unterkapitel 2.8).

Die experimentellen Untersuchungen basieren auf Untersuchungen von Hecklau [HZP<sup>+</sup>in], [Hec12]. Hecklaus Arbeiten fanden bei niedrigen Anströmmachzahlen und einem hoch skalierten Versuchsaufbau statt, um die Grundlagen der Strömungskontrolle an Verdichterstatoren untersuchen zu können. Diese Untersuchungen spiegeln jedoch kaum die realistischen Bedingungen in einem Triebwerkskompressor wieder. Anknüpfend an Hecklaus Untersuchungen kommt daher in dieser Arbeit druckluftbasierte Aktuatorik zur aktiven Strömungskontrolle zum Einsatz. Sowohl die Anströmung der Kaskade als auch die Aktuationsströmung befindet sich im kompressiblen Machzahlbereich. Aufgrund der Kompressibilität der Strömung können die Ergebnisse von Hecklau nicht einfach auf den vorherrschenden kompressiblen Machzahlbereich einer realen Maschine übertragen werden. Daher wird im Rahmen dieser Arbeit eine Verdichterkaskade speziell für den transsonischen Machzahlbereich ausgelegt. Die Schaufelgeometrie, die Anströmmachzahl und die Reynoldszahl werden möglichst realistisch gewählt, um den Bedingungen in einer realen Maschine zu entsprechen.

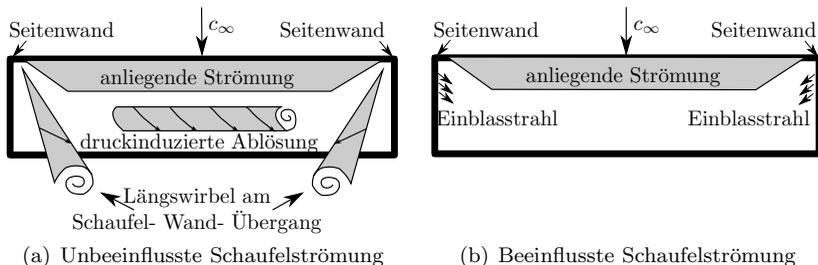
Anhand der experimentellen Untersuchungen sollen umfassende Kenntnisse der strömungsphysikalischen Mechanismen der aktiven Beeinflussung einer kompressiblen Hauptströmung erarbeitet werden. Es werden geeignete Anregungsparameter ermittelt, die sich mit wichtigen Größen der Verdichterauslegung verknüpfen lassen. Zudem wird untersucht, bei welcher Kombinationen der Parameter zur Strömungsbeeinflussung sich die Profilmströmung positiv beeinflussen lässt und welche potentiellen negativen Effekte auftreten können.

Ziel dieser Arbeit ist die Realisierung einer höheren Umlenkung der Strömung innerhalb der Passage eines überkritischen Verdichtergitters. Die dabei auftretenden Ablösegebiete auf der Schaufelaußenseite sollen mit Hilfe von kontrollierter, stationärer sowie gepulster Ausblasung

von Druckluft durch Seitenwandöffnungen in die Hauptströmung eines linearen Kaskadenprüfstandes soweit wie möglich reduziert werden. Der Prüfstand wird dabei im transsonischen Machzahlbereich betrieben. Durch die Maximierung der statischen Druckerhöhung über die Beschauelung bzw. die Minimierung der Totaldruckverluste soll die Effizienz der Verdichterstatoren gesteigert werden.

Um die Bedingungen der experimentellen Untersuchungen möglichst realitätsnah zu halten, wird die Auslegungsmachzahl der Zuströmung auf  $Ma = 0,75$  bei einer Reynoldszahl von  $Re = 1,1 \cdot 10^6$  festgesetzt.

Das verwendete Schaufelprofil weist schon im Auslegungspunkt auf der Saugseite infolge der großen Umlenkung eine Ablösung im Bereich des Mittelschnitts auf. Des Weiteren entstehen am Übergang zwischen Schaufel und Wand Längswirbel (Corner Stall). Über eine laminare Ablöseblase im vorderen Bereich der Schaufel erfolgt die Transition von laminarer zu turbulenter Strömung. Aufgrund des kleinen Streckungsverhältnisses der Schaufel liegt selbst im Mittelschnitt keine reine 2D-Strömung mehr vor, wodurch die Effizienz der Schaufel beeinträchtigt wird. Die Strömungsphänomene sind in Abbildung 1.2 (a) schematisch dargestellt.



**Abbildung 1.2:** Idealisierte schematische Darstellung der saugseitigen Strömungsphänomene einer hoch belasteten Verdichterschaukel

Um diese Ablösegebiete zu minimieren, wird in dieser Arbeit sowohl stationäres als auch instationäres Ausblasen als Anregungsmethode ver-

wendet. Im Falle der instationären Ausblasung wird Druckluft mit Hilfe von auf Schnellschaltventilen basierender Aktuatorik aus der Seitenwand gepulst eingeblasen. Die prinzipielle Anordnung der Einblasung ist in Abbildung 1.2 (b) skizziert.

Zur Beurteilung und Entwicklung von geeigneter Aktuatorik müssen die strömungsphysikalischen Mechanismen der kompressiblen Strömung durch die Verdichterpassage mit und ohne Anregung erfasst werden. Dazu werden Untersuchungen mittels Ölanstrich und Druckmessungen auf der Schaufeloberfläche und im Nachlauf durchgeführt. Die Aktuatoren werden mit Hilfe von Particle Image Velocimetry vermessen. Eine abschließende Effizienzbetrachtung gibt Aufschluss über die Einsatzmöglichkeit von druckluftbasierter Aktuatorik im kompressiblen Machzahlbereich.



## 2 Grundlagen und Stand der Forschung

Dieses Kapitel beinhaltet grundlegende Erläuterungen zu Strömungsmaschinen sowie einen Überblick zum aktuellen Stand der Forschung im Bereich der Strömungskontrolle. Zunächst werden der Aufbau eines typischen Triebwerks sowie der zugehörige thermodynamische Kreisprozess dargestellt. Im Anschluss wird auf die Triebwerkskomponente Verdichter näher eingegangen und die darin vorherrschenden Strömungsphänomene erläutert. Anschließend folgt ein Überblick über die bisherige Forschung im Bereich der Strömungskontrolle sowie die gängigen Aktuatorkonzepte. Es folgt eine Einführung zum geschlossenen Regelkreis und die wichtigsten Aktuationsparameter. Schließlich werden die Möglichkeiten der Strömungskontrolle in einer Gasturbine erörtert und für die Komponente Verdichter vertieft. Zusammenfassend wird die aus dem Stand der Forschung resultierende Wissenslücke und das Ziel der vorliegenden Forschungsarbeit dargestellt.

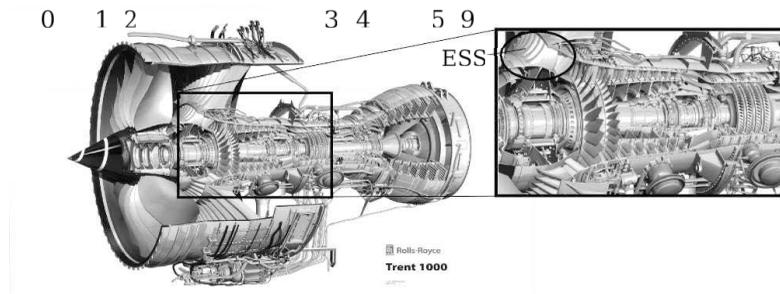
### 2.1 Aufbau eines typischen Triebwerks

Generell besteht ein Flugtriebwerk aus einem Gasgenerator mit zusätzlichem Einlauf und Schubdüse. Die Aufgaben der einzelnen Komponenten eines Zweikreistriebwerkes werden nun kurz erläutert. Detaillierte Informationen zu Flugzeugtriebwerken ist beispielsweise in [Brä09] zu finden.

Zunächst strömt die Umgebungsluft der freien Anströmung (0) in den Einlauf des Triebwerks (1) und wird dort aufgrund der Diffusorkontur isentrop aufgestaut und somit verzögert (vgl. Abbildung 2.1). Die Aufgabe des Einlaufes ist es, die richtige Machzahl sowie eine gleichmäßige und möglichst verlustarme Geschwindigkeitsverteilung für den nachfolgenden Verdichter bereitzustellen. Betrachtet man ein Zweikreisturbobstrahltriebwerk, gelangt die Luft zum einen über einen Fan in einen Bypasskanal sowie zum anderen in das Kerntriebwerk (2). Durch den Bypass wird ein Großteil des Massendurchsatzes geleitet, die Luft wird über den Fan-Rotor beschleunigt und den anschließenden Stator

verzögert und letztlich wieder über eine Düse beschleunigt bis der Druck auf Umgebungsdruck expandiert. Aufgrund des hohen Luftdurchsatzes erzeugt der Bypass einen Großteil des Schubs.

Im Kerntriebwerk gelangt die Luft hinter dem Fan-Rotor und anschließendem Stator in einen mehrstufigen Verdichter. Hier wird die Luft verzögert und Druck aufgebaut. Anschließend wird der Luft in der Brennkammer (3) Treibstoff zugemischt und das Gemisch verbrannt. Somit wird dort chemische Energie in Wärmeenergie umgewandelt. In der nachfolgenden Turbine (4) expandiert die Luft und die Energie wird in mechanische Leistung umgewandelt. Über eine Welle sind Turbine und Verdichter miteinander verbunden. So kann die Turbine den Verdichter antreiben. Die Niederdruckturbine treibt hierbei den Fan an und die Hochdruckturbine über eine zweite Welle den Hochdruckverdichter. Nach der Turbine (5) wird die Luft durch eine Düse geleitet und auf Umgebungsdruck expandiert (9).

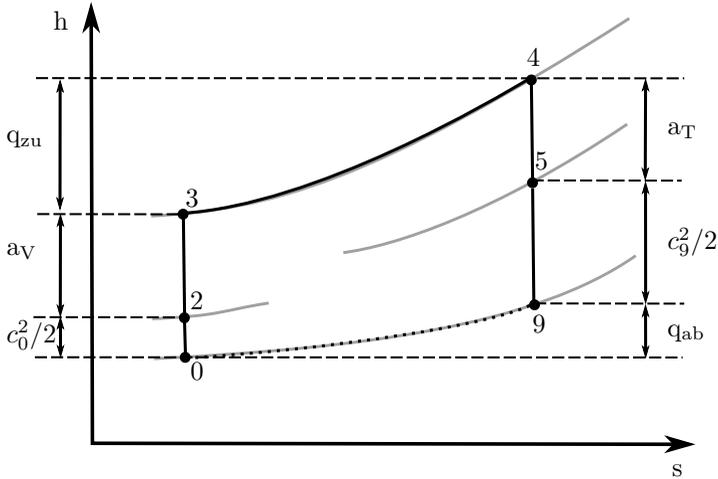


**Abbildung 2.1:** Querschnitt eines modernen Zweikreistriebwerks  
© Rolls-Royce

## 2.2 Der thermodynamische Prozess

Der thermodynamische Prozess eines Triebwerks ist als Joule-Prozess bekannt und wird über ein  $h$ - $s$ -Diagramm dargestellt. Hier wird die Enthalpie  $h$ , also ein Maß für die Arbeitsumsetzung im Prozess, über

der Entropie  $s$ , einem Maß für die dabei entstehende Unordnung, dargestellt. Ein solches ideales  $h$ - $s$ -Diagramm für ein Turboluftstrahltriebwerk ist Abbildung 2.2 zu entnehmen. Der isentrope Aufstau der Luft

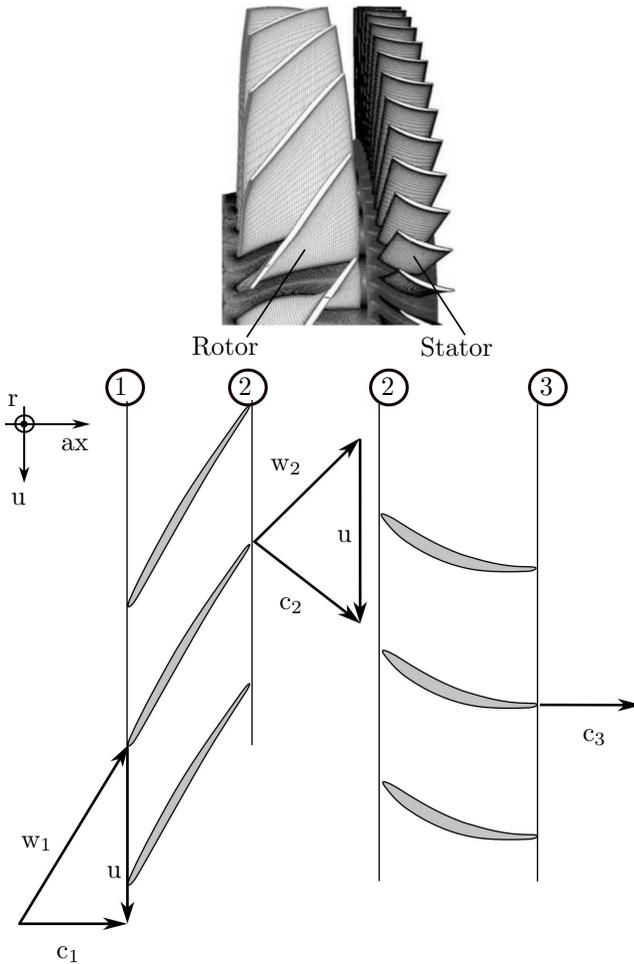


**Abbildung 2.2:**  $h$ - $s$ -Diagramm eines Turboluftstrahltriebwerks

im Einlauf des Triebwerks wird über  $\Delta h = c_0^2/2$  ausgedrückt und beschreibt im  $h$ - $s$ -Diagramm die Änderung von 0 nach 2. Von 2 nach 3 wird dem Verdichter Arbeit  $a_V$  zugeführt, die Luft wird komprimiert. Betrachtet man eine isobare Verbrennung, gelangt man unter Zufuhr von Wärmeenergie  $q_{zu}$  in der Brennkammer von 3 nach 4. Anschließend expandiert die Luft (4  $\rightarrow$  5) in der Turbine und Arbeit wird entzogen. Die Turbinenarbeit  $a_T$  entspricht bei Vernachlässigung des zugeführten Brennstoffmassenstroms und der abgeführten Zapfluft bei einem mechanischen Wirkungsgrad von eins der Verdichterarbeit. Stromab der Turbine expandiert die Luft über eine angepasste Schubdüse auf Umgebungsdruck von 5 nach 9, dabei gilt  $\Delta h = c_9^2/2$ .

## **2.3 Geschwindigkeitsdreiecke einer Verdichterstufe**

In dieser Arbeit liegt der Fokus auf dem Verdichter eines Triebwerks, der im  $h$ - $s$ -Diagramm durch den isentropen Druckaufbau von 2 nach 3 dargestellt ist. Ein Verdichter besteht aus sich drehenden Rotorschaukeln sowie stehenden Statorschaufeln. Im sich drehenden Rotor ist die Hauptgeschwindigkeitskomponente die Relativgeschwindigkeit  $w$ , während die Hauptkomponente des Stators die Absolutgeschwindigkeit  $c$  ist. In Abbildung 2.3 sind die Geschwindigkeitsdreiecke einer axialen Verdichterstufe dargestellt.



**Abbildung 2.3:** Geschwindigkeitsdreiecke einer Verdichterstufe nach Bräunling [Brä09], eigene Darstellung

Die Rotorscheufel wird in axialer Richtung mit der Absolutgeschwindigkeit  $c_1$  drallfrei angeströmt und dreht sich mit der Umfangsgeschwindigkeit  $u$ . Die Rotorscheufeln sind so zueinander angeordnet, dass zwischen

den Schaufeln ein sich erweiternder Kanal vorliegt. Durch diese Diffusorströmung wird die Relativgeschwindigkeit  $w_1$  der Anströmung über die Schaufel verzögert auf  $w_2$ . Man nennt Verdichtergitter daher auch Verzögerungsgitter. Die Abströmrichtung ist durch den Blattwinkel der Schaufel vorgegeben.

Generell gilt:  $\vec{c} = \vec{w} + \vec{u}$ , d.h. die Absolutgeschwindigkeit  $\vec{c}$  setzt sich im bewegten System aus der Relativgeschwindigkeit  $\vec{w}$  und der Umfangsgeschwindigkeit  $\vec{u}$  zusammen. Nach dem Rotor gelangt die nun drallbehaftete Luft in den Stator. Dieser verzögert die Absolutgeschwindigkeit durch die Formgebung von Schaufelpassage und Profil von  $c_2$  auf  $c_3$ . Idealerweise erfolgt die Abströmung wiederum drallfrei. Die Kombination von Rotor und Stator wird Stufe genannt. Pro Stufe wird ein gewisser Druck aufgebaut, abhängig von der Profilgeometrie der Schaufeln. Um einen geforderten Druck über den gesamten Verdichter erreichen zu können, wird eine erforderliche Anzahl von Stufen hintereinander geschaltet. Die Druckerhöhung geschieht durch die Verzögerung der Geschwindigkeit aufgrund der Formgebung der Schaufel. Über eine solche Stufe wird die Stufenarbeit  $a_{V,St}$  umgesetzt.

Gemäß Euler gilt für die spezifische Arbeit:  $a = c_{u2} \cdot u_2 - c_{u1} \cdot u_1$ . Somit wird ersichtlich, dass die Arbeit  $a$  umso größer wird, je größer die Umfangsgeschwindigkeit  $u$  ist, also je schneller sich der Rotor dreht, bzw. je kleiner die Drallkomponente  $c_{u1}$  der Zuströmung und je größer die Drallkomponente  $c_{u2}$  der Abströmung der Rotorschaukel ist. Das bedeutet, die Rotorschaukel sollte möglichst drallfrei angeströmt werden und die Strömung möglichst stark umlenken und somit viel Drall in die Strömung einbringen. Die anschließende Statorschaukel wird entsprechend drallbehaftet angeströmt und soll über ihre Konturgebung der Strömung den Drall entziehen. Somit muss auch die Statorschaukel eine sehr starke Umlenkung der Strömung ermöglichen. Ist der Umlenkungswinkel jedoch sehr groß, löst die Strömung ab und kann der Schaufelkontur nicht weiter folgen. Bei der konventionellen Auslegung einer Verdichterschaukel werden daher zwei Belastungskriterien beachtet, die DeHaller-Zahl und die Belastungszahl.

Diese sind wie folgt definiert:

$$\text{DeHaller} : \frac{w_2}{w_1} \geq 0,7 \quad (\text{Rotor}) \quad (2.1)$$

$$\text{bzw.} \quad \frac{c_3}{c_2} \geq 0,7 \quad (\text{Stator})$$

und

$$\text{Belastungszahl} : \frac{\Delta w_u}{u} \leq 0,5 \quad (\text{Rotor}) \quad (2.2)$$

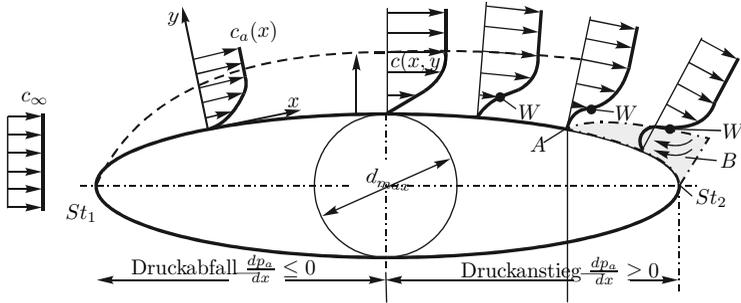
$$\text{bzw.} \quad \frac{\Delta c_u}{u} \leq 0,5 \quad (\text{Stator})$$

Die DeHaller-Zahl beschreibt die maximal zulässige Verzögerung zur Vermeidung der Gefahr von Strömungsablösung an Gehäuse- und Nabenschnitt, während die Belastungszahl die maximal zulässige Umlenkung zur Vermeidung der Gefahr von Strömungsablösung am Profil angibt. Werden diese Auslegungskriterien verletzt, ist die Belastung zu groß und Ablösung tritt auf.

## 2.4 Strömungsablösung und Sekundärströmungsphänomene

Seit etwa einem Jahrhundert wird im Bereich der Strömungsablösung geforscht. So war Prandtl 1904 mit seinen Theorien zur Grenzschicht [PB10] und dem damit einhergehenden Phänomen der Strömungsablösung einer der ersten, der sich auch mit Strömungskontrolle befasste. Aufbauend auf seiner Ursachenforschung zur Grenzschichtablösung führte er erste Untersuchungen mit Grenzschichtabsaugung durch, um Ablösung vermeiden zu können [Gol69].

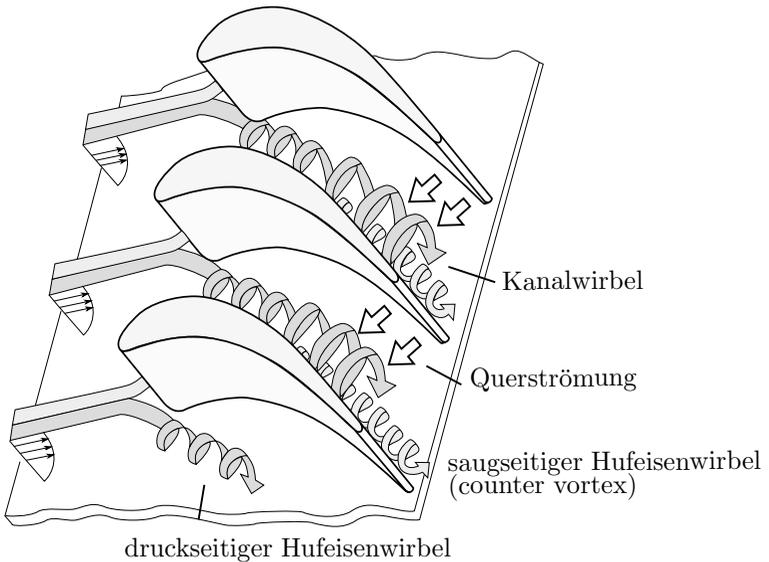
Neben Prandtl erforschten auch Wissenschaftler wie Karman und Blasius [Gol69], Tolmien und Lachmann [Lac61] im 20. Jahrhundert die Grenzschicht von umströmten Körpern und untersuchten die Strömungsablösung und ihre Ursachen. Auch Chang [Cha70] befasste sich intensiv mit der Strömungsablösung.



**Abbildung 2.4:** Umströmung eines Körpers bei laminarer Grenzschicht nach [Küm07], eigene Darstellung

Abbildung 2.4 zeigt die Umströmung eines achsensymmetrischen Körpers bei laminarer Grenzschicht nach [Küm07]. Der Körper wird mit einer Geschwindigkeit  $c_\infty$  angeströmt und weist an seiner Nase einen Staupunkt ( $St_1$ ) auf, an dem die Geschwindigkeit der Strömung auf Null verzögert wird. Ab diesem Punkt baut sich eine laminare Grenzschicht auf. Bis zur maximalen Dicke des Körpers ( $d_{max}$ ) wird die Strömung beschleunigt und somit Druckenergie in kinetische Energie umgewandelt. Für den Druckgradienten gilt somit  $dp/dx < 0$ . Anschließend findet eine Verzögerung der Strömung bis zum zweiten Staupunkt ( $St_2$ ) statt. Die Umlenkung einer Außenströmung kann im Allgemeinen nicht beliebig stark erfolgen, sondern ist limitiert. Generell wird bei Verzögerung einer Strömung die kinetische Energie des Fluids verlustbehaftet in Druckenergie umgewandelt. Der statische Druck steigt somit in Strömungsrichtung an. Für den Druckgradienten gilt:  $dp/dx > 0$ . Bei weiterer Verzögerung wird schließlich ein Punkt erreicht, an dem der positive Druckgradient zu groß wird. Das Fluid in der Grenzschicht wird bis zum Stillstand verzögert [SG06]. Die Wandschubspannung nimmt an diesem Punkt den Wert  $\tau_w = 0$  an und die Strömung löst ab (Punkt A). Auch stromab dieses Ablösepunktes erfährt die Strömung eine weitere Verzögerung und es bildet sich ein Rückströmgebiet (B) aus. Die Außenströmung folgt nicht weiter der Kontur, sondern wird von der Wand weg gelenkt. Es entwickelt sich somit eine Strömung quer zur Hauptströmungsrichtung. Man spricht von einer Sekundärströmung. Auch im

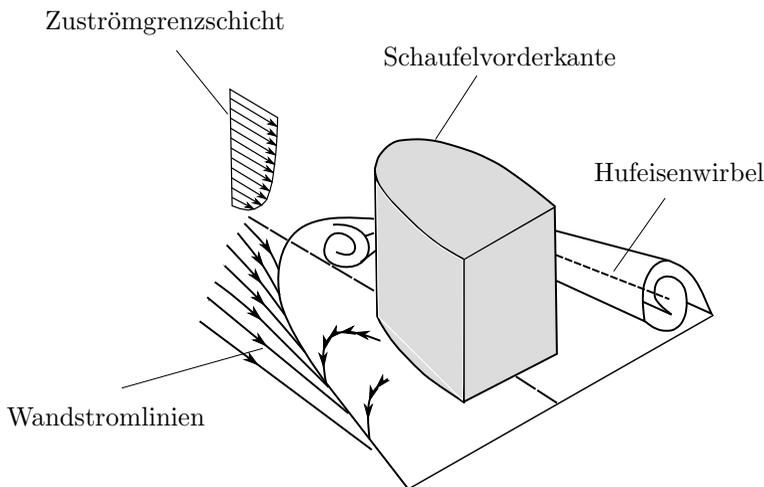
Verdichter eines Triebwerks treten Sekundärströmungsphänomene auf [Küm07].



**Abbildung 2.5:** Darstellung der Wirbelsysteme nach Langston [Lan80], eigene Darstellung

In Abbildung 2.5 sind die Wirbelsysteme nach Langston [Lan80] dargestellt, die in einer Schaufelpassage auftreten. Der *Kanalwirbel* bildet sich in der Passage zwischen zwei benachbarten Schaufeln. Durch die Umlenkung der Strömung entsteht quer zur Strömungsrichtung ein statischer Druckgradient, der im Gleichgewicht zur Fliehkraft steht, d.h. es bildet sich zwischen Druck- und Saugseite ein radiales Druckgleichgewicht aus [Lak96]. Dieses Gleichgewicht stellt sich jedoch nicht in der Wandgrenzschicht ein. Der statische Druck der Außenströmung wird auch der Grenzschicht aufgeprägt. In der Grenzschicht nimmt die Fluidgeschwindigkeit jedoch aufgrund der Haftbedingung ab, die Fliehkraft ist somit kleiner als die der Außenströmung. Im wandnahen Bereich ist

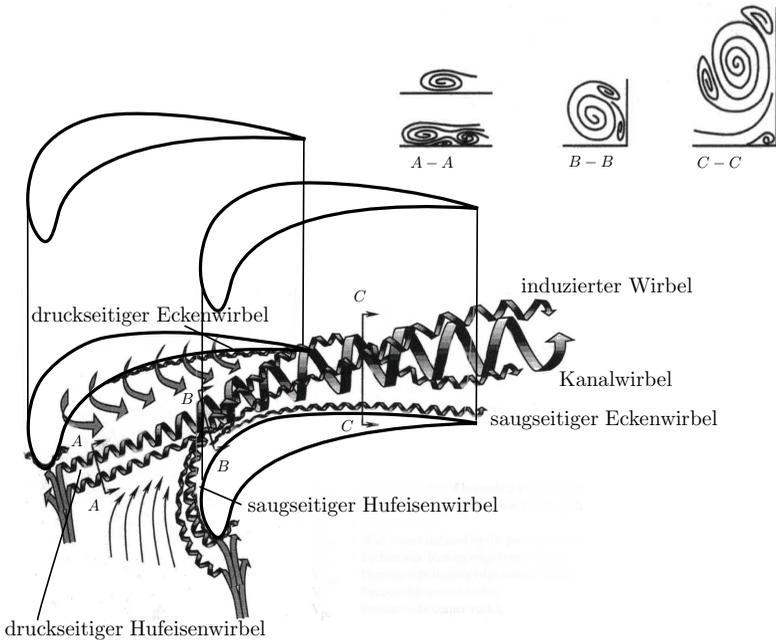
der Druckgradient somit größer als die Fliehkraft durch die Umlenkung. Das Fluid wird zur kanalbegrenzenden Saugseite abgedrängt. Aus dieser Ausgleichströmung bildet sich ein geschlossener Wirbel, der Kanalwirbel genannt wird. Da sich diese Ausgleichströmung sowohl an Nabe als auch am Gehäuse bildet, entstehen zwei entgegengesetzt rotierende Wirbelkerne. Der Kanalwirbel dominiert die Sekundärströmungsphänomene.



**Abbildung 2.6:** Darstellung des Hufeisenwirbels nach Willinger [Wil97], eigene Darstellung

Abbildung 2.6 ist eine schematische Darstellung des *Hufeisenwirbels* nach Willinger [Wil97]. Die Grenzschicht, die sich an der Seitenwand ausbildet, sowie die Hauptströmung treffen auf die Schaufelvorderkante. Im Staupunkt bzw. der Staulinie verzögert die Strömung bis zum Stillstand. Der statische Druck steigt bis auf den Totaldruck an, wobei der Totaldruck im Bereich der Grenzschicht geringer ist, als der der Hauptströmung. Es bildet sich ein zur Seitenwand gerichteter Druckgradient aus. Die Grenzschicht der Zuströmung kann dem Druckgradienten zur Seitenwand hin nicht standhalten und rollt sich somit zur Wand hin ein. Dadurch bildet sich der sogenannte Hufeisenwirbel mit einem drucksei-

tigen und einem saugseitigen Ast aus und fließt um die Schaufel mit der Passagenströmung ab (vgl. Abbildung 2.5). Der druckseitige Ast wird infolge des Querdruckgradienten zur Saugseite hin abtransportiert und vermischt sich mit dem gleichsinnig rotierenden Kanalwirbel. Die Drehrichtung des saugseitigen Hufeisenwirbels hingegen ist diesem Wirbel entgegen gerichtet. Während die Wirbelstärke des druckseitigen Astes beim Durchqueren der Passage zunimmt, verringert sie sich beim saugseitigen Ast aufgrund von Diffusion. Der saugseitige Anteil des Hufeisenwirbels wird nach Langston [Lan80] als *counter vortex* bezeichnet und ist deutlich schwächer ausgeprägt als der Kanalwirbel.



**Abbildung 2.7:** Wirbelsysteme nach Wang [WOG95], eigene Darstellung

Ist die Belastung der Seitenwand sehr hoch, ist der Kanalwirbel sehr stark ausgeprägt. Das Grenzschichtmaterial des Kanalwirbels wird an

der Seitenwand stark beschleunigt und trifft in einem stumpfen Winkel auf der Saugseite auf. Dabei entsteht nach Wang [WOG95] mit dem gleichen Mechanismus wie beim Hufeisenwirbel ein zum Kanalwirbel entgegengesetzt rotierender Wirbel. Dieser sich in der Ecke zwischen Profilsaugseite und Seitenwand ausbildende Wirbel wird als *Eckenwirbel* bezeichnet.

In dieser Arbeit wird die Überlagerung von Kanalwirbel und druckseitigem Ast des Hufeisenwirbels als Eckenwirbel definiert. Gemäß [MOL<sup>+</sup>11] wird die Eckenablösung in erster Linie durch den starken Druckgradienten, die Sekundärströmung sowie die Interaktion der Seitenwandgrenzschichten mit der Schaufelgrenzschicht beeinflusst. In Abbildung 2.7 sind die nach Wang entstehenden Sekundärströmungsphänomene dargestellt. Während der Kanalwirbel den druckseitigen Ast des Hufeisenwirbels mit sich durch die Passage zieht, bleibt die Eckenablösung in Saugseitennähe und wird entlang der Schaufeloberfläche abgetragen. Gemäß [EHHW09] ist die Eckenablösung umso stärker ausgeprägt, je größer die Inzidenz der Anströmung und somit die Schaufelbelastung ist.

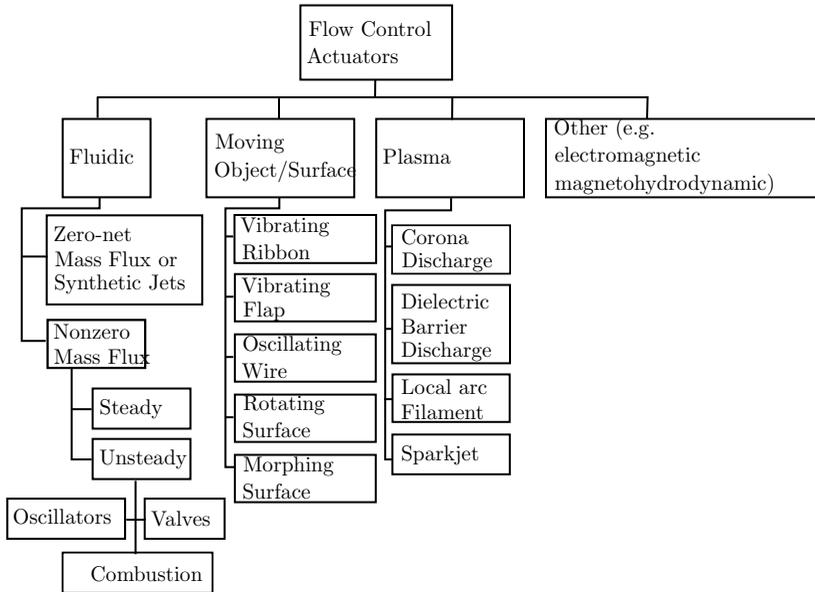
In einer realen Turbomaschine tritt neben diesen Wirbelsystemen auch noch eine Spaltströmung zwischen feststehendem Gehäuse und rotierender Schaufelspitze bzw. rotierender Welle und unbewegter Statorspitze auf. Diese entsteht aufgrund des Druckunterschieds zwischen Saug- und Druckseite einer Schaufel. Da in der verwendeten Verdichter-kaskade die Schaufeln an beiden Seitenwänden befestigt sind, tritt bei den durchgeführten Untersuchungen dieser Arbeit keine Spaltströmung auf.

Strömungsablösung allgemein führt zu Einbußen in der Effizienz der Strömung. Es werden verschiedene Methoden verfolgt, das Ablöseverhalten von Strömungen zu beeinflussen. Dies ist der Ausgangspunkt der vorliegenden Arbeit. Untersucht wird die Umströmung eines nicht-konventionellen Engine Section Stators (ESS). Dieser ist in Abbildung 2.1 durch eine Markierung (Kreis) hervorgehoben. Es handelt sich hierbei um den im Kerntriebwerk befindlichen Fan-Stator. Die Strömungsbedingungen der Untersuchungen dieser Arbeit basieren auf denen eines konventionellen ESS, es wurde jedoch eine deutlich stärkere Umlenkung und damit eine höhere Belastung gewählt als es bei heutigen Triebwerken üblich ist, um eine mögliche Effizienzsteigerung dieser Beschaufe-

lungsart durch den Einsatz von aktiver Strömungskontrolle untersuchen zu können.

## **2.5 Strömungskontrolle und Aktuatorkonzepte**

Gad-el-Hak [GeH07] gibt einen Überblick über die bisherigen Untersuchungen im Bereich der Strömungskontrolle und die daraus resultierenden Erkenntnisse. Es wird zwischen passiver und aktiver Strömungsbbeeinflussung unterschieden. Während bei der aktiven Beeinflussung zusätzliche Energie eingebracht werden muss, kann bei der passiven Beeinflussung darauf verzichtet werden. Der Vorteil der aktiven Strömungskontrolle liegt in der Regelbarkeit der Beeinflussung. Gad-el-Hak differenziert zwischen vorbestimmter und reagierender aktiver Strömungskontrolle. Vorbestimmt bedeutet, dass der Strömung Energie zugeführt wird, ohne dass der momentane Strömungszustand bestimmt wird. Im Gegensatz dazu wird die Strömung bei der reagierenden Strömungskontrolle mit Hilfe von Sensoren erfasst und mit Aktuatoren entsprechend angeregt. Es entsteht somit ein geschlossener Regelkreis. Dazu werden jedoch viele Sensoren und Aktuatoren benötigt, um die Strömungszustände optimal erfassen und ausnutzen zu können. So kann die Strömungskontrolle im Idealfall abgeschaltet bleiben und wird mit dem benötigten Massenstrom zugeschaltet, wenn Bedarf besteht. Aus diesem Grund wurden in den letzten Jahren diverse Untersuchungen im Bereich der aktiven Strömungskontrolle durchgeführt.



**Abbildung 2.8:** Gliederung der gängigen Aktuatorkonzepte nach [CS11]

Eine Beschreibung der meist genutzten Aktuatorkonzepte geben Cattafesta et al. in [CS11]. In Abbildung 2.8 ist eine Gliederung der gängigen Aktuatorkonzepte dargestellt.

Im Bereich der Strömungsbeeinflussung wird zwischen zwei Kontrollstrategien unterschieden, einerseits dem Stimulieren von kohärenten Strukturen und andererseits der Erhöhung der turbulenten Vermischung [KSOR07]. Gad-el-Hak [GeH07] fasst zusammen, dass die Beeinflussung kohärenter Strukturen die effizienteste Art der Strömungskontrolle darstellt, da somit nur eine minimale Energie aufgebracht werden muss, um die Strömung zu kontrollieren. Als effektivsten Ort der Beeinflussung nennt er Bereiche in unmittelbarer Nähe von Transitions- oder Ablösepunkten. Viswanath diskutiert in [Vis06] die direkte Beeinflussung des Wiederanlegeverhaltens einer abgelösten turbulenten Scherschicht. Als Anregungsort wählt er dabei einen Punkt innerhalb des

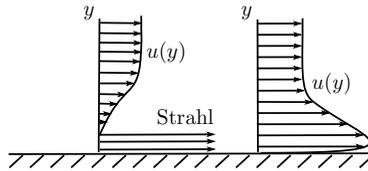
vorherrschenden Rückstromgebietes. Die Strömung konnte bei seinen durchgeführten Experimenten erfolgreich beeinflusst werden.

Ternoy et al. [TDDP13] klassifizieren Aktuatorik in mechanische Aktuatoren (z.B. mechanische Wirbelgeneratoren), die die Formgebung eines Körpers modifizieren und somit die aerodynamischen Koeffizienten beeinflussen, sowie fluidische Aktuatoren zur Beeinflussung der Umströmung eines Körpers durch Zufuhr von Sekundärluft. Letztgenannte sollen die Leistungsfähigkeit der beeinflussten Komponente erhöhen. Als Beispiel für fluidische Aktuatorik nennen Ternoy et al. gepulste Ausblasung. Bei dieser Methode wird eine externe Luftversorgung benötigt, um massenstromkontrolliert Luft mit vorgegebenem Druck und Temperatur zuzuführen. Dabei kann die Aktuationsfrequenz und der Pulsabstand variiert werden. Als Sonderfall des gepulsten Ausblasens wird stationäre Ausblasung bei einer Frequenz von Null genannt. Eine Alternative zum gepulsten Ausblasen stellt die massenstromneutrale Aktuatorik, sogenannte "synthetic jets" dar. Hierbei wird keine externe Luftzufuhr benötigt, sondern Luft aus der Hauptströmung wird durch die Aktuatorik angesaugt und durch eine Bohrung oder einen Schlitz an gewünschter Stelle wieder ausgeblasen. Weitere experimentelle sowie numerische Untersuchungen zur erfolgreichen Strömungskontrolle mit Hilfe von "synthetic jets" führten beispielsweise Glezer et al. [GA02], Gmelin et al. [GST<sup>+</sup>10], Greenblatt et al. [GNW01] durch.

Eine Untergruppe der nicht-massenstromneutralen, fluidischen Aktuatoren sind pneumatische Aktuatoren. Hierbei wird der Strömung energiereiche Sekundärluft zugeführt, um die vor der Ablösung stehende Grenzschicht zu reenergetisieren.

Aktive Strömungskontrolle mittels pneumatischer Jets wurde beispielsweise von [MDGM96] und [KSOR07] zur erfolgreichen Ablösekontrolle der Vorderkantenablösung an einer Flügel-Klappen-Konfiguration eingesetzt. Seifert [SBW<sup>+</sup>93] erzeugte über ein rotierendes Ventil, welches je nach Ventilstellung mit der Ansaug- oder Abblaseöffnung eines Gebläses sowie einem Plenum innerhalb eines Flügels verbunden war, eine massenstromneutrale Oszillation, die der stationären Ausblasung von Druckluft überlagert wurde. Mit diesem pneumatischen Aktuator konnte er den Auftrieb einer Flügel-Klappen-Konfiguration erfolgreich erhöhen und den Widerstand minimieren. Mit diesem Konzept konnte der

zugeführte Aktuationsmassenstrom im Vergleich zu stationärer Ausblausung bei gleicher Effektivität reduziert werden.



**Abbildung 2.9:** Geschwindigkeitsverteilung bei tangentialer Einblasung nach [SG06]

In Abbildung 2.9 ist die Geschwindigkeitsverteilung bei tangentialer Einblasung von energiereichem Fluid dargestellt.

Wird ein Fluidstrahl durch kleine Bohrungen quer zur Hauptströmung eingeblasen, bildet sich eine längsgerichtete Wirbelstruktur aus. Man spricht von pneumatischen Wirbelgeneratoren, die in der Literatur auch unter dem Begriff "Vortex Generator Jets" (VGJ) zu finden sind. Sie basieren auf der Interaktion des eingeblasenen Fluidstrahls mit der Hauptströmung. Die dabei resultierende, längsgerichtete Wirbelstruktur soll Strömungsablösung verhindern [JN90]. Die sich ausbildende Wirbelstruktur ist dabei u.a. abhängig von dem Winkel des Ausblasstrahls zur Hauptströmung. Die Entstehung und das Verhalten solcher Vortex Generator Jets untersuchten Sau et al. [SM10] mit Hilfe von Direkter Numerischer Simulation (DNS).

Detaillierte Grundlagenuntersuchungen zur Entwicklung und zum physikalischen Prinzip von pneumatischen Wirbelgeneratoren führten Compton et al. [CJ92] sowie Daehnert [Däh12] durch.

## 2.6 Effizienz der Aktuatorik

Im Rahmen dieser Arbeit werden die Möglichkeiten der aktiven Strömungsbeeinflussung mit Hilfe von druckluftbasierter (pneumatischer) Aktuatorik untersucht. Gerade im Verdichter bietet sich diese Art der

Strömungsbeeinflussung an, da in verschiedenen Stufen des Verdichters Sekundärluft entnommen wird, die auch zur Strömungskontrolle genutzt werden kann. Somit ist keine externe Druckluftversorgung nötig und lange Zuleitungen können vermieden werden. Um die Beeinflussung beurteilen zu können, muss eine Effizienzbetrachtung durchgeführt werden. Seifert [Sei07] definierte drei Kriterien zur Beurteilung der Effizienz, die sowohl Gewicht, Volumen, Kosten als auch den Energiebedarf der Aktuatoren berücksichtigen und wendete diese Kriterien auf unterschiedliche Aktuatorkonzepte an.

In der vorliegenden Arbeit wird der thermische Verlustgrad  $\eta_{th}$  nach Raffel und Kost [RK98] eingeführt. Er wurde analog zum isentropen Turbinenwirkungsgrad aufgestellt und lässt sich aus dem  $h$ - $s$ -Diagramm für einen Verdichterstator herleiten (siehe Abb. 2.10).

Generell gilt für den isentropen Turbinenwirkungsgrad:

$$\eta_{ts} = \frac{\Delta h_t}{\Delta h_{ts}} \quad (2.3)$$

Dabei wird die realen Enthalpiedifferenz zu der isentropen, also theoretischen, Enthalpiedifferenz ins Verhältnis gesetzt. Für die Enthalpie gilt

$$h = c_p \cdot T \quad (2.4)$$

wobei  $h$  die Enthalpie beschreibt und  $T$  die Temperatur. Die Wärmekapazität bei konstantem Druck  $c_p$  wird dabei als konstant angenommen. Das Verhältnis des zugeführten Aktuationsmassenstroms zum Hauptmassenstrom wird mit  $MR$  bezeichnet.

Stellt man die Enthalpiebilanz auf, erhält man

$$\begin{aligned}
 \dot{m}_2 \cdot h_{t2} &= \dot{m}_1 \cdot h_{t1} + \dot{m}_{jet} \cdot h_{t,jet} & (2.5) \\
 (\dot{m}_{jet} + \dot{m}_1) \cdot h_{t2} &= \dot{m}_1 \cdot h_{t1} + \dot{m}_{jet} \cdot h_{t,jet} \\
 (1 + MR) \cdot h_{t2} &= h_{t1} + MR \cdot h_{t,jet}.
 \end{aligned}$$

Es ergibt sich für die Totaltemperaturen

$$(1 + MR) \cdot T_{t2} = T_{t1} + MR \cdot T_{t,jet}. \quad (2.6)$$

Es gilt:

$$p_{t,jet} > p_{t1} > p_{t2}; \quad T_{t1} > T_{t2} > T_{t,jet}$$

Für den thermischen Verlustgrad ergibt sich somit:

$$\begin{aligned}
 \eta_{th} &= \frac{(1 + MR) \cdot c_2^2}{c_{2s}^2 + MR \cdot \tilde{c}_{2s}^2} & (2.7) \\
 &= \frac{(1 + MR) \cdot (T_{t2} - T_2)}{T_{t1} - T_{s2} + MR \cdot (T_{tc} - \tilde{T}_{2s})} \\
 &= \frac{T_{t2} \cdot (1 + MR) \cdot (1 - T_2/T_{t2})}{T_{t1} \cdot \left[ (1 - T_{s2}/T_{t1}) + MR \cdot (T_{t,jet}/T_{t1} - \tilde{T}_{2s}/T_{t1}) \right]} \\
 &= \frac{T_{t2} \cdot (1 + MR) \cdot (1 - T_2/T_{t2})}{T_{t1} \cdot \left[ (1 - T_{s2}/T_{t1}) + MR \cdot (T_{t,jet}/T_{t1} - \tilde{T}_{2s}/T_{t,jet} \cdot T_{t,jet}/T_{t1}) \right]} \\
 &= \frac{(T_{t1} + MR \cdot T_{t,jet}) \cdot (1 - T_2/T_{t2})}{T_{t1} \cdot \left[ (1 - T_{s2}/T_{t1}) + MR \cdot (T_{tc}/T_{t1} - \tilde{T}_{2s}/T_{t,jet} \cdot T_{t,jet}/T_{t1}) \right]} \\
 &= \frac{T_{t1} \cdot (1 + MR \cdot T_{t,jet}/T_{t1}) \cdot (1 - T_2/T_{t2})}{T_{t1} \cdot \left[ (1 - T_{s2}/T_{t1}) + MR \cdot (T_{t,jet}/T_{t1} - \tilde{T}_{2s}/T_{t,jet} \cdot T_{t,jet}/T_{t1}) \right]} \\
 &= \frac{(1 + MR \cdot T_{t,jet}/T_{t1}) \cdot (1 - (p_2/p_{t2})^{\frac{\kappa-1}{\kappa}})}{(1 - (p_2/p_{t1})^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}) + MR \cdot (T_{t,jet}/T_{t1} - \tilde{T}_{2s}/T_{t,jet} \cdot T_{t,jet}/T_{t1})} \\
 &= \frac{(1 + MR \cdot T_{t,jet}/T_{t1}) \cdot (1 - (p_2/p_{t2})^{\frac{\kappa-1}{\kappa}})}{(1 - (p_2/p_{t1})^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}) + MR \cdot T_{t,jet}/T_{t1} (1 - (p_2/p_{t,jet})^{\frac{\kappa-1}{\kappa}})}
 \end{aligned}$$



Wyganski [Wyg04] beschreibt anhand der Untersuchungen von aktiver Strömungskontrolle mit Hilfe von periodischer Anregung die dominierenden Parameter der Anregung: die Anregungsfrequenz, die optimale Position der Anregung sowie die Anregungsamplitude. Er weist darauf hin, dass eine gezielte Auswahl dieser Größen vonnöten ist, um aktive Strömungskontrolle effizient einsetzen zu können und den Einsatz eines geschlossenen Regelkreises zu ermöglichen. Weitere Anregungsparameter stellen die Pulsweite, die Jetgeschwindigkeit, und die geometrischen Abmaße der Ausblasöffnungen dar. Den Einfluss dieser Größen auf eine turbulente Grenzschicht ermittelten u.a. [TLBW00] sowie [KFS06]. In [Wyg06] vergleicht Wyganski die Strömungskontrollmethoden Ausblasung, Absaugung sowie periodische Anregung miteinander und formuliert Modelle zur Beschreibung der Kontrollmechanismen. Für seine Untersuchungen an einem umströmten Zylinder ermöglichten sowohl stationäres Ausblasen als auch die periodische Anregung der Strömung das Wiederanlegen der Grenzschicht stromab des Ausblastschlitzes. Auch der Druckgradient stromauf des Schlitzes konnte mit diesen Methoden positiv beeinflusst werden. Absaugung hingegen führte nicht zu einem Wiederanlegen der abgelösten Grenzschicht stromab des Absaugschlitzes.

Darabi et al. [DW02], [DW04] führten Untersuchungen zur aktiven Strömungskontrolle an einer ebenen Platte durch, die durch ein Gelenk mit einer Klappe verbunden wurde. Die Untersuchungen ergaben, dass die Anregungsparameter Impulscoeffizient  $c_\mu$  und dimensionslose Frequenz  $F^+$  eine entscheidende Rolle bei der aktiven Strömungskontrolle spielen. Diese Parameter definierte er dabei als

$$c_\mu = \frac{u_{jet}^2 \cdot b_S}{u_\infty \cdot c_f} \quad (2.8)$$

mit der mittleren Ausblasgeschwindigkeit  $u_{jet}$ , der Anströmgeschwindigkeit  $u_\infty$ , der Schlitzbreite  $b_S$  sowie der Klappensehnenlänge  $c_f$ .

$$F^+ = \frac{f \cdot x}{u_\infty} \quad (2.9)$$

Hierbei ist  $f$  die Frequenz der Anregung und  $x$  eine für die Ausblasung charakteristische Länge, in dem Fall der Abstand zwischen der Ausblasposition und der Klappenhinterkante. Bei den Untersuchungen

der vorliegenden Arbeit wird als charakteristische Länge die Schaufelhöhe  $s$  verwendet. Der Impulskoeffizient  $c_\mu$  gibt an *wie gut* und die dimensionslose Frequenz  $F^+$  *wo* die Wirbelstrukturen mit der Oberfläche interagieren.

Des Weiteren ist für den sinnvollen Einsatz eines Regelkreises eine geeignete Möglichkeit zur Detektierung der Ablösung erforderlich. In [SM06] stellen Seifert et al. einen Algorithmus zur Vorhersage von Strömungsablösung mit Hilfe eines Hitzdraht-Arrays vor. Methoden zur Feedback-Kontrolle entwickelten u.a. Glauser et al. [GHA<sup>+</sup>04]. Mit der Entwicklung von regelungstechnischen Methoden zur aktiven Beeinflussung abgelöster Strömungen befasste sich auch [Hen08].

King et al. [KBGH04] setzten sowohl robuste als auch adaptive geschlossene Regelkreise erfolgreich ein, um Ablösegebiete zu kontrollieren. Auch Garwon [Gar07] und Tian et al. [TSC06] nutzten adaptive Regelungskonzepte zur erfolgreichen Kontrolle von abgelösten Scherströmungen.

## 2.8 Strömungskontrolle in der Gasturbine

Die Entwicklungen im Bereich der Luftfahrtantriebe zielen aus ökologischen und ökonomischen Gründen auf die Senkung des spezifischen Treibstoffverbrauchs und die Erhöhung des Schub-/Gewichtverhältnisses. Um dies realisieren zu können, müssen die einzelnen Komponenten einer Turbomaschine effizienter und leichter werden. Daher wurde in den letzten Jahren vermehrt Forschung im Bereich der Strömungskontrolle innerhalb einer Gasturbine betrieben.

Lord et al. [LMT00] diskutieren die Möglichkeiten von aktiver Strömungskontrolle für die einzelnen Komponenten einer Gasturbine. Sie nennen einige potentielle Einsatzmöglichkeiten von aktiver Strömungskontrolle in einem Triebwerk, weisen jedoch darauf hin, dass die Optimierung einzelner Komponenten allein nicht ausreichend ist, sondern stets das Gesamtsystem Triebwerk betrachtet werden muss. So sind nicht nur Kosten, Gewicht und der Mehrwert für den Kunden entscheidend, sondern auch die zusätzliche Komplexität und die erhöhten Kosten in der Wartung, sowie das Risiko, das durch den Einbau von Ak-

tuatorik entsteht, sind abzuschätzen. Vor allem die Zuverlässigkeit des Systems ist von entscheidender Bedeutung.

In den letzten Jahren wurden zahlreiche Untersuchungen zur Strömungskontrolle im Bereich der Turbine durchgeführt. Diese hatten das Ziel, die Effizienz der Turbinenbeschaufelung zu verbessern. Es wurden sowohl passive (Mack et al. [MLN12]) als auch aktive Kontrollmethoden verwendet. Aktive Kontrolle mit Hilfe von stationärer sowie instationärer Ausblasung untersuchten u.a. Ludewig et al. [LMNF11], Dähnert [Däh12], Volino [Vol03] und Schumann [Sch10]. Dabei erwies sich die stationäre Ausblasung von Druckluft in der Regel als effizienter als der Einsatz von instationärer Ausblasung.

### **Strömungskontrolle im Verdichter**

Auch Strömungskontrolle im Verdichter bietet großes Potential zur Steigerung der Effizienz dieser Komponente. Die Effizienz eines Verdichters ist im Bereich der Pumpgrenze am größten. Kann mit Hilfe einer Strömungskontrollmethode die Strömungsablösung verzögert/minimiert werden, kann der Verdichter im Nahbereich der Pumpgrenze arbeiten, ohne dass Stabilitätsprobleme auftreten. Folglich wurden in den letzten Jahren vor allem im Verdichtersystem Untersuchungen zur passiven und aktiven Strömungskontrolle vorangetrieben.

Bereits 1968 führten Koch et al. [KLHS68] Untersuchungen zur Verzögerung der rotierenden Ablösung durch Luftentnahme an der Rotorspitze an einem einstufigen Verdichter durch. Eine Kombination aus Absaugung des energiearmen Fluids am Spaltende und Einblasen von energiereicher Druckluft am Beginn des Spalts eines Stators mit sich drehender Nabe führte bei den Untersuchungen von Lee et al. [LG90] zu einem Stabilitätszuwachs. D'Andrea et al. [DBM97] nutzten gepulstes Einblasen von Druckluft in einem Niedergeschwindigkeitsverdichter zur Verhinderung bzw. Herausverzögerung von rotierender Ablösung. Mit Hilfe einer Parameterstudie ermittelten sie einen Kontrollalgorithmus zur Regelung der Ablöseunterdrückung. Ebenso führte Katz Untersuchungen zur geregelten, gepulsten Druckeinblasung zur erfolgreichen Unterdrückung von Rotierender Ablösung über einen weiten Bereich

des Verdichterkeinfeldes durch [Kat02]. Bae et al. [BBT05] untersuchten den Einfluss von aktiver Strömungskontrolle mittels fluidischer Aktuatoren auf die Spaltströmung einer linearen Verdichterkaskade. Sie verwendeten dazu unterschiedlich ausgerichtete "synthetic jet" Aktuatoren und verglichen diese zu stationärer Ausblasung in Richtung der Hauptströmung. Es stellte sich heraus, dass die gerichteten Aktuatoren effektiver arbeiten als der normal zur Hauptströmung zugeführte "synthetic jet", der die Spaltströmung nur durch Erhöhung der turbulenten Vermischung beeinflusst. Die durch die Spaltströmung erzeugten Verluste konnte durch stationäre Ausblasung am stärksten reduziert werden.

Auch Cassina et al. [CBKA07] beeinflussten die Spaltströmung eines Rotors mit Hilfe von Ausblasung von Sekundärluft an diskreten Positionen stromauf der Rotorblattspitzen. Durch eine Parameterstudie konnten optimale Werte für den Ausblasmassenstrom, die Ausblasgeometrie, den Ausblaswinkel sowie die axiale Position der Ausblasung für ihre Konfiguration gefunden werden, um die Verdichterstabilität durch Reenergetisierung der energiearmen Strömung im Spaltbereich zu verbessern. Aktive Spaltkontrolle durch Einblasung von Sekundärluft am Rotor eines einstufigen Hochgeschwindigkeitsverdichters in Kombination mit passiver Gehäusebeeinflussung im Spaltbereich wurde von Beheshti et al. [BFG<sup>+</sup>05] numerisch simuliert. Durch diese stationäre Beeinflussungsmethode konnte die Spaltströmung effizient kontrolliert werden. Die Effizienz des Versuchsverdichters sowie der Abstand zur Stabilitätsgrenze konnten ohne Einbußen im Totaldruckverhältnis erhöht werden.

Numerische Untersuchungen zur Leistungssteigerung zweier hochbelasteten Verdichterstufen mit Hilfe von Absaugung des Grenzschichtfluids an der Rotorblattspitze sowie des Grenzschichtmaterials an der Seitenwand in der Passage der Statorbeschaufelung führten Gümmer et al. [GGS05] durch. Die Grenzschichtabsaugung an der Rotorspitze führte zu einer positiven Beeinflussung der Spaltströmung. Die Verluste über den Stator konnten durch gezielte Beeinflussung der saugseitigen Eckenablösung reduziert werden.

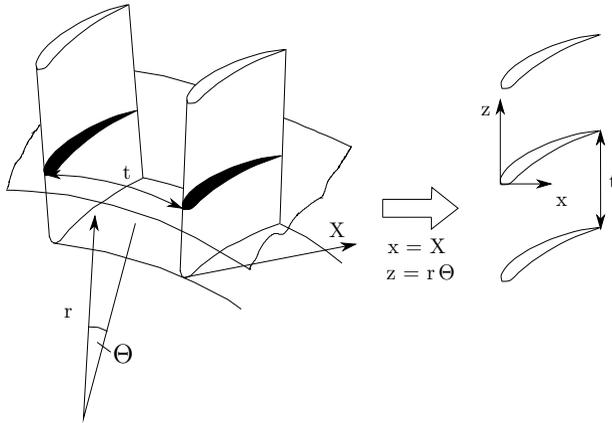
Marty et al. [MCB<sup>+</sup>13] entwickelten numerischen Methoden speziell zur Simulation von Strömungskontrollmechanismen. Die numerischen Untersuchungen beinhalteten die erfolgreiche Beeinflussung der Spaltströ-

mung in einem Verdichter mit Hilfe von passiver Kontrollmethoden am Gehäuse, aktiver Kontrolle am Gehäuse durch Absaugung von Luft aus der Hauptströmung mit anschließender Ausblasung dieser Luft stromauf der Absaugposition sowie Beeinflussung der Grenzschichtströmung und der Sekundärströmung durch Wirbelgeneratoren und Absaugung der Grenzschicht durch einen Schlitz in der Beschauelfelung. Ihre numerischen Simulationen validierten sie durch experimentelle Begleituntersuchungen.

Detaillierte Untersuchungen zur passiven Strömungskontrolle mit Hilfe von Wirbelgeneratoren und sogenannten "slotted blades", bei denen die druckseitige Strömung über den vorherrschenden Druckunterschied über Bohrungen oder Schlitze innerhalb der Schaufel auf die Schaufel-saugseite gelenkt wird, führten Rockenbach et al. [RBJ70], [RB71] sowie Brent et al. [BJ70], [Bre70] an einem einstufigen Verdichter durch. Eine Verbesserung der Schaufelumströmung konnte mit diesen Methoden jedoch nicht erreicht werden, da die Belastung der Wandgrenzschicht zu hoch war und zu starker Ablösung im Wandbereich führte.

Eine weitere Möglichkeit der passiven Strömungskontrolle ist die Konturierung der Seitenwände. Diese Variante fand beispielsweise in [HCF02], [DHNM11] sowie [ZLZ13] in einer linearen Verdichterkaskade bzw. einer Verdichterstufe erfolgreich Anwendung.

Wie bereits in Kapitel 2.4 beschrieben, ist die Strömung in einem Axialverdichter stark dreidimensional. Neben den zuvor genannten Sekundärströmungsphänomenen ist das Strömungsfeld in einem realen Verdichter aufgrund der radialen Komponente sehr komplex. Die Schaufelbelastung nimmt in radialer Richtung zu und es wirken Zentrifugalkräfte im Rotor, die weitere Sekundärströmungsphänomene hervorrufen. Hinzu kommt die Spaltströmung an Rotorschaukel und Gehäuse bzw. Statorschaukel und Welle. Um diese zusätzlichen Effekte durch die radiale Komponente im Verdichter außer Acht lassen zu können, werden grundlegende Untersuchungen an einer linearen Verdichterkaskade, also einem ebenen Schaufelgitter durchgeführt. Dieses erhält man durch Abwickeln eines koaxialen Zylinderschnittes durch das Lauf- bzw. Leitrad. Abbildung 2.11 zeigt eine solche Abwicklung.



**Abbildung 2.11:** Abwicklung einer Schaufelgeometrie nach Lakshminarayana [Lak96]

Lineare Kaskaden eignen sich aufgrund ihrer leichten Zugänglichkeit und einfachen Bauweise zur Untersuchung strömungstechnischer Phänomene eines Schaufelkanals, bilden die Realität jedoch nur in vereinfachter Form ab. Im Folgenden wird auf die Anwendung verschiedener Strömungskontrollmethoden in linearen Verdichterkaskaden eingegangen.

Am Deutschen Zentrum für Luft- und Raumfahrt (DLR) wurden erfolgreich Experimente zur passiven Beeinflussung von Sekundäreffekten an einem Flügel bei inkompressiblen Zuströmbedingungen und einer hochbelasteten Verdichterkaskade im kompressiblen Machzahlbereich vorgenommen. Meyer et al. [R. 03] platzierten Wirbelgeneratoren in den Ecken, um die Ablösung am Übergang von Flügel bzw. Schaufel zu Wand im Bereich der Hinterkante zu minimieren. Die Untersuchungen zur Beeinflussung der Strömung in der Verdichterkaskade durch Wirbelgeneratoren wurden von Hergt et al. [HME06] sowie Hage et al. [HMP07] numerisch und experimentell weitergeführt. Liesner et al. [LML<sup>+</sup>10] erweiterten die experimentellen Untersuchungen zur erfolgreichen Kontrolle der saugseitigen Sekundärströmungen von Verdichterstator durch den Einsatz von Grenzschichtabsaugung. Gmelin

et al. begleiteten diese Untersuchungen mittels numerischer Simulationen [GTLM11]. Die Untersuchungen fanden bei kompressiblen Zuströmgeschwindigkeiten statt. Die Umströmung der Statoren konnte mit Hilfe der Absaugung des energiearmen Fluids verbessert und die Verluste reduziert werden.

Bereits 1965 führte Peacock [Pea65] experimentelle Untersuchungen zur Grenzschichtabsaugung in einer Verdichter-kaskade zur Reduzierung der Eckenablösung durch. Auch Hjaerne et al. [HCLL05] befassten sich experimentell mit der aktiven Strömungskontrolle durch Grenzschichtabsaugung an einer linearen Verdichter-kaskade im inkompressiblen Machzahlregime. Numerische Untersuchungen zur Grenzschichtabsaugung an Verdichterschaufeln zur Erhöhung der aerodynamischen Leistung einer Turbomaschine führte Merchant [Mer03], [Mer99] viel versprechend sowohl im Nieder- als auch im Hochgeschwindigkeitsbereich an einer Verdichterstufe durch. Experimentelle Untersuchungen zur Absaugung an einer transsonischen Verdichterstufe zur Erhöhung der Stufenarbeit wurden von Schuler [SKM05] mit Erfolg realisiert. Weitere numerische Untersuchungen zur Grenzschichtabsaugung an Verdichterstatoren führten Song et al. im niederen Geschwindigkeitsbereich durch [SCYW06]. Auch sie konnten die Verluste reduzieren und den Arbeitsbereich der Beschaukelung erweitern.

Culley et al. [CBPS04] kontrollierten die Umströmung zweier Stator-schaufeln eines mehrstufigen Niedergeschwindigkeitsverdichters mit Hilfe von Ausblasung aus der Oberfläche der Saugseite. Sie generierten harmonische Oszillationen zur Erzeugung einer instationären Ausblasströmung und verglichen diese mit stationärer Ausblasung. Des Weiteren stellten sie zwei verschiedene Ausblasgeometrien gegenüber: einen spannweitigen Schlitzaktuator sowie eine Doppelreihe spannweichter Bohrungen. Die geringsten Verluste wurden mittels oszillierender Einblasung durch eine motorbetriebene Sirene in Kombination mit einem Ausblassechlitz erzielt. Eine spektrale Analyse von Druckdaten am Gehäuse erwies sich als verlässlicher Indikator für das Ausmaß der Strömungsablösung auf der Statorschaufel und ermöglichte Untersuchungen mit einem geschlossenen Regelkreis. Bright et al. [BCBW05] ergänzten die Untersuchungen von Culley, indem sie die gesamte Statorreihe der ersten Stufe dieses vierstufigen Verdichters mit saugseitigen Schlitzen zur stationären Einblasung von Druckluft bestückten und über einen ge-

schlossenen Regelkreis regelten. Als Indikator für eine vorliegende Strömungsablösung, und damit als Regelgröße, wurde die zuvor genannte Spektralanalyse der Druckdaten sowie eine für die Ablösung charakteristische Änderung der statischen Druckverteilung der Saugseite einer Statorschaufel ermittelt. Mit Hilfe der geregelten, stationären Lufteinblasung konnte die saugseitige Strömung wieder zum Anlegen gebracht werden.

Mit Hilfe von numerischen Simulationen modellierten Kirtley et al. [KGW<sup>+</sup>05] einen Verdichterstatorring, der über den vollen Annulus mit Ausblasöffnungen zur Strömungskontrolle bestückt wurde. Diesen testeten sie in der dritten Stufe eines vierstufigen Niedergeschwindigkeitsverdichters. Die Designgrenzen wurden bewusst überschritten und die Stabilität der Beschaukelung herabgesetzt, um die Verdichterleistung bei den Untersuchungen ohne Strömungskontrolle durch starke Ablösung zu vermindern und bei Anwendung von stationärer Ausblasung zu verbessern. Dieses Ziel konnte erreicht werden.

Matejka et al. [MLPN08] untersuchten die aktive Strömungskontrolle in einer Verdichterkaskade. Ihr Ziel bestand in der Minimierung der Verluste durch Beeinflussung der Wirbelstrukturen mit Hilfe eines "synthetic jet" Aktuators. Diese Art der Aktuatorik arbeitet massenstromneutral, so dass der Hauptströmung kein Massenstrom entnommen werden muss. Die Untersuchungen fanden im inkompressiblen Machzahlbereich statt. Sowohl die Grenzschicht als auch die Wirbelstrukturen an der Seitenwand wurden durch den "synthetic jet" beeinflusst. Die Verluste wurden reduziert und über eine Effizienzbetrachtung konnte eine fast zweifache Einsparung der Energie durch den Einsatz der "synthetic jets" im Verhältnis zur zugeführten Energie ermittelt werden.

Nerger [NSR<sup>+</sup>11], [Ner09] beschäftigte sich sowohl numerisch als auch experimentell mit der aktiven Strömungsbeeinflussung an einem ebenen Verdichtergitter. Als Beeinflussungsmethode verwendete er tangentiales Ausblasen aus Schlitzaktuatoren, die in die Seitenwand sowie in die Schaufelsaugseite integriert waren. Das verwendete Gitter war stark umlenkend und wurde im niedrigen Unterschallbereich betrieben. Die Verluste konnten durch das Ausblasen von Druckluft reduziert werden.

Song et al. [SCCW07] führten numerische Simulationen zum Einfluss von Lufteinblasung im Bereich des saugseitigen Ablösegebietes auf die

Leistung einer hochbelasteten Verdichterkaskade bei inkompressiblen Zuströmbedingungen durch. Sie nutzten den Druckunterschied von Druck- und Saugseite zur Zuführung der druckseitigen Luft auf die Schaufelsaugseite und benötigten somit keine externe Druckluft. Sie führten verschiedene Parametervariationen durch und konnten mit ihrer Methode die saugseitigen Verluste reduzieren.

Den Einsatz von stationären und gepulsten VGJs zur Kontrolle einer abgelösten, turbulenten Grenzschicht einer Verdichterschaufel im Niedergeschwindigkeitsbereich bei hohen Inzidenzen untersuchten Evans et al. [EHHW08] an einer ebenen Platte, die durch konturierte Wände den Druckgradient einer Verdichtersaugseite aufgeprägt bekam. Mit Hilfe der VGJs konnten die Verluste verringert werden. Im nächsten Schritt wandten Evans et al. stationäres Ausblasen aus der Schaufelsaugseite in Kombination mit Grenzschichtabsaugung an der Seitenwand zur Reduzierung der Eckenablösung sowie die kombinierte Absaugung der Schaufel- und Wandgrenzschicht in einer inkompressibel angeströmten, linearen Verdichterkaskade bei hohen Inzidenzen an [EHHW09]. Mit beiden Methoden konnten die Verluste reduziert werden.

Trávníček et al. [TCv<sup>+</sup>13] untersuchten die Möglichkeiten der Strömungsbeeinflussung einer Kaskadenströmung im kompressiblen Unterschallbereich bei moderater Schaufelumlenkung für Off-Design Zuströmwinkel. Dazu nutzten sie stationäre und gepulste Ausblasung aus Seitenwandschlitzten. Die stark dreidimensionale Strömungsablösung auf den Verdichterschaufeln ließ sich durch die Ausblasung von Druckluft jedoch nur minimal beeinflussen.

An der Technischen Universität Berlin wurden im Rahmen des Sonderforschungsbereichs 557 Methoden der aktiven Strömungskontrolle an verschiedenen Anwendungsfällen untersucht [Kin07], [Kin10].

Die Ergebnisse der experimentellen und numerischen Untersuchungen zur aktiven Strömungskontrolle an einer hochbelasteten Verdichterkaskade werden von Gmelin et al. in [GZH<sup>+</sup>12] zusammengefasst. Die Kaskade wurde bei niedrigen Anströmgeschwindigkeiten betrieben und die saugseitige Strömung durch stationäre Ausblasung, gepulste Ausblasung sowie mit Hilfe von massenstromneutraler Aktuatorik (synthetic jets) beeinflusst. Die Ausblasung fand dabei sowohl aus der Schaufelsaugseite sowie aus Seitenwandschlitzten statt. Verschiedene Aktuations-

parameter wurden variiert, sodass ein breites Spektrum an Kontrollmechanismen experimentell und numerisch untersucht und bewertet werden konnte.

Mertens et. al. [MTSH08] führten numerische Simulationen zur Beschreibung der Kaskadenströmung im Niedergeschwindigkeitsbereich mit und ohne Strömungsanregung durch stationäres Einblasen durch. Sie verglichen Simulationen mit vollturbulenten Strömungsbedingungen und unter Verwendung eines Transitionsmodells und validierten die Daten mit experimentellen Ergebnissen. Bei Verwendung des Transitionsmodells wies das Strömungsbild der Schaufelaußenseite bei stationärer Ausblasung mit einem maximalen Ausblasmassenstrom von 0,5 % des Hauptmassenstroms eine nahezu ablösefreie Strömungstopologie auf. Gmelin knüpfte an diesen Untersuchungen an und erweiterte die numerischen Simulationen auf gepulste Ausblasung [GSWT10].

Hecklau [HZP<sup>+</sup>in], [Hec12] führte experimentelle Untersuchungen mit druckluftbasierter Aktuatorik an der großskaligen Verdichter-kaskade durch. Er konnte zeigen, dass er mit Hilfe von gepulster Ausblasung aus wandbündigen Schlitzen die Strömungsablösung auf der Schaufelaußenseite bei inkompressiblen Anströmbedingungen verkleinern konnte. Er identifizierte die Wirkmechanismen des gepulsten Wandstrahls sowie den Einfluss des Ausblaswinkels auf diese Mechanismen und konnte so die Auswirkung der Aktuatorik auf die hochgradig dreidimensionale Passagenströmung der Verdichter-kaskade bestimmen. Mit Hilfe des gepulsten Ausblasens aus einem 2D-Schlitzaktuator erzeugte er Wirbelstrukturen im Bereich der Strömungsablösung und erzielte so eine Umverteilung der impulsreichen Strömung im Ablösegebiet. Der ablösegefährdeten Grenzschicht wurde energiereiches Fluid zugeführt und die Ablösegebiete wurden somit verkleinert. Seine Ergebnisse wiesen eine hohe Übereinstimmung zu den numerischen Simulationen von [GSWT10] auf. Mit Hilfe eines MIMO (Multiple Input Multiple Output) Reglers ([DS81]) konnte ein geschlossener Regelkreis für diese Methode der Strömungskontrolle aufgebaut werden [Wie11]. Hierzu musste eine Regelgröße identifiziert werden, die den Einfluss der Anregung durch die aktive Strömungskontrolle auf die komplexe dreidimensionale Strömung widerspiegelt [WHK<sup>+</sup>10], [WKN<sup>+</sup>11].

Neben den Untersuchungen mit druckluftbasierter Aktuatorik wurden an dieser linearen Kaskade massenstromneutrale Aktuatoren eingesetzt. Zander et al. [ZHN<sup>+</sup>11] integrierten diese "synthetic jets" in die Seitenwände der Kaskade sowie in die saugseitige Schaufeloberfläche. Mit Hilfe dieser Kontrollmethode konnte die Effizienz der Kaskade bei geringen Zuströmmachzahlen deutlich gesteigert werden. Begleitend führten Gmelin et al. numerische Simulationen durch [GSZ<sup>+</sup>10].

Staats et al. [SNP15] erweitern diese Experimente von Hecklau um experimentelle Untersuchungen zum Einfluss einer periodischen Störung im Nachlauf der Beschauflung der Verdichterkaskade auf die Druckverteilung sowie die vorherrschenden saugseitigen Sekundärströmungsphänomene.

## **2.9 Zusammenfassung und Definition der Wissenslücke**

In diesem Kapitel wurde ein Überblick über die bisher in der Literatur veröffentlichten Studien zur Strömungskontrolle allgemein und zur aktiven Strömungsbeeinflussung im Verdichter im Speziellen gegeben.

Die bisherige Forschung zur aktiven Strömungsbeeinflussung im Verdichter konzentrierte sich im Wesentlichen auf grundlegende Untersuchungen zur Bestimmung der geometrischen und aerodynamisch optimalen Parameter für eine erfolgreiche Strömungsbeeinflussung. Aufgrund der Komplexität der Problemstellung und der Vielzahl an Aktuatorik Konzepten wurden die Untersuchungen häufig an großskaligen und vereinfachten Versuchsaufbauten durchgeführt. Fast ausnahmslos beschränkten sich die Zuströmbedingungen der Forschungsvorhaben auf den inkompressiblen Machzahlbereich.

Ein erheblicher Forschungsbedarf besteht jedoch nach wie vor im Einsatz von aktiver Kontrolle der Strömung im Verdichter bei realitätsnahen Randbedingungen, also im kompressiblen, transsonischen Machzahlbereich bei hohen Reynoldszahlen. Um die Vorteile der aktiven Strömungskontrolle im Vergleich zu passiven Ansätzen voll auszunutzen, ist der Einsatz eines geschlossenen Regelkreises vonnöten.

In der verfügbaren Literatur fehlt jedoch die kombinierte Untersuchung der aktiven Strömungskontrolle im kompressiblen Machzahlregime eines hochbelasteten Verdichters unter Anwendung eines geschlossenen Regelkreises. Genau diese Wissenslücke soll durch die hier vorliegenden Untersuchungen geschlossen werden. Dazu wird druckluftbasierte Aktuatorik im hohen Unterschall betrieben und in eine transsonisch durchströmte, stark umlenkende, lineare Verdichter-kaskade integriert. Eine abschließende Effizienzbetrachtung soll die Einsetzbarkeit des verwendeten Aktuatorik-konzeptes bewerten.



## 3 Versuchsaufbau

Die Untersuchungen zur aktiven Strömungskontrolle werden an einer linearen Verdichterkaskade durchgeführt. Diese wird für einen Machzahlbereich der Zuströmung von  $Ma = 0,3-0,8$  ausgelegt. Zur Realisierung einer gleichmäßigen Anströmung wird der Windkanal mit Gleichrichtern bestückt. Im vorliegenden Kapitel wird der Prüfstand sowie die verwendete Messtechnik näher erläutert. Des Weiteren wird detailliert auf die Auslegung der Druckluftaktuatorik eingegangen.

### 3.1 Versuchsanlagen

Im Rahmen dieser Arbeit wurde der Kaskadenprüfstand für kompressible Strömungsbedingungen in Anlehnung an die Untersuchungen von Hecklau und Zander [ZHN<sup>+</sup>08] ausgelegt. Der Auslegung des Windkanals zur Realisierung einer gleichmäßigen Anströmung wurden die Veröffentlichungen von Mehta [MB79] und Bradshaw [BM03] zugrunde gelegt.

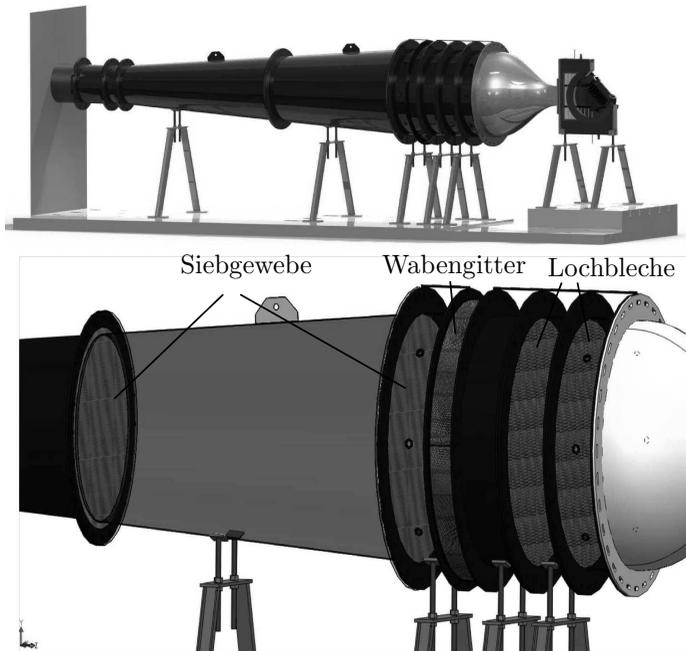
#### 3.1.1 Der Windkanal

Bei dem transsonischen Windkanal handelt es sich um eine offene Konstruktion, das heißt die Luft strömt nach der Umlenkung durch die Verdichterkaskade in die Versuchshalle. Er hat die Aufgabe eine gleichmäßige Anströmung des Schaufelgitters bereitzustellen.

Die Luftversorgung des Prüfstands erfolgt über eine Druckluftanlage mit drei Radialverdichtern vom Typ DEMAG Sez5R, die über Dralldrosseln gesteuert werden. Die Verdichter lassen sich variabel in Parallel- oder Reihenschaltung betreiben, so dass unterschiedliche Massenströme und Druckverhältnisse zur Verfügung stehen. Die Radialverdichter saugen über einen Schalldämpfer und Filter Luft an und fördern diese in ein Rohrleitungssystem. Jeder Verdichter liefert einen maximalen Massendurchsatz von je  $\dot{m} = 1,5 \text{ kg/s}$  bei einem maximalen Druckverhältnis

von  $\Pi = 2$ . Somit ist bei Parallelschaltung der Verdichter ein maximaler Massendurchsatz von  $4,5 \text{ kg/s}$  bei einem Druckverhältnis von  $\Pi = 2$  möglich. Für die Auslegung des Kaskadenprüfstands wird der Parallelbetrieb von zwei Verdichtern bei Teillast zugrunde gelegt. Der Massenstrom zur Erzielung einer Anströmmachzahl von  $Ma = 0,75$  beträgt etwa  $\dot{m} = 2 \text{ kg/s}$  bei einem Druckverhältnis von  $\Pi = 1,3$ .

Über einen Kühler wird die aus den Verdichtern austretende Luft von etwa  $100^\circ\text{C}$  auf  $50^\circ\text{C}$  abgekühlt [Mil97]. In Abbildung 3.1 ist der Windkanal mit seinen Einbauten dargestellt.



**Abbildung 3.1:** Windkanal der TU Berlin

Durch das Rohrleitungssystem wird die Luft in den Diffusor des Windkanals geleitet. Der Gesamtöffnungswinkel des Diffusors beträgt  $\Theta = 9^\circ$  bei einem Flächenverhältnis der Ein- und Austrittsfläche von  $A = 5$ .

Der Diffusor ist zweigeteilt, mit einer Gesamtlänge von 3 m, sodass die Möglichkeit zum Einbau von Sieben in der Mitte des Diffusors und am Diffusoraustritt gegeben ist (vgl. Abbildung 3.1).

Da die Druckverluste proportional zum Quadrat der Strömungsgeschwindigkeit sind, wurde die Beruhigungskammer so ausgelegt, dass sie mit einer Geschwindigkeit von 3 – 10 m/s durchströmt wird, da diese Strömungsgleichrichter beinhaltet, die Verluste mit sich bringen. Daher weist sie den größten Querschnitt auf und gibt das Flächenverhältnis des Diffusors und das Kontraktionsverhältnis der Düse vor. Der Durchmesser beträgt  $D = 800$  mm. Die Beruhigungskammer wird mit zwei Lochblechen und einem Wabengitter zur Gleichrichtung der Strömung ausgestattet. Diese sind in Abbildung 3.1 dargestellt. Die lateralen Geschwindigkeitsschwankungen sowie der vorhandene Drall werden durch Wabengitter mit einer Länge von 6-8 Zelldurchmessern nahezu komplett entfernt [MB79]. Der Druckverlust durch das Wabengitter ist gering. Die Lochbleche dienen der Homogenisierung der Strömung. Dabei werden große Turbulenzstrukturen der Strömung, die größer sind als die Lochdurchmesser des Bleches, in viele kleine Wirbelstrukturen aufgeteilt. Diese können schneller durch Reibungseffekte abgebaut werden und somit Schwankungen in der Hauptströmung ausgleichen [Sch99]. Die gewählten Lochdurchmesser betragen 5 mm. Die Beruhigungskammer besteht aus vier 200 mm langen Segmenten, zwischen denen die Lochbleche und das Wabengitter eingesetzt werden. So wird eine einfache Montage und Demontage der Einbauten ermöglicht.

Die Düse besteht aus glasfaserverstärktem Kunststoff (GFK), da eine definierte Kontraktion von einem runden Querschnitt auf einen rechteckigen Querschnitt mit Abmaßen von 181 mm x 63 mm benötigt wird. Dieser Rechteckquerschnitt entspricht dem Eintrittsquerschnitt des Kaskadenprüfstands. Die Düse weist ein sehr hohes Kontraktionsverhältnis von 44:1 auf. Der experimentell ermittelte Turbulenzgrad der Düsenströmung in Strömungsrichtung liegt bei ca.  $Tu_x = 1\%$ .

### 3.1.2 Der Kaskadenprüfstand

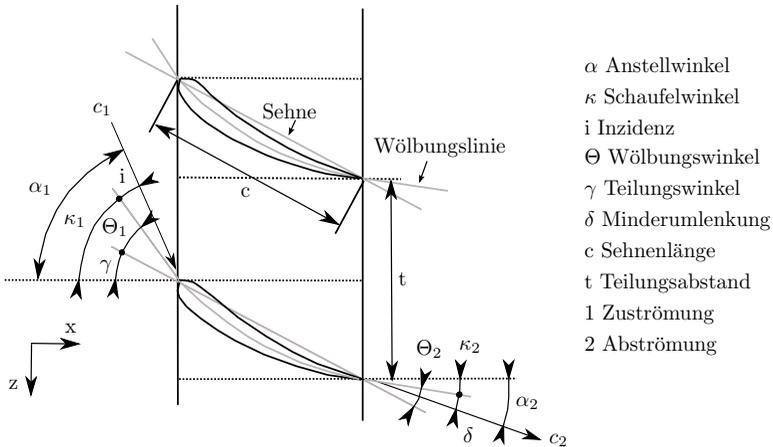
Die Auslegung des Verdichterschaufelprofils erfolgte von Rolls-Royce Deutschland mit Hilfe des 2D-Gitterberechnungsverfahrens *Mises* für eine Zuströmmachzahl von  $Ma = 0,75$  bei einer Reynoldszahl von  $Re = 1,1 \cdot 10^6$  bezogen auf die Sehnenlänge  $c$ . Es handelt sich hierbei um ein Controlled Diffusion Airfoil (CDA), um in dem ausgelegten, transsonischen Machzahlbereich eine stoßfreie Verzögerung von supersonischen zu subsonischen Geschwindigkeiten realisieren zu können [Lak96].

Das Profil weist eine Sehnenlänge von  $c = 80$  mm bei einem Schaufelhöhenverhältnis von  $s/c = 0,8$  auf, wobei  $s$  die Schaufelhöhe ist. Aufgrund dieses kleinen Schaufelhöhenverhältnisses wird die Passagenströmung sehr stark von den komplexen dreidimensionalen Sekundärströmungen im Wandbereich beeinflusst. Das maximale Dickenverhältnis beträgt  $t_m/c = 0,06$ , mit der maximalen Dicke  $t_m$ . Das Teilungsverhältnis beträgt  $t/c = 0,4$ . Die Auslegungsparameter der Verdichter-kaskade sind in Tabelle 3.1 aufgelistet. Die Verdichterstatoren besitzen eine elliptische Vorderkante und einen Umlenkungswinkel von  $\Delta\beta = 55^\circ$  sowie einen Staffelungswinkel von  $\gamma = 20^\circ$ . Die Auslegungsinzidenz beträgt  $i = 0^\circ$ .

Die Definition der Winkel ist Abbildung 3.2 zu entnehmen.

Parameter	Variable	Wert	Einheit
Grenzschichtdicke	$\delta/s$	6	%
Machzahl	$Ma$	0,75	–
Reynoldszahl	$Re$	$1,1 \cdot 10^6$	–
Turbulenzgrad	$Tu_x$	0,01	–
Schaufelhöhenverhältnis	$s/c$	0,8	–
Teilungsverhältnis	$t/c$	0,4	–
Dickenverhältnis	$t_m/c$	0,06	–
Staffelungswinkel	$\gamma$	20	$^\circ$
Umlenkungswinkel	$\Delta\beta$	55	$^\circ$

**Tabelle 3.1:** Auslegungsparameter der Verdichterkaskade



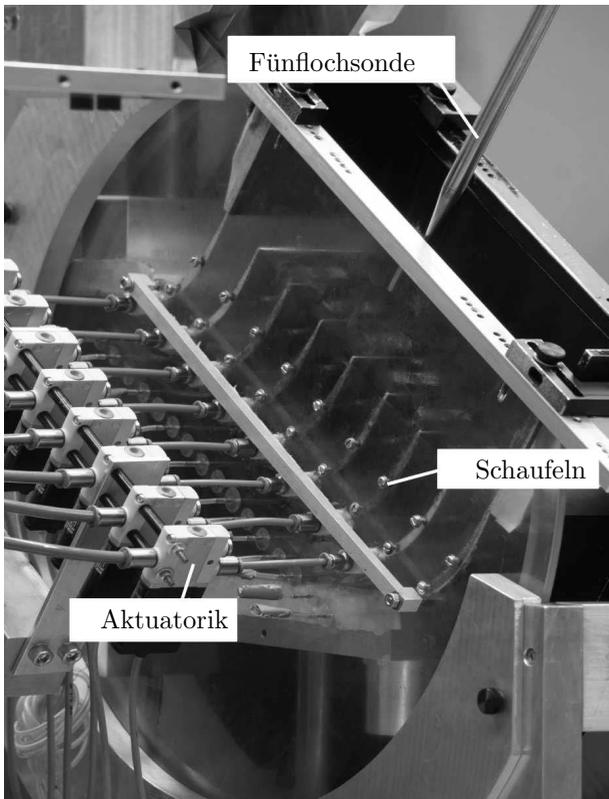
**Abbildung 3.2:** Definition der Strömungswinkel

Der Kaskadenprüfstand besteht aus sieben Schaufeln, die auf einer drehbaren Seitenwand angebracht sind, sodass eine Inzidenzvariation von  $\pm 10^\circ$  möglich ist (vgl. Abbildung 3.3). Die obere und untere Einlaufkontur werden dem Anstellwinkel entsprechend angepasst. Um die Periodizität der Kaskadenströmung zu gewährleisten, sind Tailboards sowie eine flächige Grenzschichtabsaugung an der oberen und unteren Messstreckenwand angebracht. Durch eine Polycarbonatscheibe wird eine gute optische Zugänglichkeit zur Messstrecke ermöglicht.

Die Schaufeln werden mit einer schwarzen Eloxierschicht versehen, um einen guten Kontrast für Ölanstrichbilder und eine Verminderung von Reflexionen bei laseroptischen Messungen zu gewährleisten.

Für die Regelung der Passagenströmung kann die mittlere Schaufel durch eine Sensorik-Schaukel ausgetauscht werden. Diese ist mit 16 integrierten, zur Schaufelzugseite gewandten, hochauflösenden Miniaturdruckaufnehmern

bestückt. Eine detailliertere Beschreibung der Sensorik-Schaukel findet sich in Unterkapitel 3.2.1.



**Abbildung 3.3:** Verdichterkaskade der TU Berlin

Darüber hinaus können die mittleren beiden Schaufeln durch Schaufeln ersetzt werden, die im Bereich des Mittelschnitts statische Druckbohrungen aufweisen, um die statische Druckverteilung im Mittelschnitt bestimmen zu können.

Zudem sind statische Druckbohrungen in der Seitenwand eingebracht, um die Periodizität der Anströmung vor den Verdichterschaufeln zu messen und diese gegebenenfalls über Tailboards und Grenzschichtabsaugung ober- und unterhalb der Kaskade zu optimieren. Dazu wurden

in die Seitenwände eine halbe Sehnenlänge vor der Gitterfront Bohrungen eingebracht.

Abbildung 3.3 zeigt die Verdichter-kaskade mit angeschlossenem Aktuator-system. Dieses wird in Unterkapitel 3.3 beschrieben.

## 3.2 Messtechnik

Zur Beurteilung und Entwicklung von geeigneter Aktuatorik müssen die strömungsphysikalischen Mechanismen der kompressiblen Strömung durch die Verdichterpassage mit und ohne Anregung erfasst werden. Dazu werden Untersuchungen mittels Ölanstrich und Druckmessungen auf der Schaufeloberfläche und im Nachlauf durchgeführt. Die Aktuatoren werden mit Hilfe von Particle Image Velocimetry, Heißfilm-Anemometrie sowie einer Totaldruckhakensonde vermessen. Auf die verwendeten Messtechniken wird im Folgenden eingegangen.

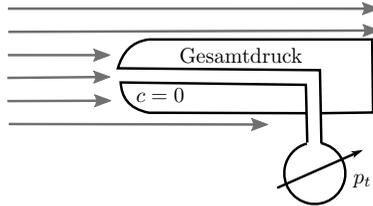
### 3.2.1 Druckmesstechnik

Im Rahmen dieser Arbeit kommen unterschiedliche Messtechniken zur Bestimmung des Totaldrucks, der statischen Drücke sowie der Druckschwankungen auf dem Schaufelprofil zum Einsatz.

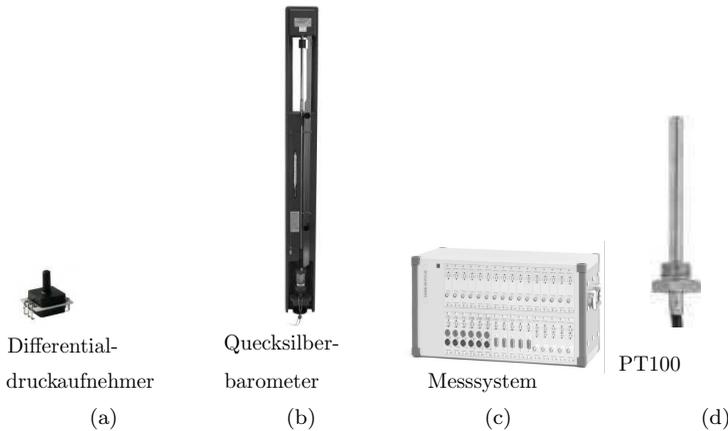
#### **Bestimmung des Totaldrucks und der Totaltemperatur der Zuströmung**

Zur Bestimmung der Anströmmachzahl wird ein Pitotrohr im letzten Segment der Beruhigungskammer eingebracht, mit welchem der Totaldruck  $p_{t1}$  gemessen wird (vgl. Abbildung 3.6). Diese Messsonde besteht aus einem um  $90^\circ$  gebogenen Metallröhrchen, das in die Strömung eingebracht wird und durch eine Öffnung am Sondenkopf die Strömung an der Umlenkung aufstaut und so den Gesamtdruck der Strömung misst. Der Aufbau eines solchen Pitotrohrs ist Abbildung 3.4 zu entnehmen. Diese Röhrchen besitzen im Allgemeinen ein Durchmesser-Verhältnis von etwa  $D_{innen}/D_{außen} = 0,6$  bei einem Außendurchmesser von 1 mm.

Pitotrohre weisen bei einer Anstellung der Sonden zur Strömung deutliche Messgenauigkeiten auf. Durch eine geeignete Modifikation des Sondenkopfes, beispielsweise durch eine konische Abflachung der Sondenspitze oder einer Verringerung der Wandstärke im Kopfbereich der Sonde, kann diese Winkelabhängigkeit vermindert werden [NB05]. Im Rahmen dieser Arbeit kann jedoch ein Standard-Pitotrohr verwendet werden, da in der Beruhigungskammer keine Fehlanströmung der Sonde zu erwarten ist.



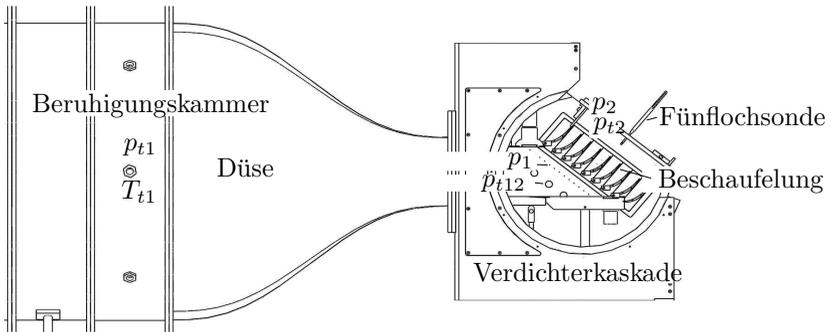
**Abbildung 3.4:** Aufbau eines Pitotrohrs nach [Str15], eigene Darstellung



**Abbildung 3.5:** Messtechnik zur Vermessung der Zuströmung

Der Totaldruck wird mit Differentialdruckaufnehmer des Typs *Sensor-technics HDO series*, 2 bar (Abbildung 3.5 (a)) gemessen. Dazu wird das Pitotrohr mit Hilfe eines Druckschlauchs mit dem Druckaufnehmer verbunden. Die Drucksensoren messen einen Druck relativ zum Hallendruck, welcher mit einem Quecksilberbarometer nach Lambrecht (Abbildung 3.5 (b)) bestimmt wird. Die Messdaten werden mit einem 24 bit Messsystem der Firma *Dewetron* mit 32 Kanälen verarbeitet (Dewe-50-PCI32, Dewe-Orion-1624-200, Abbildung 3.5 (c)).

In der Beruhigungskammer wird außerdem mit einem Temperaturmessfühler (PT100) mit der Bezeichnung PMA-3-50-M6-TS-4 von *Omega* (Abbildung 3.5 (d)) die Strömungstemperatur  $T_{t1}$  gemessen. Die Messpositionen sind in Abbildung 3.6 skizziert.



**Abbildung 3.6:** Schematische Darstellung der Messpositionen

### Bestimmung der Machzahl und der Profildruckverteilung

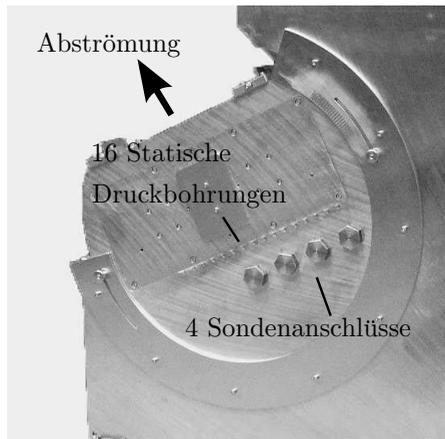
Mit Hilfe der statischen Druckbohrungen in der Kaskadenseitenwand eine halbe Sehnenlänge vor der Beschaufelung wird der statische Druck  $p_1$  gemessen und über die Isentropenbeziehung mit dem Isentropenex-

ponent  $\kappa = 1,4$  die Machzahl  $Ma_1$  und daraus die Anströmgeschwindigkeit  $u_1$  berechnet:

$$Ma_1 = \sqrt{\left( \left( \frac{p_{t1}}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) \frac{2}{\kappa-1}} \quad (3.1)$$

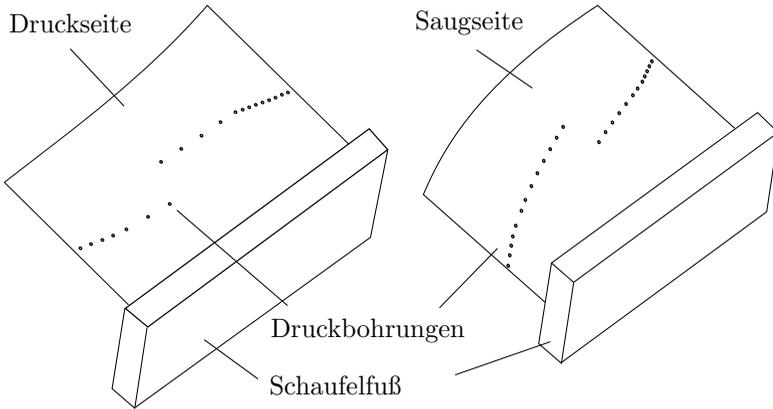
Diese statischen Druckbohrungen werden außerdem genutzt, um die Periodizität der Anströmung mit Hilfe der Absaugung und Tailboards einzustellen. Die Bohrungen sind 40 mm vor der Gitterfront in die Seitenwände gemäß [NB05] mit einem Durchmesser von 0,7 mm eingebracht. Nach einer Bohrungstiefe von 3 mm erhöht sich der Bohrungsdurchmesser auf 1,6 mm, sodass ein Metallröhrchen mit einem Innendurchmesser von 1 mm eingesetzt werden kann. Auf dieses Röhrchen werden Druckschläuche mit einem Innendurchmesser von 1,6 mm aufgesetzt, deren Enden mit Differentialdruckaufnehmern des Typs *Sensortechinics/HDO series* für einen Messbereich bis 1 bar verbunden werden.

Abbildung 3.7 zeigt die Position der statischen Druckbohrungen sowie der Durchführungen für Sonden an der Kaskade.



**Abbildung 3.7:** Statische Druckbohrungen und Sondenanschlüsse stromauf der Beschauelfelung

Um Aussagen über die Umströmung des ebenen Schaufelgitters treffen zu können, wird die statische Druckverteilung über das Profil bestimmt. Dazu werden Druckmessungen mit Hilfe statischer Druckbohrungen auf der Schaufelsaug- bzw. druckseite der mittleren beiden Schaufeln durchgeführt. Diese Druckbohrungen werden diagonal auf der Schaufel im Bereich des Mittelschnitts positioniert, damit sich die einzelnen Bohrungen möglichst wenig gegenseitig beeinflussen.



**Abbildung 3.8:** Anordnung der Druckbohrungen auf Druck- und Saugseite

Der Druckbeiwert wird gemäß

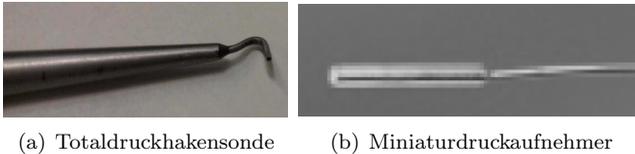
$$C_p = \frac{p_x - p_1}{p_{t1} - p_1} \quad (3.2)$$

ermittelt, wobei  $p_x$  den über die Druckbohrungen lokal gemessene statische Druck darstellt. Auf der Schaufelsaugseite werden 25 und auf der Druckseite 20 Druckbohrungen untergebracht. Abbildung 3.8 zeigt die Anordnung der Druckbohrungen auf Druck- und Saugseite der Beschau felung. In die Schaufeln werden Röhrrchen eingefügt, die mit Druckschläuchen verbunden werden. Am Ende der Schläuche werden über Differentialdruckaufnehmer der Firma *Sensortechnics* für einen Messbereich bis 1 bar die Differenzdrücke zum Umgebungsdruck aufgenommen. Auch hier kommt das Messsystem der Firma *Dewetron* zum Einsatz.

## Bestimmung des Totaldruckverlustes über die Düse und Abschätzung der Grenzschichtdicke

Da über die Düse Totaldruckverluste auftreten, wird mit Hilfe einer Totaldruckhakensonde eine Messung des Gesamtdruckes  $p_{t12}$  eine Sehnenlänge vor der Beschauelfung (siehe Abb. 3.7) für die unterschiedlichen Machzahlbereiche durchgeführt. Diese ist in Abbildung 3.9 (a) dargestellt. Die so gemessene mittlere Differenz zu dem Totaldruck in der Beruhigungskammer wird in den anschließenden Messungen bei der Bestimmung der Anströmmachzahl berücksichtigt. Die Messweise der Totaldruckhakensonde

entspricht der eines Pitotrohrs. Jedoch ist die Hakensonde in ihren Abmessungen deutlich kleiner, um die Strömung möglichst wenig zu stören. Die Messungen des Gesamtdruckes eine Sehnenlänge vor der Beschauelfung wird zudem genutzt, um die Grenzschichtdicke der Zuströmung zu bestimmen.

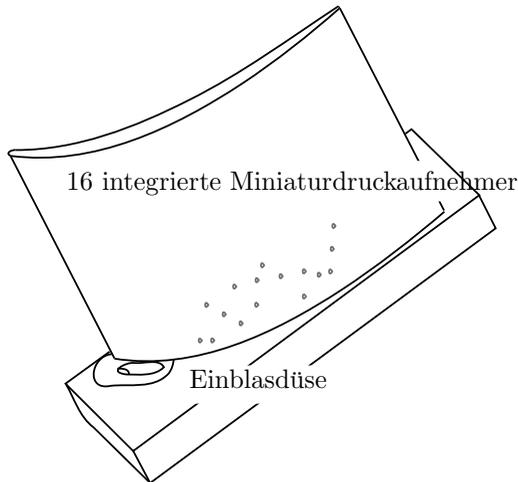


**Abbildung 3.9:** Darstellung der verwendeten Druckmessgeräte

## Bestimmung der instationären, dreidimensionalen Strömungsvorgänge

Zur Erfassung der instationären, dreidimensionalen Strömungsvorgänge kommen insbesondere piezoresistive Miniaturdruckaufnehmer der Firma *Kulite* (XCQ-062-1,7Bar D) zum Einsatz. Diese werden auf der Saugseite der mittleren Schaufel im Bereich des Eckenwirbels eingebaut (Abbildung 3.10) und weisen einen Kopfdurchmesser von 1,7 mm auf. Abbildung 3.9 (b) zeigt einen solchen Miniaturdruckaufnehmer. Bei dem Einbau solcher Sensoren muss darauf geachtet werden, dass der Sensor möglichst störungsfrei in die Oberfläche integriert wird. Bei

diesen Miniaturdruckaufnehmern handelt es sich um piezoresistive Sensoren zur Erfassung von instationären Drücken, die einen festen Druck als Referenzwert aufweisen. Diese Sensoren liefern bei der Messung unmittelbar ein elektrisches Signal, welches sich proportional zum Druck verhält, sodass der Messwert über ein Datenerfassungssystem aufgezeichnet werden kann. Bei dieser Art von Sensor wird die mechanische Verformung einer Membran bei beidseitiger Druckbeaufschlagung als Maß für den anliegenden Druck verwendet. Zur Messung der Membranverformung werden piezoelektrische Quarze genutzt. Der Druck wird über Silikonöl auf das piezoresistive Element übertragen [AMMT00].



**Abbildung 3.10:** Schaufel mit integrierten Druckaufnehmern

Sämtliche Drucktransmitter müssen vor der Messung kalibriert werden, damit über eine Kurve für das elektrische Signal der entsprechende Druck abgelesen werden kann. Dazu wird das Druckkalibriergerät Kal84 verwendet, mit welchem ein definierter Druck erzeugt und die von dem Drucktransmitter ausgegebene Spannung erfasst werden kann. Wird die Kalibrierung für mehrere Drücke durchgeführt, erhält man eine Kalibrierkurve, die für die anschließende Druckmessung genutzt werden

kann.

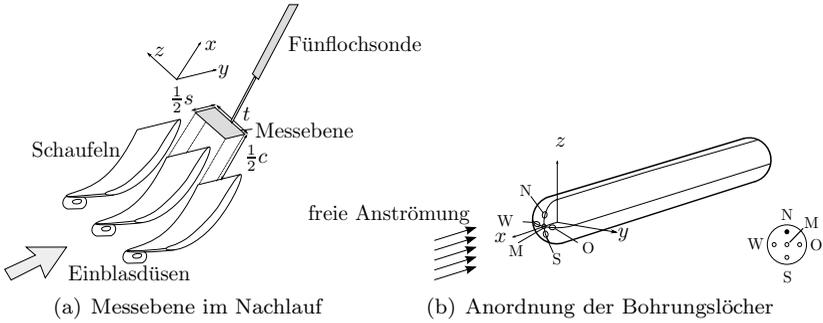
Zur Messung des Abströmwinkels wurde eine sogenannte Fünflochsonde eingesetzt. Deren Funktionsweise wird im folgenden Unterkapitel 3.2.2 näher erläutert.

#### 3.2.2 Fünflochsonde

Um die lokalen Strömungsgrößen Totaldruck, statischer Druck sowie die Geschwindigkeitsvektoren im Nachlauf zu bestimmen, wird eine Fünflochsonde verwendet. Es handelt sich dabei um eine Sonde gerader Bauform

(*Aeroprobe/PL5-C159-152-025*) mit fünf Öffnungen am Sondenkopf. Die Anordnung der Bohrungen ist beispielhaft in Abbildung 3.11 (b) dargestellt. Die Sonde weist einen Kopfdurchmesser von 1,5 mm auf und wird an ein dreiachsiges Traversiersystem installiert um flächige Nachlaufmessungen

durchzuführen. Die Messebene ist in Abbildung 3.11 (a) skizziert. Die Größen im Nachlauf werden eine halbe Sehnenlänge hinter der Beschauelfelung sowohl für eine Linienmessung im Mittelschnitt der Schaufel ( $y/s = 0,5$ ) für eine volle Passagenhöhe  $t$  als auch für eine flächige Messung über eine volle Passagenhöhe  $t$  und eine halbe Schaufelhöhe ( $y/s = 0,5\dots 1$ ) bestimmt.



**Abbildung 3.11:** Schematische Darstellung der Druckbohrungsanordnung und der Messebene

Fünflochsonden weisen eine hohe Winkelauflösung sowie einen eindeutigen Verlauf des Messwertes als Funktion der Anströmrichtung auf. Die Druckdifferenzen zwischen den fünf Bohrungen werden als Maß für den Anströmwinkel genutzt.

Mit Hilfe von Fünflochsonden lassen sich die Beträge aller drei Geschwindigkeitskomponenten  $u$ ,  $v$  und  $w$  eines Strömungsvektors sowie der räumliche Strömungswinkel ermitteln. Zuvor müssen die Sonden kalibriert werden, wobei die Gesamtdrücke der Druckbohrungen als Funktion des Strömungswinkels in dimensionslosen Koeffizienten angegeben werden. Um die Kompressibilität der Strömung zu berücksichtigen, wird ein Kompressibilitätskoeffizient eingeführt. Die dimensionslosen Koeffizienten bestimmen sich aus den Bohrungsdrücken wie folgt:

$$\text{yaw – Koeffizient :} \quad C_{\alpha} = \frac{p_O - p_W}{p_M - \bar{p}} \quad (3.3)$$

$$\text{pitch – Koeffizient :} \quad C_{\beta} = \frac{p_N - p_S}{p_M - \bar{p}} \quad (3.4)$$

$$\text{stat. Druck – Koeffizient :} \quad C_{ps} = \frac{\bar{p} - p_s}{p_M - \bar{p}} \quad (3.5)$$

$$\text{Totaldruck – Koeffizient :} \quad C_{pt} = \frac{p_M - p_t}{p_M - \bar{p}} \quad (3.6)$$

$$\text{Kompressibilitäts – Koeffizient : } C_c = \frac{p_M - \bar{p}}{p_M} \quad (3.7)$$

mit dem mittleren Druck der äußeren Druckbohrungen

$$\bar{p} = \frac{p_N + p_O + p_S + p_W}{4}, \quad (3.8)$$

dem lokalen Totaldruck  $p_t$  und dem lokalen statischen Druck  $p_s$ .

Da es sich bei den Drucksensoren um Differenzdruckaufnehmer handelt, lassen sich nach Umformung der Gleichungen 3.5 und 3.6 der statische Druck  $p_s$  und der Totaldruck  $p_t$  im Nachlauf bestimmen zu:

$$p_s = p_{ref} + \bar{p} - C_{ps}(p_M - \bar{p}) \quad (3.9)$$

$$p_t = p_{ref} + p_M - C_{pt}(p_M - \bar{p}) \quad (3.10)$$

Schließlich kann der Geschwindigkeitsvektor aus den aufgenommenen Winkeln und zugehörigen Drücken interpoliert werden.

Um die Verluste über die Verdichterstatoren zu bestimmen, wird der Totaldruckverlustbeiwert ermittelt:

$$\omega = \frac{p_{t1} - p_{t2}}{p_{t1} - p_1} \quad (3.11)$$

Dabei bezeichnet der Index 1 die Zuströmung und 2 die Abströmung aus der Kaskade.

Die Druckbohrungen der Fünfflochsonde werden über Druckschläuche mit Differenzdruckaufnehmern der Firma *Sensortechniques HDO series* mit einem Druckbereich von 0 – 2 bar verbunden.

Neben dem Totaldruckverlustbeiwert wird der statische Druckgewinn über die Beschaukelung ermittelt:

$$\frac{\Delta p}{q_1} = \frac{p_2 - p_1}{p_{t1} - p_1}. \quad (3.12)$$

### 3.2.3 Ölanstrichverfahren

Um die Strömungsphänomene auf der Schaufeloberfläche zu visualisieren, wird die Ölanstrichmethode angewendet. Die Ölmischung besteht aus

Paraffinöl und verschiedenen Farbpigmenten mit einer mittleren Partikelgröße von  $5\ \mu\text{m}$ . Die Öl-Pigment-Mischung wird auf die Druck- und Saugseite der mittleren zwei Schaufeln sowie auf die Seitenwände im Bereich der mittleren Passage (Abb. 3.12) aufgetragen und trocknet im Verlauf des Messvorganges. Dabei folgen die Farbpartikel den Oberflächenstreichlinien in der Grenzschicht. Es werden rote Farbpigmente für die Saugseite, blaue für die Druckseite und grüne Partikel für die Seitenwand verwendet. Mit Hilfe der unterschiedlichen Farben kann der Strömungsverlauf optimal visualisiert werden. Die Bewegung der Partikel hängt von dem Verhältnis zwischen dem Druckgradienten außerhalb der Grenzschicht sowie den Scherspannungen in der Grenzschicht ab.



**Abbildung 3.12:** Ölanstrichbild einer Passage

An Orten ohne Reibung wird die Farbe komplett von der Strömung weggetragen, sodass Ablöselinien als farbfreie Linien visualisiert werden können [Mal62]. Nach dem Trocknungsvorgang werden jeweils die

Druck- und Saugseite der Schaufeln mit einer hochauflösenden Digitalkamera normal zur Schaufelsehne fotografiert.

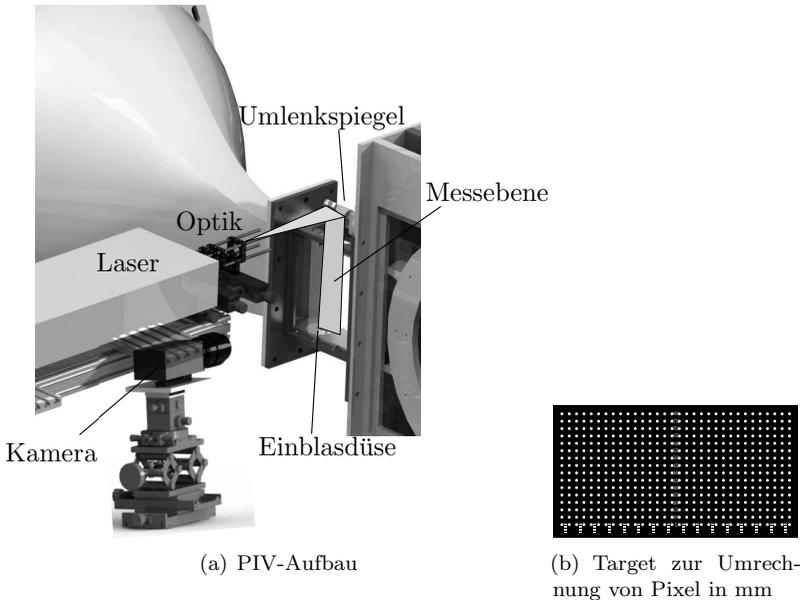
#### 3.2.4 Particle Image Velocimetry

Zur Vermessung der Aktuationsströmung durch die Einblasdüsen wird die Particle Image Velocimetry (PIV) eingesetzt. Diese ist eine berührungslos arbeitende Messtechnik zur Geschwindigkeitsbestimmung von Fluiden. Mit Hilfe dieses Verfahrens ist es möglich, Fluidgeschwindigkeiten an mehreren Stellen gleichzeitig zu messen.

PIV basiert auf der Strömungssichtbarmachung mit Hilfe kleinster Schwebeteilchen, deren Bahn in der Strömung fotografisch oder digital aufgezeichnet und anschließend ausgewertet wird. Diese sogenannten Tracer sind natürlich vorhandene oder künstlich zugesetzte Streupartikel, welche der Strömung im Idealfall schlupffrei folgen und Licht in einem hohen Maße reflektieren sollen. Sie liegen in der Größenordnung von einigen bis mehreren hundert  $\mu\text{m}$  [TYF07]. Für diese Arbeit wird als Seedingmaterial Di-Ethyl-Hexyl-Sebacat (DEHS) verwendet.

Mit Hilfe eines Lasers und Linsen wird ein Lichtschnitt erzeugt, der die Strömung beleuchtet und so die mitgeführten Teilchen sichtbar macht.

Eine CCD-Kamera, deren Aufnahmeebene parallel zur Lichtschnittebene angeordnet ist, bildet diesen Strömungsausschnitt ab und speichert ihn. Hierzu erfolgt zu einem bestimmten Zeitpunkt eine Belichtung, die zur Abbildung der Partikel auf der Aufnahmeebene führt. Nach einem festgelegten Zeitintervall, innerhalb dessen das Partikel eine gewisse Strecke zurückgelegt hat, wird eine zweite Belichtung durchgeführt. Als Ergebnis erscheinen auf der Aufnahmeebene zwei Abbildungen desselben Partikels, die entsprechend des geometrischen Abbildungsverhältnisses einen festen Abstand voneinander haben. Zusammen mit der Zeitdifferenz zwischen den Aufnahmen können die Geschwindigkeitskomponenten in der Bildebene durch die Berechnung der Kreuzkorrelationsfunktion zwischen benachbarten Bildbereichen in beiden Bildern bestimmt werden.



**Abbildung 3.13:** Schematische Darstellung des PIV-Aufbaus

Je schneller die Strömung ist, um so kürzer muss der Abstand der Laserpulse zur Belichtung der Einzelbilder gewählt werden, da sich die Partikel mit der Strömungsgeschwindigkeit mitbewegen [RWK07].

Es handelt sich bei den Messungen um planare PIV-Messungen mit einem PIV-System der Firma *La Vision GmbH*. Dabei wird mit Hilfe eines Nd:YAG Lasers mit einer Pulsleistung von  $P_{puls} = 200$  mJ pro Laser und einer Optik ein Lichtschnitt aufgespannt, der über einen Umlenkspiegel senkrecht auf die Einblasdüse trifft. Die Kamera (Imager pro X 11M der Firma *PCO*) ist so aufgebaut, dass sie senkrecht zu dieser Messebene ausgerichtet ist. Über eine Rotary Encoding Einheit im PC zur Phasentriggerung wird der Laser mit der Kamera verbunden. Die Kamera verfügt über eine Auflösung von 11 Megapixel bei einem Pixelfeld von  $4008 \cdot 2672$  px<sup>2</sup>. Bei voller Auflösung liegt die minimale Bildrate bei 5 fps (frames per second). Abbildung 3.13 (a) zeigt den planaren PIV-Aufbau schematisch. Die Partikel werden mit Hilfe von

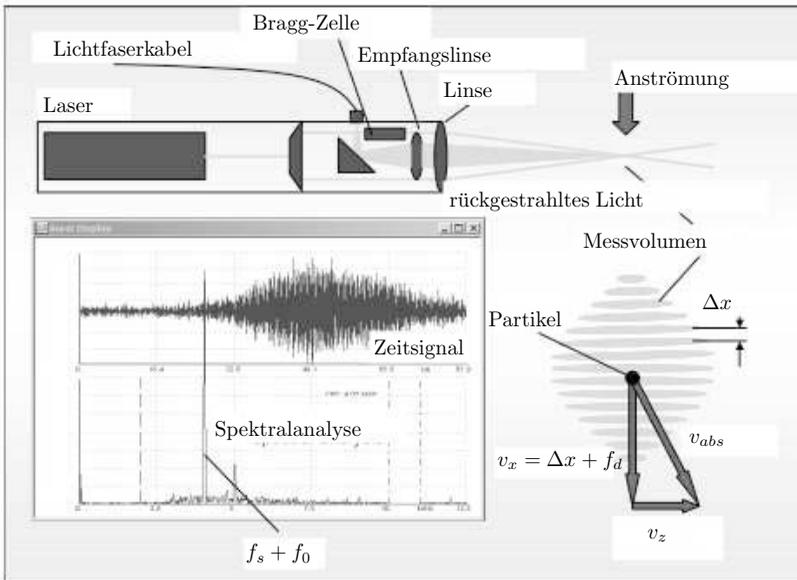
Druckluft über einen Seedinggenerator (PIVpart14 der Firma *PivTec*) produziert, in welchem das DEHS zu Aerosol zerstäubt wird. Die Zumischung des Seedings erfolgt in der Druckverteilerdose. Eine detaillierte Erläuterung des Aktuatoraufbaus ist Unterkapitel 3.3 zu entnehmen. Die Auswertung erfolgt über die Software DaVis von *LaVision GmbH*. Zur Umrechnung des Pixelversatzes in Geschwindigkeitsvektoren wird zuvor ein Kalibrationsbild mit Hilfe eines sogenannten Targets aufgenommen (Abb. 3.13 (b)).

#### 3.2.5 Laser Doppler Anemometrie

Zur Vermessung der Zuströmung der Verdichterschaukeln bzw. zur Bestimmung der Düsenströmung wurde die Laser Doppler Anemometrie angewandt. Dazu kam ein System der Firma *Intelligent Laser Applications GmbH* zum Einsatz. Dieses besteht aus einem Nd:YAG Laser mit einer Wellenlänge von 532 nm bei einer Laserleistung von 150 mW, einer Sende- und Empfangsoptik (LDV-optic 1D fp50f-shift) sowie einer glasfaserbasierten Steuereinheit zur analogen Signalverarbeitung, einem Photomultiplier sowie analogen Bandpassfiltern. Zur Darstellung und Auswertung der Daten wurde die zugehörige Software *flowPOINT* verwendet. Die Zufuhr der Partikel zur Strömungssichtbarmachung erfolgte über den druckluftbetriebenen Seedinggenerator ILATEC12.

Bei der Laser Doppler Anemometrie (LDA) handelt es sich um ein berührungsloses optisches Messverfahren mit dem störungsfrei orts- und zeitaufgelöste Geschwindigkeitsmessungen durchgeführt werden können. Die Strömungsrichtung kann dabei unbekannt sein, des Weiteren ist keine Kalibrierung notwendig. Erforderlich ist jedoch eine optische Zugänglichkeit zu der Strömung sowie die Möglichkeit, Partikel gleichmäßig in die Strömung einbringen zu können. Die Messtechnik beruht auf dem Grundprinzip des Doppler-Effekts. Dieser beschreibt die Frequenzverschiebung beim Empfangen von Wellen eines relativ zum Empfänger bewegten Senders. Bewegt sich der Sender auf den Beobachter zu, so nimmt dieser innerhalb eines bestimmten Zeitraumes mehr Wellenzüge wahr, als bei einem ruhenden Sender innerhalb dieses Zeitraums. Entfernt sich der Sender vom Empfänger, nimmt die Anzahl der wahrgenommenen Wellen in diesem Zeitintervall ab [Dre01]. Bei der ersten

Dopplerverschiebung sendet eine ruhende Lichtquelle monochromatisches kohärentes Licht aus. Der auf einem bewegten Teilchen befindliche Beobachter nimmt eine Frequenzverschiebung gegenüber der ausgesendeten Lichtfrequenz gemäß des Doppler-Effektes wahr. Bei der zweiten Doppler-Verschiebung streut das bewegte Teilchen Licht mit einer gewissen Frequenz aus, welches mit einem ruhenden Empfänger frequenzverschoben detektiert wird. In Abbildung 3.14 ist das Funktionsprinzip der LDA schematisch dargestellt.

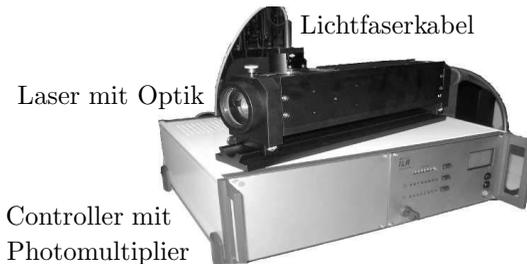


**Abbildung 3.14:** Schematische Darstellung der Funktionsweise der LDA nach [ILAG04]

Ein Laser sendet hierbei monochromatisches kohärentes Licht aus. Dieser Lichtstrahl wird in zwei Strahlen aufgesplittet und über eine Sammellinse im Fokuspunkt zu einem Messvolumen vereint. In diesem Schnittpunkt der sich kreuzenden Laserstrahlen entsteht ein Interferenzmuster aus hellen und dunklen Ebenen mit dem Abstand  $\Delta x$ . Durch

dieses Messvolumen bewegt sich ein Partikel, welches beim Durchgang durch ein Intensitätsmaximum Licht aussendet. Dieses rückgestrahlte Licht wird von einer Empfangslinse gebündelt und über einen Umlenkspiegel in ein Lichtfaserkabel geführt. Darüber wird das Licht zu einem Photomultiplier geleitet. Dieser wandelt die Energie des Lichtes in eine Spannung um. Der Photomultiplier detektiert das Licht mit einer Frequenz, die proportional zur Geschwindigkeit des Teilchens und zum Streifenabstand ist. Dabei ist die Richtung, aus der das Teilchen das Messvolumen passiert, zunächst unbekannt. Um diese bestimmen zu können, wird einer der beiden ausgehenden Laserstrahlen vor dem Durchgang durch die Sammellinse durch eine sogenannte Bragg-Zelle geleitet. Es handelt sich dabei um ein akusto-optisches System, welches das Streifenmuster mit Hilfe einer bekannten Shift-Frequenz bewegt. Die Partikel, die sich in Richtung der Bewegung des Streifenmusters bewegen, haben eine kleinere Frequenz, Teilchen in Gegenrichtung eine größere. Somit kann das Geschwindigkeitsvorzeichen der Teilchen eindeutig bestimmt werden.

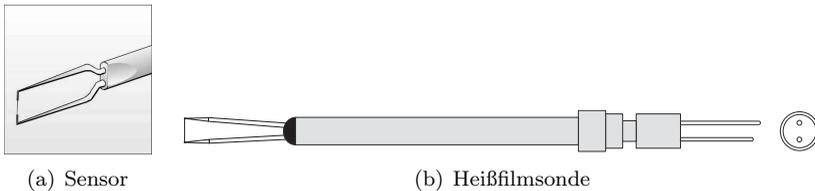
Fliegt das Partikel durch das Messvolumen, detektiert der Photomultiplier im Wesentlichen die Doppler-Differenz-Frequenz. Man spricht von einem Laserburst. Über eine Fast-Fourier-Transformation (FFT) wird diese Doppler-Differenz-Frequenz bestimmt und die Partikelgeschwindigkeit ermittelt. Um ein möglichst rauscharmes Signal zu erhalten, wird der Burst mit Bandpässen gefiltert und Aliasing verhindert [Pas10]. In Abbildung 3.15 ist ein Foto des verwendeten LDAs zu sehen.



**Abbildung 3.15:** Foto des verwendeten LDAs

### 3.2.6 Hitzdraht-Anemometrie

Zur Untersuchung der Aktuatorströmung wurde unter anderem die Hitzdraht- bzw. Heißfilm-Anemometrie verwendet. Es handelt sich um eine Standardheißfilmsonde gerader Bauform des Typs 1210 – 20 von *TSI*. Diese ist in Abbildung 3.16 schematisch dargestellt. Die Sonde weist einen Durchmesser von 3,2 mm bei einer Zinkenlänge von 12,7 mm auf. Bei dem Sensormaterial handelt es sich um Platin. Der Durchmesser des Sensors beträgt 0,025 mm bei einer Sensorlänge von 0,5 mm.



**Abbildung 3.16:** Standardheißfilmsonde gerader Bauform von *TSI*

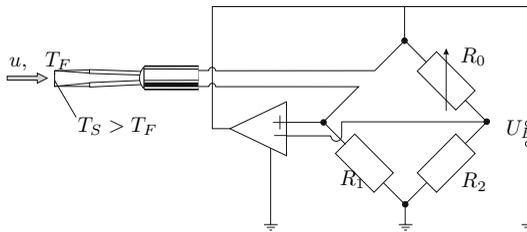
Das Signal des Heißfilmsensors wird über ein BNC-Kabel an das Messgerät *IFA 300* der Firma *TSI* geleitet. Hierbei handelt es sich um ein Konstant-Temperatur-Anemometer, das die Messung von acht Kanälen mit den Frequenzen bis zu 300 kHz erlaubt.

Bei dieser Hitzdrahtanemometrie wird die Temperaturabhängigkeit des Drahtwiderstands ausgenutzt. Die Strömungsgeschwindigkeit wird indirekt bestimmt, indem die geschwindigkeitsabhängige Wärmeabgabe eines elektrisch beheizten, dünnen Drahtes an das ihn umgebende Fluid gemessen wird.

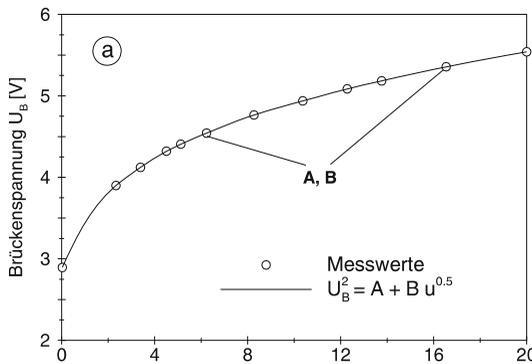
Der Hitzdrahtaufnehmer ist so gestaltet, dass der Draht möglichst kleine Abmaße annimmt, um eine gute räumliche und zeitliche Auflösung der charakteristischen Größen einer Strömung erfassen zu können sowie das Strömungsfeld möglichst wenig zu stören.

Der Metalldraht, der nur wenige  $\mu\text{m}$  dick ist, wird zwischen zwei Zinken einer Hitzdrahtsonde gespannt. Mit Hilfe einer Wheatston'schen Brückenschaltung wird dieser Draht auf eine Temperatur oberhalb der

Strömungstemperatur aufgeheizt. Die dazu notwendige elektrische Heizspannung wird dann mit der Geschwindigkeit in Beziehung gesetzt. Bei der hier verwendeten Konstant-Temperatur-Anemometrie (KTA) wird die Temperatur des Drahtes durch den Operationswiderstand gesteuert und über die Brückenregel konstant gehalten. Die Temperaturabhängigkeit des Widerstandes ist dabei nahezu linear. Um den Zusammenhang zwischen der Strömungsgeschwindigkeit und der Heizspannung zu ermitteln, wird die Wärmebilanz eines elektrisch geheizten und konvektiv gekühlten Drahtes aufgestellt. Dabei werden die Strahlungsverluste sowie die Wärmeleitungsverluste des Drahtes in die Halterung vernachlässigt [NB05].



(a) Schema KTA



(b) Typische Kalibrierkurve nach [NB05]

**Abbildung 3.17:** Prinzip der Konstant-Temperatur-Anemometrie nach [NB05]

Abbildung 3.17 (a) zeigt das Prinzip der Konstant-Temperatur-Anemometrie.

Zwischen der Heizspannung  $U$  und der Strömungsgeschwindigkeit  $u$  ergibt sich schließlich der Zusammenhang

$$U^2 = A + B \cdot u^n \quad (3.13)$$

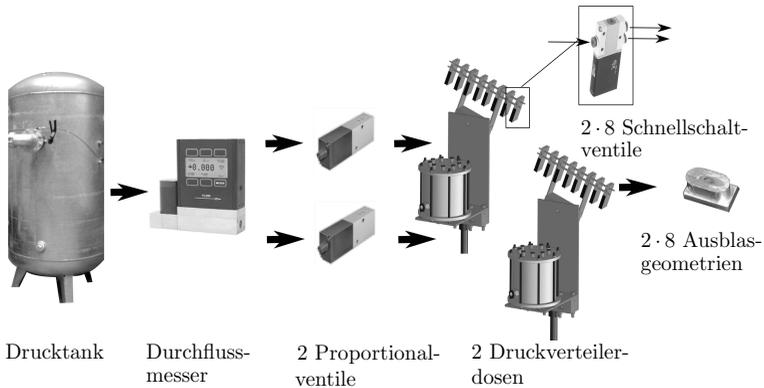
mit den Kalibrierkonstanten  $A$  und  $B$  und dem Geschwindigkeitsexponenten  $n$ , der näherungsweise zu  $n = 0,5$  gesetzt werden kann. Diese Gleichung ist als King'sches Gesetz bekannt. Zur Ermittlung der Strömungsgeschwindigkeit muss zunächst eine Kalibrierung des Drahtes vorgenommen werden [BT85]. Diese findet bei der Strömungstemperatur der späteren Messung statt, um den Temperatureinfluss abzubilden. Abbildung 3.17 (b) zeigt eine typische Kalibrierkurve für einen Hitzdraht. Hierin wird die Brückenspannung über der Geschwindigkeit aufgetragen. Der Verlauf der Kalibrierkurve wird über eine Spline-Funktion angenähert.

Zur Vermessung der Aktuatorströmung wird statt eines Hitzdrahtsensors ein Heißfilm benutzt. Während bei einem Hitzdraht ein dünner Draht zwischen zwei Zinken gespannt ist, wird bei dem Heißfilmsensor ein dünner Metallfilm auf einen Glaszylinder aufgebracht. Dieser Sensor reagiert unempfindlicher auf Korrosion und Berührung mit Fremdpartikeln und kann daher in einer unreineren Strömungsumgebung eingesetzt werden. Der Hitzdraht hingegen ist kleiner und ermöglicht dementsprechend eine höhere zeitliche Auflösung der Strömungscharakteristika. Für die vorliegende Messaufgabe ist das Auflösungsvermögen des Heißfilmes ausreichend und der unempfindliche Heißfilm dem Hitzdraht vorzuziehen.

### 3.3 Auslegung der Aktuatorik

Im Rahmen dieser Arbeit wird aktive Strömungskontrolle an einer hoch belasteten Verdichterkaskade durchgeführt. Dabei wird Druckluft mit Hilfe von Schnellschaltventilen durch elliptische Öffnungen stationär und gepulst in die Kaskadenhauptströmung eingeblasen. Der Aufbau des Aktuatorsystems ist in Abbildung 3.18 schematisch dargestellt.

Über zwei Schraubenverdichter der Firma *KAESER* wird Druckluft bereitgestellt. Durch einen variablen Betrieb der Kompressoren kann Druckluft mit einem Versorgungsdruck von bis zu 14 bar bei einem maximalen Massendurchsatz von 0,78 kg/s generiert werden. Die Luft wird über einen Zyklonabscheider durch einen Kältetrockner geführt, um gleichbleibende Bedingungen bei einer Lufttemperatur von 19° C zu erlangen. Anschließend gelangt die Luft über ein Filtersystem in einen Drucktank mit einem Fassungsvermögen von 2 m<sup>2</sup>. Von dort wird die zur Ausblasung benötigte Druckluft abgezapft.



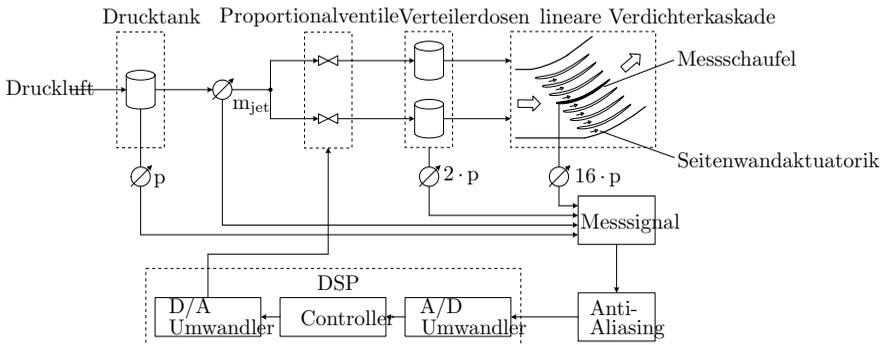
**Abbildung 3.18:** Schematische Darstellung des Aktuatorsetsups

Aufgrund der Auslegung der Zuleitung und der folgenden Druckverteilerdosen und Sensoren wird der Vordruck der abgezapften Luft über einen Druckregler auf einen Maximalwert von 6 bar begrenzt. Mit Hilfe eines Massenstromreglers (Omega FMA-2621A-BAR) wird der Aktuationsmassenstrom gemessen, anschließend wird die Luft über zwei Proportionalventile in je eine Druckverteilerdose mit einem Volumen von je  $1 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$  geleitet.

Die Proportional-Wegeventile (FESTO MPYE) dienen zur Regelung des benötigten Druckniveaus bzw. Aktuationsmassenstroms und somit der Amplitude der Einblasung und gewährleisten eine symmetrische Ausblasung aus beiden Seitenwänden. Diese Regelung wurde vom Insti-

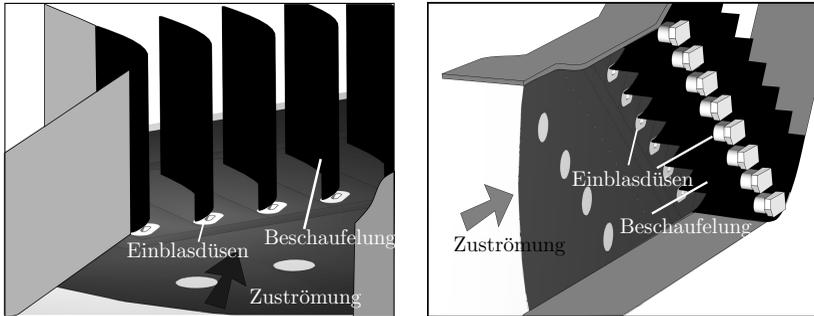
tut für Mess- und Regelungstechnik bereitgestellt. Näheres ist [TSPK12] und [STKP13] zu entnehmen. Eine schematische Darstellung des Regelkonzeptes ist in Abbildung 3.19 dargestellt.

In den Druckverteilerdosen wird der Vordruck für die Ausblasung über Absolutdrucksensoren der Firma *Bell & Howell* mit einem Messbereich von 0 – 5 bar gemessen, anschließend gelangt die Luft über jeweils acht Schnellschaltventile (FESTO MHE2) pro Druckverteilerdose durch acht Ausblasöffnungen pro Seitenwand in die Kaskadenströmung. Die Magnetschnellschaltventile sind für eine maximale Schaltfrequenz von 330 Hz ausgelegt. Es wurden austauschbare Einsätze in beide Seitenwände eingebracht, um eine hohe Flexibilität der Einblasgeometrien zu erreichen.



**Abbildung 3.19:** Schematische Darstellung des Regelkonzeptes

Über einen Druckschlauch mit einem Innendurchmesser von 2,6 mm gelangt die Luft in die Ausblasöffnungen. Der Schlauch wird durch die Ausblaseinsätze geführt. Die resultierende Ausblasgeometrie der verwendeten Einsätze besitzt bedingt durch einen Ausblaswinkel von  $15^\circ$  zwischen Düsenaustrittsebene und Seitenwand einen elliptischen Querschnitt. Die eingeblasene Druckluft strömt tangential zur Oberfläche der Schaufelzugseite bei einer Ausblasposition von 10 %  $c$  aus. In Abbildung 3.20 sind die in die Kaskadenseitenwand integrierten Einsätze dargestellt.



**Abbildung 3.20:** Einbau der Einblasdüsen

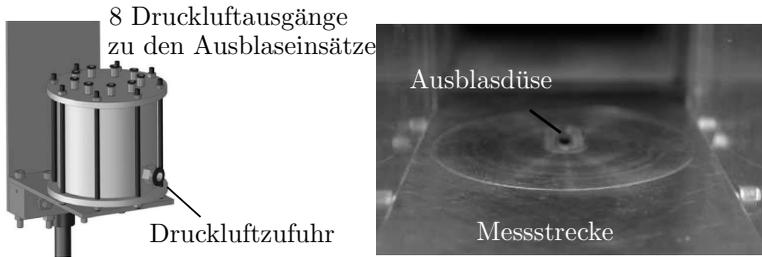
Die Ausblasdüsen wurden mit Hilfe verschiedenster Messtechniken vermessen, um die auftretenden Fehler einzugrenzen. Zunächst wurde eine Totaldruckhakensonde zur Bestimmung des Totaldrucks der Ausblaströmung so vor der Ausblasöffnung positioniert, dass der gemessene Totaldruck seinen Maximalwert aufwies. Es wurden verschiedene Ausblasmassenströme (Amplituden), Frequenzen und Pulsabstände eingestellt, um eine Datenbank zu erstellen, die bei den späteren Messungen an der Kaskade zur Bestimmung der Effizienz der Ausblasung benötigt wurde. Da die Ausblasöffnung sehr klein ist und die Sonde unmittelbar vor der Öffnung eine Verblockung der Strömung mit sich bringt, sind die Messungen des Totaldrucks allein unzureichend. Daher wurden PIV und Heißfilmmessungen vorgenommen, um die Totaldruckmessungen zu kalibrieren.

Gemäß Abbildung 3.13 (a) aus Unterkapitel 3.2.4 wurden Particle Image Velocimetry-Messungen an einer Ausblasdüse durchgeführt. Im Gegensatz zu den Messungen an der Kaskade unter Einsatz der Aktuatorik wurde bei diesem Aufbau nur eine Druckverteilerdose genutzt. Von den acht Ausgängen wurden sieben verschlossen und ein Ausgang wurde über einen Druckschlauch mit der zu vermessenden Ausblasdüse verbunden (siehe Abbildung 3.21 (a)). Diese wurde in eine Messstrecke eingesetzt, deren Seitenwände aus Polycarbonatscheiben bestehen. In der Decke der Messstrecke war ein optischer Zugang angebracht, um den Laserlichtschnitt auf die Ausblasdüse zu richten. Durch die Scheiben in

den Seitenwänden konnte die Kamera auf den Laserschnitt ausgerichtet werden. Der Aktuationsmassenstrom wurde entsprechend für die Nutzung von nur einer Düse angepasst. In Abbildung 3.21 (b) ist der Einbau der Ausblasdüse in der Messstrecke vergrößert dargestellt.

Es handelt sich um planare PIV-Messungen, deren Messebenen sich im Längsschnitt durch die Ausblasdüse befinden, so dass eine Geschwindigkeitsverteilung des Ausblasstrahls in der Seitenansicht dargestellt werden kann. Dabei wird mit Hilfe des Lasers und einer Optik ein Lichtschnitt aufgespannt, der über einen Umlenkspiegel senkrecht auf die Einblasdüse trifft. Die Kamera ist so aufgebaut, dass sie senkrecht zu dieser Messebene ausgerichtet ist. Die Partikel werden mit Hilfe von Druckluft über einen Seedinggenerator produziert, in welchem das DEHS zu Aerosol zerstäubt wird. Die Kamera weist eine Auflösung von 11 Megapixel bei einem Pixelfeld von  $4008 \cdot 2672 \text{ px}^2$  auf. Bei voller Auflösung liegt die minimale Bildrate bei 5 fps. Aufgrund der hohen Ausblasgeschwindigkeiten und einem gewünschten Pixelversatz von maximal  $10\text{px}$ , muss die Kamera weit von der Messebene entfernt positioniert werden. Damit verschlechtert sich die Auflösung des Bildes erheblich und der Messfehler erhöht sich.

Abbildung 3.22 (a) zeigt ein so ermitteltes Geschwindigkeitsfeld im Mittelschnitt der Ausblasströmung. Dabei ist die Geschwindigkeit, normiert auf die maximal auftretende Geschwindigkeit, für die Ebene  $z/b_D$  über  $x/b_D$  aufgetragen. Die Positionsparameter  $x$  und  $z$  wurden dabei auf die Düsenbreite  $b_D$  normiert. Die elliptische Ausblasöffnung beginnt bei etwa  $x/b_D = -0,8$  und endet bei etwa  $x/b_D = 2$ . Bei  $x/b_D = 0$  befindet sich der Mittelpunkt des Ausblasstrahls. Aufgrund von Reflexionen des Laserlichtes auf der Aluminiumplatte des Messstreckenbodens mussten etwa 2 mm in negativer z-Richtung von dem PIV-Bild abgeschnitten werden, da in diesem Bereich keine Auswertung der PIV-Daten möglich war. Somit liegt bei  $z/b_D = 0$  nicht die Oberfläche der Ausblasdüse vor, sondern ein entsprechender Offset von 2 mm. Die geometrische Ausblasrichtung wurde auf einen Winkel zur x-Achse von  $15^\circ$  festgesetzt. Abbildung 3.22 (a) ist zu entnehmen, dass die tatsächliche Ausblasrichtung bei etwa  $29^\circ$  liegt. Dies liegt an der elliptischen Ausblasöffnung. Die Strömung kann die Ausblasdüse bei  $x/b_D = -0,8$  bereits verlassen und breitet sich in z-Richtung aus, während der untere Bereich des Ausblasstrahls noch bis  $x/b_D = 2$  in der Düse geführt wird.



**Abbildung 3.21:** Aufbau der Messungen mit der Particle Image Velocimetry

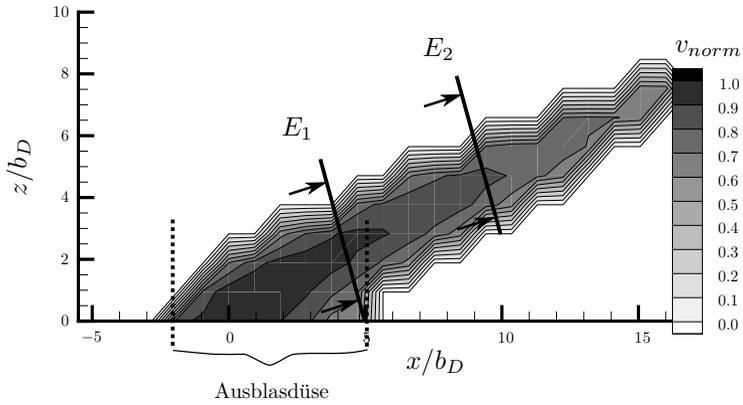
Neben den PIV-Messungen wurden Heißfilmmessungen durchgeführt. Diese erfolgten in zwei Ebenen, die den Ausblasstrahl im Querschnitt erfassen sollten. Die Position der Ebenen ist in Abbildung 3.22 (a) mit  $E_1$  bzw.  $E_2$  gekennzeichnet. Die erste Ebene  $E_1$  liegt dabei am Ende der Ausblasellipse und ist um  $15^\circ$  geneigt. Die zweite Ebene  $E_2$  wurde um 5 mm stromab verschoben. Abbildung 3.22 (b) zeigt eine Geschwindigkeitsmessung mittels der Heißfilmanemometrie für die Ebene  $E_1$ . Die Geschwindigkeit wurde hierbei mit der maximal austretenden Geschwindigkeit der zugehörigen PIV-Messung normiert. Entlang der x-Achse ist die mit der Düsenbreite normierte Positionsangabe  $y/b_D$  aufgetragen, während die y-Achse die Richtung  $z/b_D$  darstellt.

Da die Ausblasungsrichtung gemäß der PIV-Messungen vom geometrisch vorgegebenen Austrittswinkel abweicht, nimmt die Kontur des Geschwindigkeitsplots keinen optimalen kreisförmigen Verlauf an, sondern wird durch eine elliptische Verteilung charakterisiert. Dabei ist die Längsachse der Ellipse in Richtung der y-Achse ausgerichtet. Der Heißfilmsensor wurde bei den Messungen bei einer Startposition von etwa 2 mm oberhalb der Düsenoberfläche positioniert, um einen Kontakt des Sensors mit der Messstreckenoberfläche bei möglichen Schwingungen des Sensors zu verhindern. Dies entspricht dem Nullpunkt  $z/b_D = 0$ . Es wird ersichtlich, dass die normierte Geschwindigkeit auf dieser Höhe Werte von  $0,1 - 0,4$  annimmt, die Ellipse erscheint abgeschnitten. Des Weiteren ist die Ellipse nicht achsensymmetrisch zur y-Achse. Abbildung 3.21 (b) kann entnommen werden, dass die Ausblasdüse über

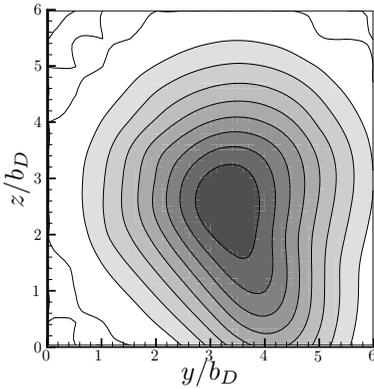
einen Drehteller in die Messstrecke integriert wurde, um eine Positionierung des Ausblasstrahls in verschiedenen Winkeln zur Hauptströmung zu ermöglichen. Da die Ausrichtung der Ausblasdüse über diesen Drehteller fehleranfällig ist, wird angenommen, dass der Einbau des Drehtellers in die Messstrecke zu dieser Asymmetrie führt.

Abbildung 3.22 (c) zeigt analog eine Geschwindigkeitsmessung mittels der Heißfilmanemometrie für die Ebene  $E_2$ . Es ist zu erkennen, dass der Querschnitt des Strahlkerns wie erwartet kleiner wird und die Strahlgeschwindigkeit abnimmt je weiter sich die Messebene von der Ausblasöffnung entfernt.

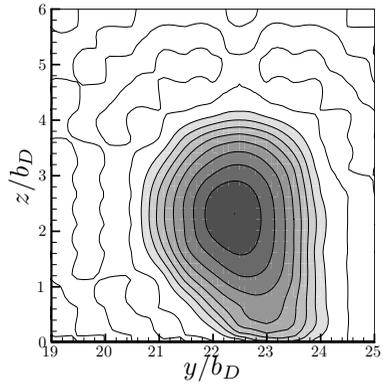
Die Messungen mittels Heißfilm-Anemometrie sowie PIV wurden für verschiedene Geschwindigkeiten durchgeführt und miteinander verglichen, um die Einzelaussagen der Messergebnisse zu verifizieren. Schließlich wurden die Messungen zur Kalibrierung der Totaldruckmessungen genutzt, sodass trotz der Fehleranfälligkeit der einzelnen Messtechniken in Kombination eine aussagekräftige Datenbank der Ausblasströmung vorlag und zur Effizienzberechnung genutzt werden konnte.



(a) PIV-Messung im Mittelschnitt des Ausblasstrahls



(b) Heißfilmmessung im Querschnitt des Ausblasstrahls  $E_1$



(c) Heißfilmmessung im Querschnitt des Ausblasstrahls  $E_2$

**Abbildung 3.22:** Vermessung der Ausblasströmung mittels Heißfilm-Anemometrie und Particle Image Velocimetry

## 4 Ergebnisse

In den folgenden Kapiteln werden sowohl die Ergebnisse der Untersuchungen ohne aktive Beeinflussung als auch im Vergleich mit angewandter Strömungskontrolle dargestellt.

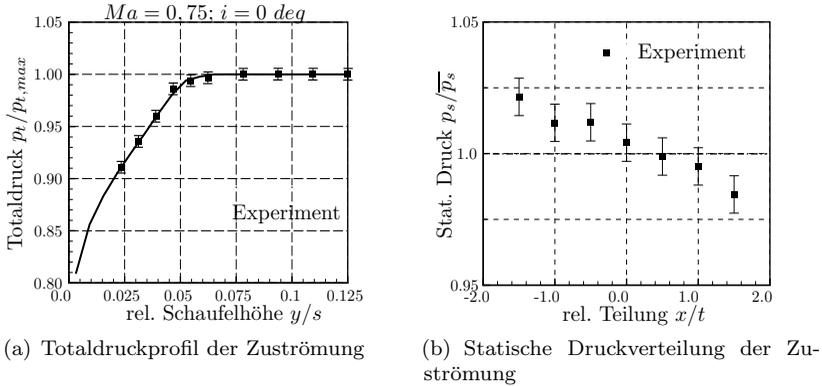
### 4.1 Untersuchung der Basisströmung

Um eine geeignete Strömungskontrollmethode zu finden, ist eine detaillierte Untersuchung der Strömungsvorgänge für die unbeeinflusste Strömung vonnöten. Dazu wurden zunächst die Zuströmbedingungen mit Hilfe einer Totaldruckhakensonde, statischer Druckbohrungen sowie der Laser-Doppler-Anemometrie ermittelt. Die Strömungstopologie auf der Schaufeloberfläche sowie an den Seitenwänden wurde mittels Ölanstrichverfahren visualisiert. Des Weiteren wurde die Profildruckverteilung mittels statischer Druckbohrungen in der Schaufeloberfläche vermessen. Eine Fünflochsonde wurde im Nachlauf zur Bestimmung der aerodynamischen Größen in der Abströmung eingesetzt. In den nachfolgenden Unterkapiteln werden die Ergebnisse dieser Untersuchungen vorgestellt.

#### 4.1.1 Zuströmbedingungen

Zur Abschätzung der Grenzschichtdicke in der Zuströmung wurde eine Totaldruckhakensonde eine Sehnenlänge vor der Beschauflung entlang der Schaufelhöhe traversiert. In Abbildung 4.1 (a) ist die Totaldruckverteilung, normiert auf den maximal auftretenden Totaldruck für den Auslegungsfall, über der relativen Schaufelhöhe dargestellt. Die Seitenwand befindet sich bei  $y/s = 0$ . Der Messfehler wurde als Fehlerbalken in das Diagramm eingetragen und beträgt 0,49 % bezogen auf den maximalen Totaldruck im Auslegungsfall. Es wurde eine Grenzschichtdicke bezogen auf die Schaufelhöhe  $s$  eine Sehnenlänge vor der Beschauflung von  $\frac{\delta}{s} = 6$  % ermittelt.

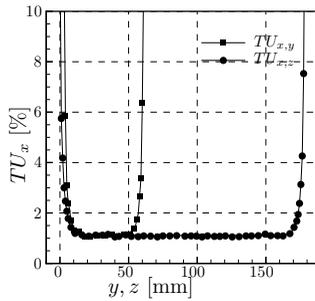
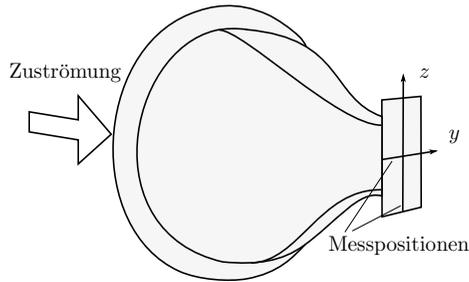
Mit Hilfe dieser Messungen wurden des Weiteren die Totaldruckverluste über die Düse für die unterschiedlichen Machzahlbereiche bestimmt. Die mittlere Differenz zu dem gemessenen Totaldruck in der Beruhigungskammer wurde in den anschließenden Messungen bei der Bestimmung der Anströmmachzahl berücksichtigt.



**Abbildung 4.1:** Druckprofile der Zuströmung eine bzw. eine halbe Sehnenlänge vor der Beschauflung

Mit Hilfe statischer Druckbohrungen in der Seitenwand eine halbe Sehnenlänge vor der Gitterfront wurde die Verteilung des statischen Drucks in der Zuströmung der Verdichterschaufeln gemessen. Abbildung 4.1 (b) zeigt den Verlauf der statischen Druckverteilung normiert auf den mittleren statischen Druck stromauf der mittleren vier Schaufelpassagen. Dabei liegt die Position der Druckbohrung auf Höhe der Vorderkante der mittleren Schaufel bei  $x/t = 0$  und die Vorderkanten der benachbarten Schaufeln bei  $x/t = 1$  bzw.  $x/t = -1$ . Die gemessenen Drücke an diesen Messpositionen werden bei sämtlichen Versuchen gemittelt und zur Bestimmung der Zuströmmachzahl herangezogen. Die maximalen Abweichungen der statischen Drücke relativ zum mittleren statischen Druck belaufen sich im Auslegungsfall auf etwa  $\pm 1\%$  im Bereich der mittleren beiden Passagen. Der relative Messfehler ist ebenfalls im

Diagramm als Fehlerbalken eingetragen und beläuft sich auf  $\pm 0.71\%$  bezogen auf den mittleren statischen Druck.



**Abbildung 4.2:** Turbulenzgrad der Zuströmung am Düsenaustritt

Die Ermittlung des Turbulenzgrades der Zuströmung am Düsenaustritt wurde mit Hilfe der Laser-Doppler-Anemometrie durchgeführt. Dabei wurde am Düsenaustritt über die gesamte Düsenhöhe und -breite jeweils im Mittelschnitt der Düse traversiert (vgl. Abbildung 4.2 (a)). In Abbildung 4.2 (b) ist der Turbulenzgrad in x-Richtung  $Tu_x$  über die Düsenhöhe  $z$  und -breite  $y$  aufgetragen. Unter Vernachlässigung des Randbereichs liegt ein mittlerer Turbulenzgrad in Strömungsrichtung von etwa  $TU_x = 1\%$  vor.

### 4.1.2 Ölanstrichverfahren

Zur Visualisierung der Strömungsphänomene auf der Schaufeloberseite wurde die Ölanstrichmethode verwendet. Um die Periodizität der Anströmung zu überprüfen, wurden die mittleren drei Schaufeln sowie die Seitenwände im Bereich der mittleren beiden Passagen mit einer Öl-Pigment-Mischung bestrichen und auf Vergleichbarkeit untersucht. Im Folgenden werden die Ölanstrichbilder für den Auslegungsfall, bei Variation der Zuströmmachzahl sowie einer Inzidenzvariation analysiert.

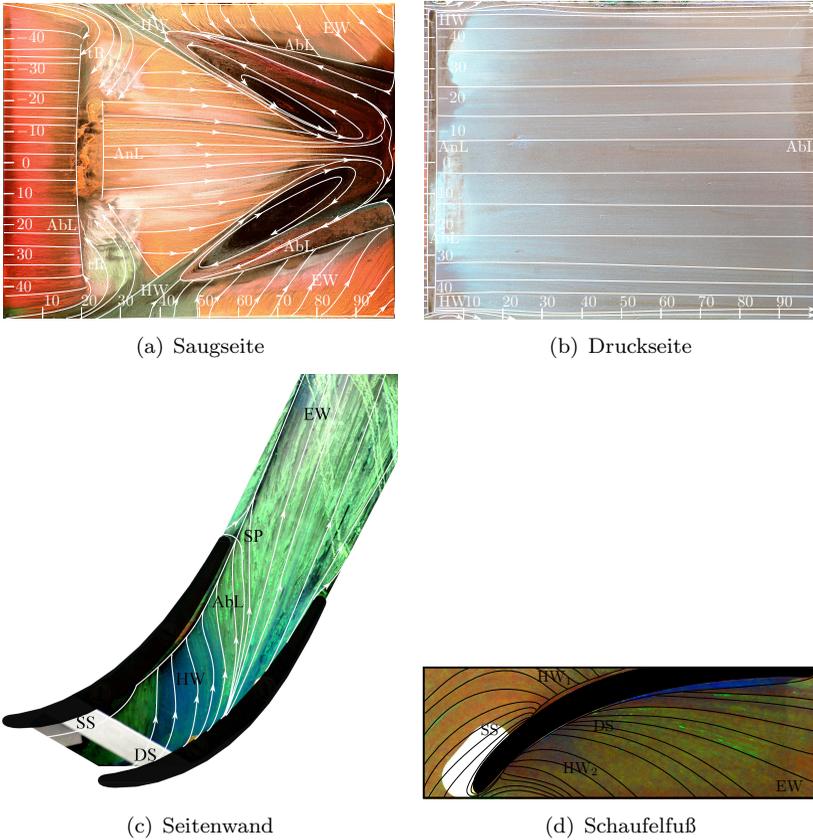
#### **Auslegungsfall** $Ma = 0,75$ , $i = 0^\circ$

In den Abbildungen 4.3 (a) - (d) sind Ölanstrichbilder der Saug- und Druckseite der mittleren Schaufel sowie der Seitenwände für den Auslegungsfall bei  $Ma = 0,75$  und inzidenzfreier Anströmung dargestellt. Die Schaufelaußenseite wurde mit roter Farbe und die Druckseite mit blauer Farbe bestrichen. Für die Seitenwand wurde eine gelb-grüne Öl-Pigment-Mischung verwendet. Somit lassen sich über den Farbverlauf die auftretenden Strömungsphänomene besonders deutlich visualisieren. Die Stromlinien wurden zur Verdeutlichung der Strömungstopologie nachgezeichnet und sind anhand der durchgezogenen weißen bzw. schwarzen Linien zu erkennen. Des Weiteren wurden charakteristische Punkte nach [TP82] und [GCH05] eingezeichnet.

Abbildung 4.3 (a) zeigt die Strömungstopologie auf der Schaufelaußenseite im Auslegungsfall. Die Schaufel wurde parallel zur Sehne fotografiert, die Strömung verläuft von links nach rechts. Somit liegt die Vorderkante der Schaufel jeweils bei  $x/c = 0\%$  und die Hinterkante bei  $x/c = 100\%$ . Der Mittelschnitt der Schaufel ist bei  $y/s = 0\%$  positioniert, die Seitenwände entsprechend bei  $y/s = -50\%$  bzw.  $y/s = 50\%$ .

Es liegt eine stark dreidimensionale Strömung vor. Zunächst ist die Strömung im Bereich der Vorderkante laminar (IH, laminare Hauptströmung). Bei etwa  $x/c = 20\%$  tritt eine laminare Ablöseblase mit turbulentem Wiederanlegen ab etwa  $x/c = 25\%$  auf (AbL, Ablöselinie; AnL, Anlegelinie). Im wandnahen Bereich kommt es auf Höhe der Ablöseblase zu einer Querströmung in Richtung des Schaufelmittelschnitts (tR, turbulente Rückströmung). In dem Bereich von  $x/c = 20\%$  bis

$x/c = 50 \%$  ist ein grüner Farbeintrag zu erkennen. Hier mischt sich der druckseitige Hufeisenwirbel (HW) mit der Strömung entlang der Schaufelsaugseite. Stromab dieses Farbeintrags sind die Fußabdrücke der Eckenablösung (EW) zu sehen ( $x/c = 50 \%$  bis  $x/c = 100 \%$ ). Diese erstreckt sich an der Hinterkante spannweitig bis zu  $y/s \approx 25 \%$ . Die turbulente Strömung in der Schaufelmitte (tH, turbulente Hauptströmung) verjüngt sich immer stärker in Richtung Schaufelmittelschnitt, bis stromauf der Hinterkante eine Ablösung im Mittelschnitt (SP, Sattelpunkt) stattfindet. Die Strömung verläuft von dort in Richtung der Seitenwände und mündet in einem Rückströmgebiet (RG). Hier hebt sie von der Schaufelsaugseite ab und folgt der Passagenströmung stromab.



**Abbildung 4.3:** Ölanstrichbilder der Saug- und Druckseite sowie der Seitenwände

In Abbildung 4.3 (b) ist die Strömungstopologie der Schauffeldruckseite visualisiert. Die laminare Strömung löst nahe der Vorderkante bei etwa  $x/c = 1\%$  ab (AbL) und legt anschließend turbulent wieder an (AnL). Die Ausdehnung der laminaren Ablöseblase ist auf etwa  $x/c = 1\%$  bis  $x/c = 2,5\%$  begrenzt. Nahe der Hinterkante löst die turbulente Strömung ab. An der Vorderkante am Übergang zu den Seitenwänden

sind die Stromlinien des druckseitigen Hufeisenwirbels (HW) zu sehen. Dieser wandert in Richtung Seitenwand, löst schließlich ab und wird in Richtung benachbarter Saugseite transportiert. Dies ist in den Abbildungen 4.3 (c) und 4.3 (d) als blauer Farbeintrag zu erkennen.

Der mit HW bzw.  $HW_2$  bezeichnete Hufeisenwirbel wird von der Druckseite (DS) zur benachbarten Saugseite (SS) transportiert. In Abbildung 4.3 (d) ist der von der benachbarten Schaufel eingetragene druckseitige Hufeisenwirbel mit  $HW_1$  gekennzeichnet. In den Abbildungen der Seitenwände ist ganz schwach der rote Farbeintrag durch den benachbarten Eckenwirbel (EW) zu sehen.

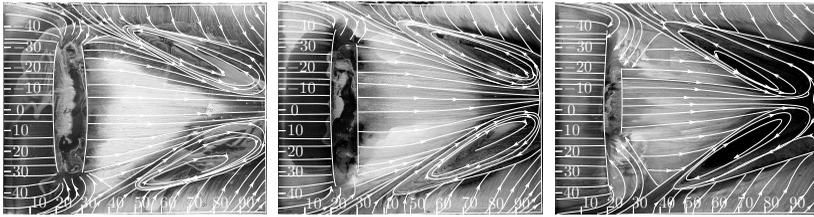
### Machzahlvariation

Um den Einfluss der Zuströmmachzahl auf die Strömungsphänomene zu analysieren, wurden die Untersuchungen für die Zuströmmachzahlen  $Ma = 0,75$  (Auslegungsfall),  $Ma = 0,55$  und  $Ma = 0,35$  durchgeführt. In Abbildung 4.4 sind die saugseitigen Ölanstrichbilder für die untersuchten Zuströmmachzahlen im Vergleich dargestellt.

Abbildung 4.4 (a) zeigt das Ölanstrichbild der Schaufelsaugseite bei  $Ma = 0,35$ . Ebenso wie bei der Auslegungskonfiguration (Abbildung 4.4 (c)) weist die Saugseite bei etwa  $x/c = 20\%$  die Ablöselinie einer Ablöseblase auf. Diese ist im Vergleich jedoch deutlich stärker ausgeprägt und weist eine Ausdehnung in spannweitischer Richtung von  $y/s = -30\%$  bis  $y/s = 30\%$  auf. Bei  $x/c = 30\%$  ist die Anlegelinie erkennbar. Ab diesem Punkt liegt eine turbulente Hauptströmung vor, die zwar durch Rückströmgebiete in Richtung Schaufelmittelschnitt eingeschnürt wird, es erfolgt jedoch keine Ablösung im Mittelschnitt wie bei der Auslegungskonfiguration (Abbildung 4.4 (c)). Die Ausprägung der Rückströmgebiete und der Eckenablösung ist vergleichbar zum Auslegungsfall.

Wird die Zuströmmachzahl auf  $Ma = 0,55$  (Abbildung 4.4 (b)) erhöht, verschmalert sich die Ablöseblase im Vergleich zu Fall a) geringfügig. Im Bereich der Hinterkante findet nun aufgrund der erhöhten Belastung eine Ablösung im Mittelschnitt statt. Die Eckenablösung und die

Rückströmgebiete werden von der veränderten Zuströmmachzahl nicht messbar beeinflusst.



(a) Saugseite  $Ma = 0,35$     (b) Saugseite  $Ma = 0,55$     (c) Saugseite  $Ma = 0,75$

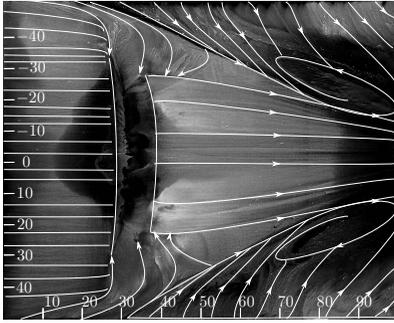
**Abbildung 4.4:** Ölanstrichbilder der Saugseite für verschiedene Zuströmmachzahlen

### Inzidenzvariation

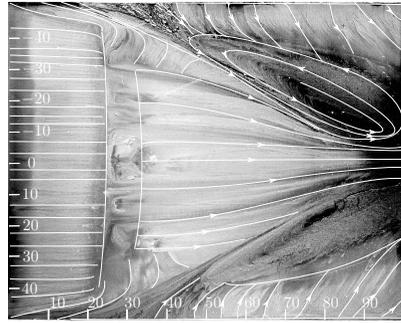
Um den Einfluss der Belastungsänderung auf die saugseitige Schaufelströmung zu untersuchen, wurde die Zuströminzidenz der Schaufeln variiert. Die Abbildungen 4.5 (a) - (c) zeigen die Ölanstrichbilder bei saugseitiger Anströmung (Rückeninzidenz) bzw. bei inzidenzfreier Anströmung. Die Ablöseblase beginnt im Fall einer Anströminzidenz von  $i = -4^\circ$  (Abb. 4.5 (a)) erst bei  $x/c \approx 27\%$ , wandert bei  $i = -2^\circ$  (Abb. 4.5 (b)) stromauf zu  $x/c \approx 22\%$  und fixiert sich dann bei inzidenzfreier Anströmung bei  $x/c = 20\%$ . Die Ausdehnung der Ablöseblase in x-Richtung verringert sich bei steigender Inzidenz. Nach dem turbulenten Wiederanlegen verjüngt sich die Strömung in Richtung Schaufelmittelschnitt. Bei  $i = -5^\circ$  und  $i = -2^\circ$  findet im Gegensatz zum Auslegungsfall keine Ablösung im Mittelschnitt statt, die Rückströmgebiete vergrößern sich jedoch in Richtung Mittelschnitt bei zunehmender Belastung.

Die Abbildungen 4.5 (d) - (f) zeigen die Ölanstrichbilder bei druckseitiger Anströmung der Schaufel (Brustinzidenz). Das Strömungsbild verändert sich hierbei maßgeblich. Schon bei einer Inzidenz von  $i = 1^\circ$  tritt bei etwa  $x/c = 9\%$  ein Stoß auf. Dies ist an der linienförmigen

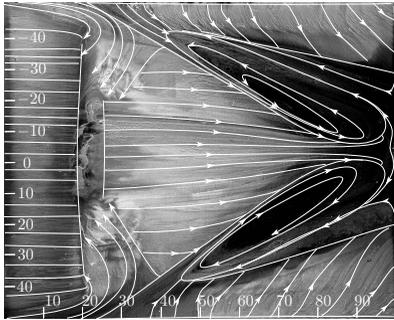
Abtragung der Farbe erkennbar und gleicht einer Ablöselinie. Die Strömung wird durch den Stoß gestört, es ist keine ausgeprägte Ablöseblase erkennbar, wohl aber die turbulente Querströmung im seitenwandnahen Bereich ab etwa  $x/c = 20\%$ , die sich bei Auftreten einer Ablöseblase am Randbereich der Blase bildet. Diese Aussagen treffen ebenfalls bei dem Ölanstrichbild bei  $i = 2^\circ$  zu.



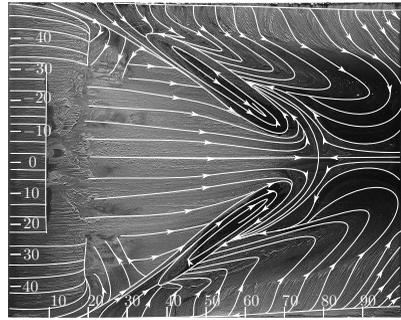
(a) Saugseite  $i = -4^\circ$



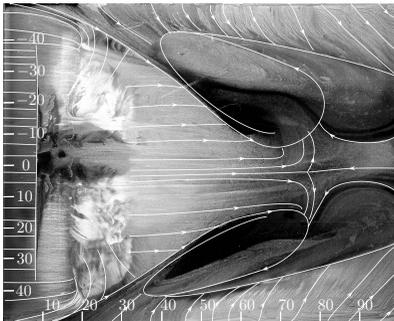
(b) Saugseite  $i = -2^\circ$



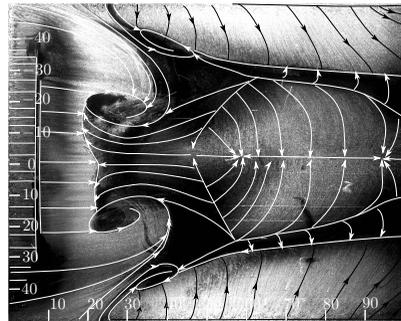
(c) Saugseite  $i = 0^\circ$



(d) Saugseite  $i = 1^\circ$



(e) Saugseite  $i = 2^\circ$



(f) Saugseite  $i = 4^\circ$

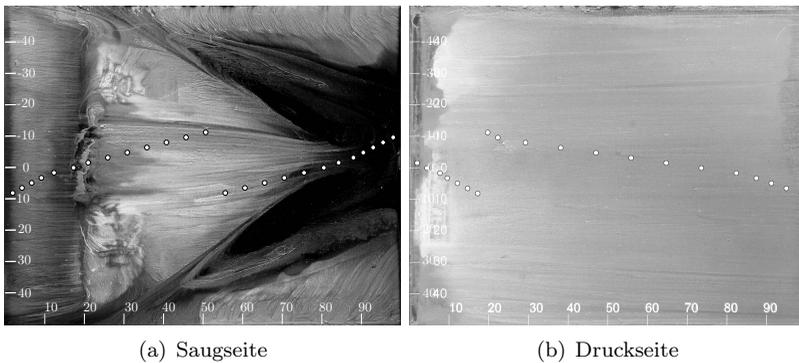
**Abbildung 4.5:** Ölanstrichbilder der Saugseite für verschiedene Inzidenzen

Die Ablösung im Mittelschnitt findet in beiden Fällen im Vergleich zum Auslegungsfall deutlich weiter stromauf statt ( $x/c \approx 78\%$ ). Dadurch werden die Rückströmgebiete stark beeinflusst. Wird die Inzidenz noch weiter erhöht (Abb. 4.5 f,  $i = 4^\circ$ ), löst die Strömung ab  $x/c \approx 20\%$  nahezu komplett ab. Bei dieser Inzidenz tritt Strömungsabriss (stall) an den Schaufeln auf. Diese Aussagen werden in Kapitel 4.1.4 durch Nachlaufmessungen verifiziert.

### 4.1.3 Profildruckverteilung

Zur Bestimmung der statischen Profildruckverteilung wurden statische Druckbohrungen in die Schaufelsaug- und druckseite der mittleren beiden Schaufeln eingebracht (vgl. Abbildung 3.8).

Die Positionen der Druckbohrungen werden in Abbildung 4.6 im Vergleich mit den Ölanstrichbildern der Schaufelsaug bzw. -druckseite dargestellt, um eine leichtere Interpretation der Druckbeiwerte zu ermöglichen. Da die Anzahl der Messpositionen für die Drücke aufgrund der Schaufelabmaße begrenzt ist, sind die Verläufe der Druckbeiwerte allein nicht immer aussagekräftig genug.



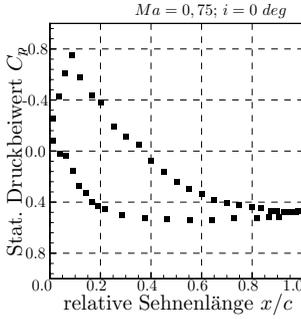
**Abbildung 4.6:** Darstellung der Positionen der statischen Druckbohrungen anhand von Ölanstrichbildern im Auslegungsfall

Die ersten fünf Bohrungen auf der Saugseite liegen im Bereich der laminaren Hauptströmung im vorderen Bereich der Schaufel. Abbildung 4.7 (a) zeigt den statischen Druckbeiwert  $C_p$  (Definition s. Kapitel 3.2.1) über der relativen Sehnenlänge für den Auslegungsfall. Auf der Saugseite der Schaufel beschleunigt die Strömung zunächst, bis bei einer relativen Sehnenlänge von  $x/c \approx 0,09$  eine stark ausgeprägte Saugspitze zu erkennen ist. Aus der Visualisierung der Strömungstopologie auf der Saugseite mit Hilfe des Ölanstrichverfahrens ist bekannt, dass sich bei etwa  $x/c \approx 0,2$  eine laminare Ablöseblase befindet. Die Druckbohrungen sechs und sieben liegen im Bereich der Ablöselinie bzw. Anlegelinie der Ablöseblase (vgl. Abb. 4.6). Die laminare Ablöseblase wird durch einen konstanten Druckbeiwert mit anschließend stark abfallendem Wert charakterisiert. Dies ist aufgrund der geringen Anzahl an Druckbohrungen in diesem Bereich im dargestellten  $C_p$ -Verlauf schwer zu erkennen. Die Druckbohrungen sechs und sieben weisen jedoch im Rahmen der Messbarkeit auf ein Plateau der Ablöseblase hin. Zwischen den Messpositionen sieben und acht ist der charakteristische sprunghafte Druckabfall zu erahnen. Der Staupunkt an der Vorderkante der Schaufel ist aufgrund der geringen Anzahl an Messpositionen und der damit verbundenen geringen räumlichen Auflösung nicht zu erfassen. Der statische Druck nimmt hinter der Ablöseblase bis zu einem Wert von etwa  $C_p = 0,5$  bei  $x/c \approx 0,9$  ab. Anschließend bleibt der Druck konstant. Die Ablösung im Mittelschnitt bei  $x/c \approx 0,98$  ist nicht erkennbar. Da es sich um ein Verdichterprofil handelt, erhöht sich der statische Druck insgesamt über die Beschauelfung.

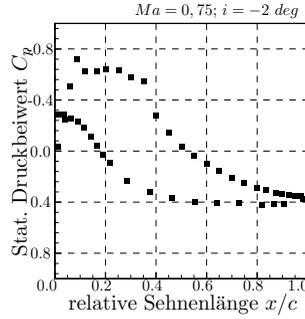
Auf der Druckseite verzögert die Strömung bis etwa  $x/c \approx 0,55$ . Anschließend kommt es zu einer geringfügigen Beschleunigung der Strömung, so dass an der Hinterkante des Profils ein Druckausgleich zwischen Druck- und Saugseite stattfinden kann. Die im Ölanstrich erkennbare Ablöseblase bei  $x/c \approx 0,025$  im Bereich der Vorderkante der Druckseite wird durch die Drucksensoren zwei und drei erfasst und ist als Plateau ersichtlich. Das Ölanstrichbild lässt die Ablöseblase etwas weiter stromauf vermuten als der Druckverlauf aufzeigt. Die Farbpartikel können die Strömung auf der Druckseite jedoch leicht stören, sodass die Ablösung durch den Farbauftrag etwas begünstigt wird und es somit zu einer Abweichung zwischen den beiden Messmethoden kommt (vgl. Unterkapitel 5).

In Abbildung 4.7 (b) und Abbildung 4.7 (c) sind die  $C_p$ -Verläufe für die Rückeninzidenzen  $i = -2^\circ$  und  $i = -4^\circ$  dargestellt. Die Strömung beschleunigt zu Beginn wieder stark, der Druckbeiwert bricht jedoch nach der Saugspitze ein. Anschließend beschleunigt die Strömung leicht. Im Bereich der Ablöseblase fällt der Druckbeiwert zunächst ab und verharrt bei  $x/c \approx 0,3$  auf einem für die Ablöseblase typischen Plateau mit einem sehr deutlichen Abfall bei  $x/c \approx 0,4$ . Stromab der Ablöseblase kommt es zu einer Verzögerung der Strömung bis zur Hinterkante. Auf der Druckseite beschleunigt die Strömung aufgrund der Rückeninzidenz zunächst sehr stark. Anschließend wird die Strömung verzögert, bis es an der Schaufelhinterkante zum Druckausgleich zwischen Druck- und Saugseite kommt. Insgesamt ist der Druckaufbau bei den Untersuchungen mit Rückeninzidenz wie zu erwarten deutlich geringer als im Auslegungsfall, da die Schaufeln die Strömung weniger effizient umlenken.

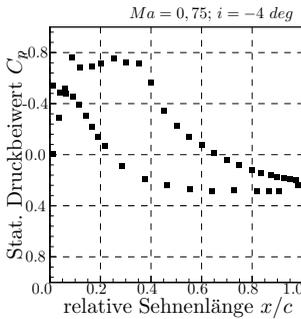
Die Abbildungen 4.7 (d) bis 4.7 (f) zeigen den Profildruckverlauf für die Brustinzidenzen  $i = 1^\circ$ ,  $i = 2^\circ$  und  $i = 4^\circ$ . Das Profil wird hier sehr stark druckseitig angeströmt. Der Verlauf des statischen Druckbeiwertes für  $i = 1^\circ$  zeigt keine auffälligen Strömungsphänomene. Der vom Ölanstrichbild erfasste Stoß bei  $x/c = 0,1$  wird von den Drucksensoren nicht erfasst. Es ist in diesem Bereich jedoch eine sehr starke Überbeschleunigung ersichtlich. Die  $C_p$ -Verläufe für die Inzidenzen  $i = 2^\circ$  und  $i = 4^\circ$  sind charakteristisch für eine transsonische Strömung mit stoßinduzierter Ablösung. Es ist keine eindeutige Saugspitze zu erkennen, sondern das Plateau eines Stoßes mit plötzlicher Verzögerung der Strömung bei  $x/c \approx 0,12$ . Durch die starke Ablösung im Mittelschnitt lenkt die Schaufel die Strömung im hinteren Viertel der Schaufelsaugseite nicht mehr effizient um, so dass die Strömung nicht weiter verzögert, sondern nahezu auf einem konstanten Druckniveau verharrt. Dadurch muss die Strömung auf der Druckseite in diesem Bereich etwas beschleunigen, damit ein Druckausgleich an der Schaufelhinterkante stattfinden kann.



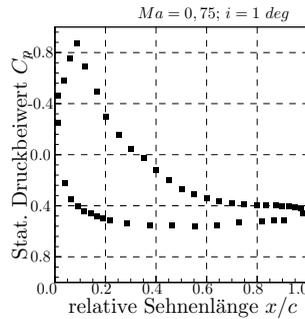
(a) Auslegungsfall  $i = 0$  deg



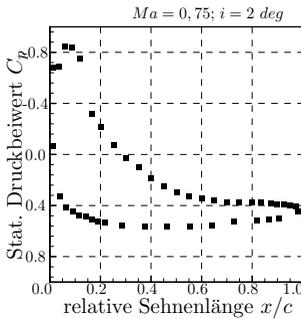
(b) Off-Design-Fall  $i = -2$  deg



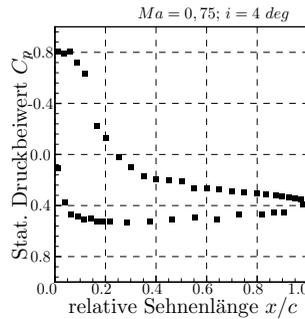
(c) Off-Design-Fall  $i = -4$  deg



(d) Off-Design-Fall  $i = 1$  deg



(e) Off-Design-Fall  $i = 2$  deg



(f) Off-Design-Fall  $i = 4$  deg

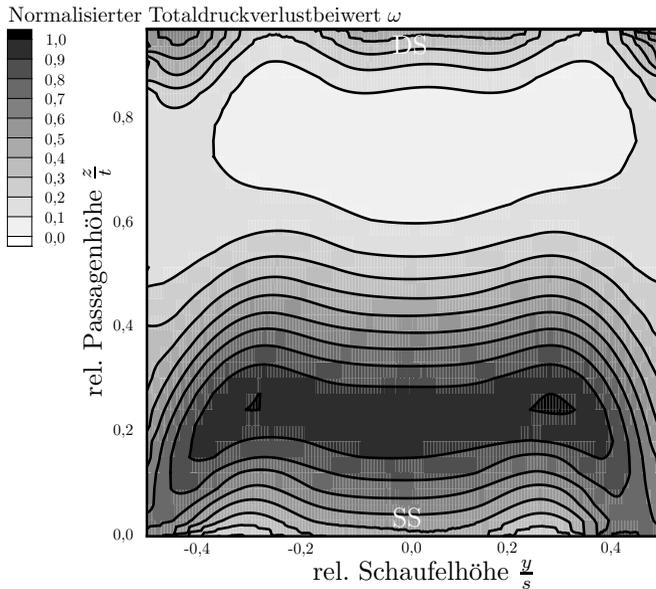
**Abbildung 4.7:** Statische Profildruckverteilung für verschiedene Inzidenzen

#### 4.1.4 Nachlaufmessungen

Die Strömungsgrößen im Nachlauf wurden mit Hilfe einer Fünflochsonde ermittelt. Diese wurde auf einem dreiachsigen Traversiersystem befestigt, so dass flächige Messungen sowie Linienmessungen im Mittelschnitt parallel zum Kaskadenaustritt durchgeführt werden konnten.

**Auslegungsfall**  $Ma = 0,75$ ,  $i = 0^\circ$

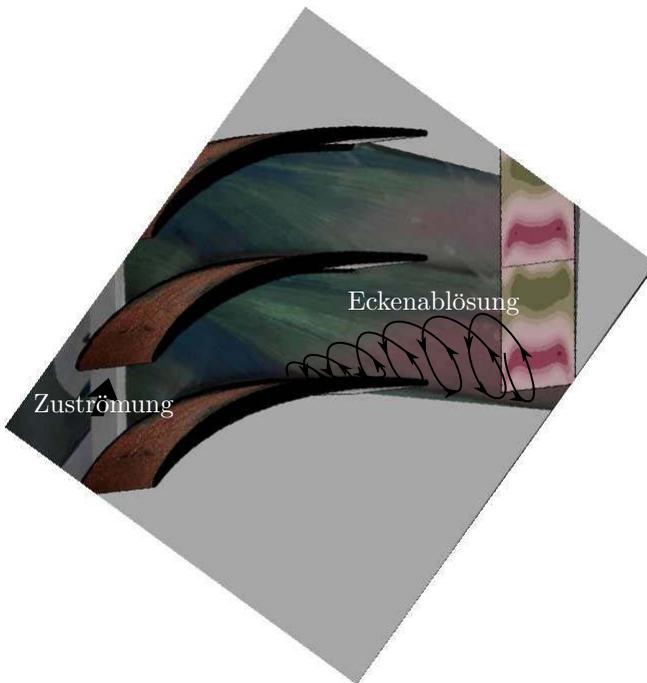
Abbildung 4.8 zeigt eine solche 2D-Messung für eine vollständige Passage. Dargestellt ist der Totaldruckverlust  $\omega$  (vgl. Unterkapitel 3.2.2), normiert mit dem maximal auftretenden Verlustbeiwert.



**Abbildung 4.8:** Nachlaufmessung der Basisströmung parallel zum Kaskadenaustritt

Auf der x-Achse ist die relative Schaufelhöhe und auf der y-Achse die relative Passagenhöhe aufgetragen. Die Saugseite der zur Passage gehörigen Schaufeln befindet sich bei  $z/t = 0$ , während die Druckseite der Nachbarschaufel bei  $z/t = 1$  positioniert ist.

Zu sehen sind die Verluste, die eine halbe Sehnenlänge hinter den Schaufelhinterkanten im Nachlauf entstehen (vgl. Abbildung 3.11 (a)). Die maximalen Verluste treten im Bereich der Eckenablösungen der Schaufelsaugseite auf. Diese sind bei dieser Messposition schon deutlich vermischt und nehmen nahezu die halbe Passage ein. Verlustfreie Bereiche befinden sich mittig in der oberen Passagenhälfte. Hier liegt eine verlustarme Abströmung vor.

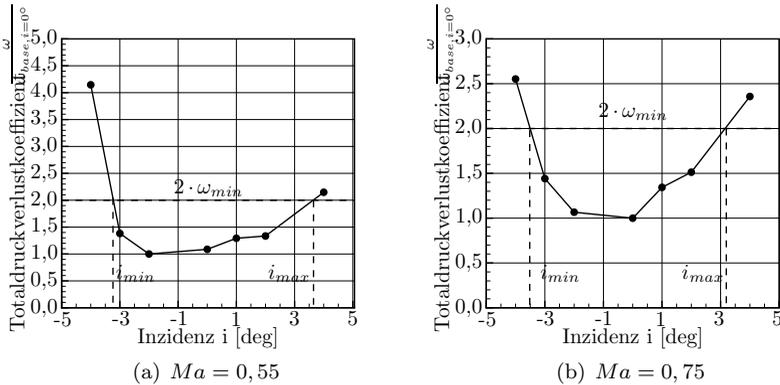


**Abbildung 4.9:** Darstellung der Eckenablösung der Basisströmung durch Ölanstrichbilder und Nachlaufmessungen

In Abbildung 4.9 wurde die flächige Nachlaufmessung mit den Ölstrichbildern der mittleren beiden Passagen und den dazu gehörigen Schaufeln zusammengeführt. Die Zuströmung ist durch den Pfeil gekennzeichnet. Der rote Farbeintrag im Seitenwandbereich kennzeichnet die saugseitige Eckenablösung, die die hohen Totaldruckverluste im Nachlauf verursacht. Der Eckenwirbel wurde zur Verdeutlichung schematisch für eine Seite in die Darstellung eingetragen. Auf der gegenüberliegenden Seite rotiert der Wirbel entsprechend entgegengesetzt. Im Wirbelkern treten die maximalen Totaldruckverluste auf.

### Inzidenzvariation

In Abbildung 4.10 sind die Verlustpolaren für eine Anströmmachzahl von  $Ma = 0,75$  (b) sowie eine reduzierte Machzahl von  $Ma = 0,55$  dargestellt. Dabei wurde der Totaldruckverlustkoeffizient  $\omega$ , normiert auf den Verlustbeiwert der Auslegungsinzidenz ( $i = 0^\circ$ ), über verschiedenen Inzidenzen aufgetragen.



**Abbildung 4.10:** Darstellung der Verlustpolaren für  $Ma = 0,75$  und  $Ma = 0,55$

Der Betriebsbereich der Schaufeln ist laut [Cum04] auf den Inzidenzbereich festgelegt, bei dem die Verluste nicht größer als  $2 \cdot \omega_{min}$  sind. Die

minimalen Verluste  $\omega_{min}$  treten im Allgemeinen bei der Auslegungsinzidenz auf. Abbildung 4.10 (b) kann entnommen werden, dass die Minimalverluste wie erwartet bei der Auslegungsinzidenz von  $i = 0^\circ$  auftreten und der Betriebsbereich bei etwa  $\pm 4,2^\circ$  liegt.

Wird die Anströmmachzahl auf  $Ma = 0,55$  reduziert, treten die geringsten Verluste ( $\omega_{min}$ ) bei  $i = -2^\circ$  auf, der Betriebsbereich befindet sich zwischen  $i_{min} \approx -3,5^\circ$  und  $i_{max} \approx 3,5^\circ$ . Die verstärkte Asymmetrie der Polare sowie die Verschiebung der Minimalverluste fort von der Auslegungsinzidenz ist dadurch zu begründen, dass die Schaufeln nicht für diese reduzierte Machzahl ausgelegt wurden und die Profilmströmung somit nicht optimal ist.

## 4.2 Vergleich Basisströmung/ aktiv beeinflusste Strömung

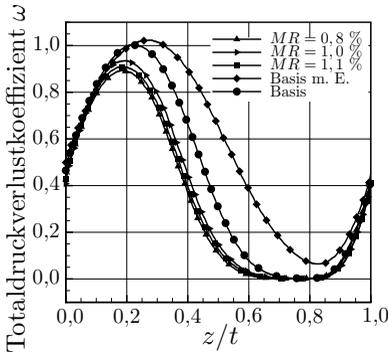
Zur Untersuchung des Einflusses der Aktuaton auf die vorherrschenden Strömungsphänomene wurden Ölanstrichbilder erstellt sowie Nachlaufmessungen mit Hilfe einer Fünfflochsonde durchgeführt. Dabei wurde die Aktuationsamplitude variiert und über den Aktuationsregelkreis geregelt, um symmetrische Einblasbedingungen zu realisieren. Des Weiteren wurden die Einblasfrequenz sowie der Pulsabstand variiert. Im Folgenden werden die Ergebnisse für stationäre sowie instationäre Einblasung im Vergleich zur Basisströmung vorgestellt.

### 4.2.1 Nachlaufmessungen

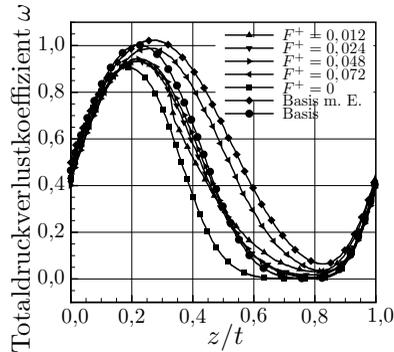
Für den Auslegungsfall ( $Ma = 0,75$ ,  $i = 0^\circ$ ) wurden Mittelschnittmessungen im Nachlauf eine halbe Sehnenlänge hinter den Schaufelhinterkanten über die gesamte Passagenhöhe sowohl für die unbeeinflusste als auch die aktiv beeinflusste Strömung durchgeführt. Im Falle der Strömungskontrolle wurden die Parameter Ausblasamplitude, Ausblasfrequenz und Pulsabstand variiert.

#### Auslegungsfall $Ma = 0,75$ , $i = 0^\circ$

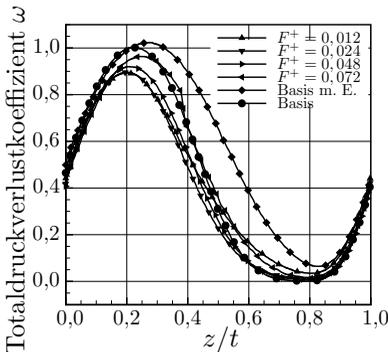
Abbildung 4.11 (a) zeigt den Verlauf des auf den maximalen Verlustbeiwert der Basisströmung normierten Totaldruckverlustes  $\omega$  im Mittelschnitt über der relativen Passagenhöhe  $z/t$ . Die Schaufelsaugseite der angrenzenden Schaufel liegt bei  $z/t = 0$  während die Druckseite der benachbarten Schaufel bei  $z/t = 1$  zu finden ist. Die Verlustbeiwerte wurden normiert auf den maximal auftretenden Verlustbeiwert der Basisströmung. Es handelt sich um Untersuchungen mit stationärer Ausblasung bei Variation des Vordrucks bzw. des Aktuationsmassenstroms und somit der Ausblasamplitude. Dabei wird das Massenstromverhältnis  $MR = \frac{\dot{m}_{jet}}{\dot{m}_1} \cdot 100\%$ , also das Verhältnis zwischen eingeblasenem Massenstrom  $\dot{m}_{jet}$  zum Hauptmassenstrom  $\dot{m}_1$  variiert.



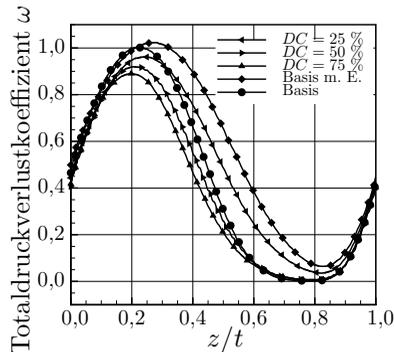
(a) Variation der Ausblasamplitude (stationär);



(b) Variation der Ausblasfrequenz bei  $p = 3,55$  bar;



(c) Variation der Ausblasfrequenz bei  $p = 5,22$  bar;



(d) Variation des Pulsabstandes bei  $p = 5,22$  bar und  $F^+ = 0,048$ ;

**Abbildung 4.11:** Nachlaufmessungen im Mittelschnitt für verschiedene Ausblasparameter bei  $Ma = 0,75$  und  $i = 0^\circ$

Zum Vergleich wurden die Verlustbeiwerte der unbeeinflussten Strömung (Kreis) sowie die durch die Einblaseinsätze hervorgerufenen Verluste (Raute) eingetragen. Im Bereich  $z/t = 0$  bis  $z/t = 0,15$  verlaufen die Kurven ohne nennenswerte Abweichungen zueinander. Die anschließenden Maxima weisen deutliche Unterschiede auf. Für die un-

beeinflusste Strömung (Kreis) liegt das Maximum bei etwa  $z/t = 0,22$ . Werden die Einblaseinsätze eingebaut, aber kein zusätzlicher Massenstrom zugeführt (Raute, Basis m. E.), verschiebt sich das Maximum zu  $z/t = 0,27$  und nimmt einen höheren Maximalwert an. Wird die Strömung beeinflusst, verschiebt sich der maximale Verlustbeiwert für alle untersuchten Aktuationsamplituden in Richtung der Schaufelaußenseite und nimmt deutlich geringere Werte an. Anschließend nehmen die Verlustbeiwerte generell ab und pegeln sich mit Ausnahme der Basisuntersuchung mit eingebauten Einsätzen (Raute) bei  $\omega = 0$  ein, das heißt dort liegt eine verlustfreie Strömung in der Passage vor. Das bedeutet, dass die verlustfreien Gebiete durch das Ausblasen von Druckluft deutlich vergrößert werden können.

Im Falle der unbeeinflussten Strömung (Kreis) nimmt der Verlustbeiwert deutlich langsamer ab und die verlustfreie Strömung wird erst bei  $z/t \approx 0,7$  erreicht, während die Strömungsbeeinflussung schon früher zu einer verlustfreien Passagenströmung führt. Generell unterscheiden sich die Kurvenverläufe für die unterschiedlichen Aktuationsamplituden kaum. Der Einbau der Einblasdüsen führt jedoch zu einer sehr starken Störung der Strömung, so dass die Verluste allgemein stark ansteigen und über die ganze Passagenhöhe keine verlustfreien Gebiete vorliegen. Diese zusätzlichen Verluste aufgrund der Störung der Strömung durch die Einsätze müssen mit Hilfe der Strömungskontrollmethoden überwunden werden.

In den Abbildungen 4.11 (b) und (c) wurde gepulste Strömungsbeeinflussung mit stationärer Beeinflussung ( $F^+ = 0$ , entspricht  $MR = 1,1\%$ ) bei zwei fixen Aktuationsvordrücken und Variation der Aktuationsfrequenz verglichen. Des Weiteren sind die unbeeinflusste Basisströmung (Kreis) sowie die durch die Einblaseinsätze gestörte Strömung (Raute) dargestellt. Es kann festgestellt werden, dass im Falle der stationären Beeinflussung bei einem Vordruck von  $p = 3,55$  bar und dem entsprechenden Massenstromverhältnis von  $MR = 1,1\%$  die geringsten Verlustbeiwerte über die Passagenhöhe erzielt werden können (vgl. Abb. 4.11 (b)). Bei dimensionslosen Frequenzen von  $F^+ = 0,012$  bis  $F^+ = 0,048$  unterscheiden sich die Kurvenverläufe kaum voneinander. Die Verlustbeiwerte liegen im Bereich des Maximums unterhalb der Verluste der unbeeinflussten Basisströmung und unterscheiden sich anschließend kaum noch von dieser. Bei einer gepulsten Strömungsbeein-

flussung mit einer dimensionslosen Frequenz von  $F^+ = 0,072$  treten Verluste auf, die oberhalb der Kurve für die Basisströmung verlaufen. Dies entspricht einer Schaltfrequenz von  $f = 300$  Hz. Generell ähnelt das Ergebnis dem der Basisströmung mit integrierten Einsätzen (Raute) mit etwas geringeren Verlustbeiwerten. Die verwendeten Schnellschaltventile sind für eine maximale Frequenz von 330 Hz ausgelegt, schließen bei einer Frequenz von 300 Hz (rechtes Dreieck) jedoch nicht mehr vollständig. Generell entspricht das Schaltmuster der Ventile einem Rechteckverlauf. Die Ventile erhalten das Signal, vollständig zu öffnen, entsprechend des vorgegebenen Pulsabstandes geöffnet zu bleiben und anschließend vollständig zu schließen und für den vorgegebenen Pulsabstand entsprechend geschlossen zu bleiben. Bei der Schaltfrequenz von 300 Hz ist dieser gewünschte Signalverlauf jedoch unregelmäßig. Dadurch wird die Strömung offensichtlich gestört, statt positiv beeinflusst. Für  $F^+ = 0,012$  (Dreieck) sind die Verluste im Bereich der minimalen Verlustbeiwerte höher als die der unbeeinflussten Strömung. Der zugeführte Massenstrom ist zu gering, um die durch die Einblaseinsätze hervorgerufenen Störungen entscheidend zu eliminieren bzw. eine Verbesserung der Performance zu erlangen.

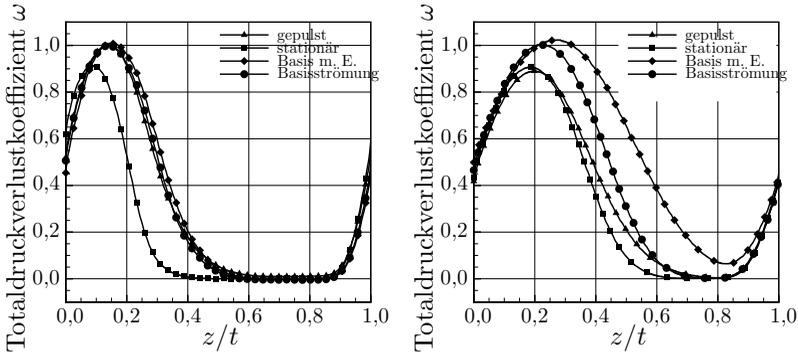
Bei den dargestellten Untersuchungen in Abbildung 4.11 (c) wurde der Vordruck auf 5,22 bar erhöht und somit ein höherer Massendurchsatz erzielt. Bis zum maximalen Verlustbeiwert liefern alle Ergebnisse mit gepulster Einblasung geringere Verluste als bei den Untersuchungen der Basisströmung. Für  $F^+ = 0,072$  (rechtes Dreieck) und  $F^+ = 0,012$  (Dreieck) treten im Bereich der minimalen Verlustbeiwerte abermals höhere Verluste auf als für die unbeeinflusste Strömung, der negative Einfluss der Ausblasströmung bei  $F^+ = 0,072$  ist jedoch deutlich geringer ausgeprägt als bei den Untersuchungen mit einem Vordruck von 3,55 bar. Der höhere Druck scheint das Ausströmverhalten aus dem Schnellschaltventil also zu begünstigen. Allgemein scheint der erhöhte Vordruck von 5,22 bar bzw. die damit einhergehende höhere Amplitude der Ausblasung die Strömung durch die Passage positiver zu beeinflussen und die Verluste damit besser zu minimieren als die Beeinflussung mit einem Vordruck von 3,55 bar.

In Abbildung 4.11 (d) sind die Verläufe der Verluste bei Variation des Pulsabstandes (DC, Duty Cycle) bei einem Vordruck von 5,22 bar und einer dimensionslosen Frequenz von  $F^+ = 0,048$  dargestellt. Der

Pulsabstand nahm bei den Untersuchungen Werte von  $DC = 25 \%$ ,  $DC = 50 \%$  und  $DC = 75 \%$  an. Das bedeutet, die Schnellschaltventile waren für die Dauer eines Pulses  $1/4$  der Zeit geöffnet und  $3/4$  der Zeit geschlossen, bzw. zu gleichen Teilen geöffnet und geschlossen oder aber  $3/4$  der Zeit geöffnet und  $1/4$  der Zeit geschlossen. Somit lässt sich bei konstantem Vordruck und Frequenz der zugeführte Massenstrom variieren. Bei einem Pulsabstand von  $DC = 75 \%$  entspricht der zugeführte Massenstrom näherungsweise dem Massenstrom bei stationärem Einblasen mit  $p = 3,55$  bar. Wie man der Abbildung entnehmen kann, führt die Messung mit einem Pulsabstand von  $DC = 25 \%$  (linkes Dreieck) zu einer Verschlechterung der Performance. Der zugeführte Massenstrom ist zu klein. Die geringsten Verluste wurden bei einem Pulsabstand von  $DC = 75 \%$  (Dreieck) erzielt.

Abbildung 4.12 zeigt die Verlustkurven für die beiden erfolgreichsten Beeinflussungsmethoden (stationäre Einblasung bei  $p = 3,55$  bar, Quadrat und gepulste Einblasung bei  $p = 5,22$  bar,  $F^+ = 0,048$  und  $DC = 75 \%$ , Dreieck) im Vergleich zur Basisströmung für Anströmmachzahlen von  $Ma = 0,75$  (Auslegungsmachzahl, Abb. 4.12 (b)) und  $Ma = 0,55$  (Abb. 4.12 (a)). Die zugeführten Massenströme betragen jeweils  $1,1 \%$  des Hauptmassenstroms. Die Verlustbeiwerte wurden jeweils auf die Maximalwerte des Basisfalls normiert. Es wird ersichtlich, dass stationäres Einblasen im Vergleich zum gepulsten Einblasen zu den geringeren Verlustbeiwerten führt. Die Maxima in Abbildung 4.12 (b) unterscheiden sich zwar kaum voneinander, jedoch werden mit stationärer Einblasung (Quadrat) im Bereich von  $z/t = 0,25 - 0,7$  geringere Verluste erzielt und die verlustfreie Zone wird früher erreicht. Offensichtlich benötigt die Schaufelumströmung einen kontinuierlich zugeführten Massenstrom, um die komplexen Sekundärströmungen derart zu beeinflussen, dass die geringsten Verluste erzielt werden können. Im Vergleich dazu ist in Abbildung 4.12 (a) der Verlauf des Verlustbeiwertes bei einer reduzierten Anströmmachzahl von  $Ma = 0,55$  dargestellt. Es ist ersichtlich, dass die Störung durch die Einblaseinsätze (Raute) bei dieser niedrigeren Anströmmachzahl sehr gering ausfällt. Hier zeigt sich außerdem, dass stationäre Einblasung eine deutliche Reduzierung der Verluste ermöglicht. Die maximalen Verluste fallen deutlich geringer aus als bei der Basisströmung und auch das Plateau der verlustfreien

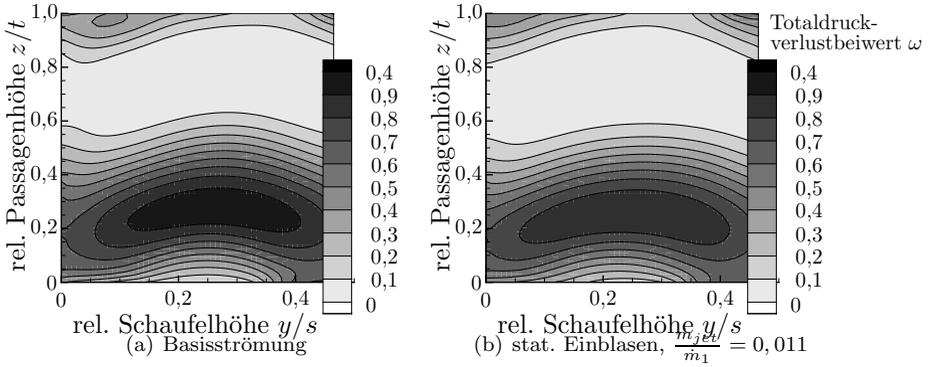
Strömung nimmt einen größeren Bereich über die Passagenhöhe ein. Gepulstes Einblasen hingegen bringt kaum eine Verbesserung.



(a) Totaldruckverlust  $\omega$  bei  $Ma = 0,55$ ; (b) Totaldruckverlust  $\omega$  bei  $Ma = 0,75$ ;

**Abbildung 4.12:** Nachlaufmessungen im Mittelschnitt für  $Ma = 0,55$  und  $Ma = 0,75$  im Vergleich

Abbildung 4.13 zeigt den Vergleich zwischen dem auf den Maximalwert der Basisströmung normierten Totaldruckverlustbeiwert  $\omega$  der Basisströmung (a) und stationärer Einblasung bei einem Massenstromverhältnis von  $MR = \frac{\dot{m}_{jet}}{\dot{m}_1} = 0,011$  (b) für eine flächige Messung eine halbe Sehnenlänge hinter den Schaufelhinterkanten. Zu sehen ist die Ebene parallel zum Kaskadenaustritt vom Mittelschnitt bis zur Seitenwand ( $0 - 0,5 y/s$ ) für die volle Passagenhöhe ( $0 - 1 z/t$ ). Dabei liegt die Hinterkante der mittleren Schaufel bei  $z/t = 0$  und die Hinterkante der benachbarten Schaufel bei  $z/t = 1$  (vgl. Abbildung 3.11 (a)). Der keulenförmige saugseitige Eckenwirbel ist im unteren Bereich der Abbildungen zu erkennen. Die Werte wurden mit dem Maximalwert der unbeeinflussten Basisströmung normiert. Die maximalen Verlustbeiwerte im Kern des Eckenwirbels sind bei der stationär beeinflussten Messung (b) um etwa 10 % geringer als bei der Basisströmung (a). Die Ausdehnung der Eckenablösung wird jedoch kaum beeinflusst.



**Abbildung 4.13:** Nachlaufmessungen parallel zum Kaskadenaustritt für die halbe Spannweite

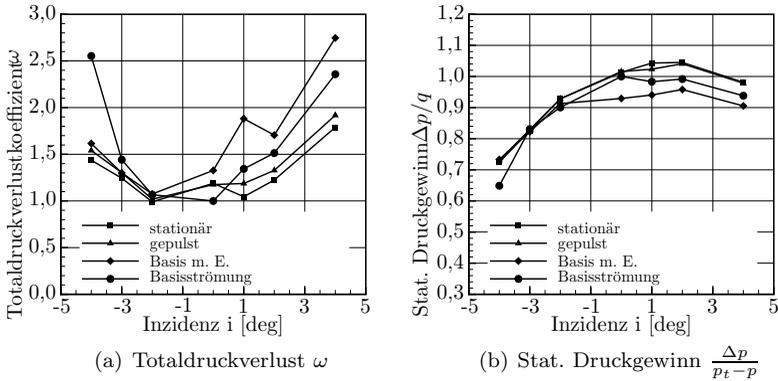
### Inzidenzvariation

In den Abbildungen 4.14 (a) und (b) ist der Verlauf der charakteristischen Größen zur Beschreibung der Kaskadeneffizienz für verschiedene Inzidenzen dargestellt. Hierin wurden die Kurvenverläufe für die Basisströmung (Kreis), die Basisströmung mit integrierten Einsätzen (Raute) sowie gepulste Einblasung bei  $p = 5,22$  bar,  $F^+ = 0,048$  und  $DC = 0,75$  und stationäre Einblasung bei  $p = 3,55$  bar miteinander verglichen. Das Verhältnis des Einblasmassenstroms zum Hauptmassenstrom für die beiden dargestellten Kontrollmethoden beträgt  $\frac{\dot{m}_{jet}}{\dot{m}_1} = 0,011$ .

Abbildung 4.14 a) zeigt den Verlauf der integralen Verlustbeiwerte  $\omega$  bei einer Anströmmachzahl von  $Ma = 0,75$  für verschiedene Inzidenzen, normiert auf den Verlustbeiwert des Auslegungsfalls. Der Totaldruckverlustbeiwert wurde hierbei auf den Verlustbeiwert der ungestörten Basisströmung im Auslegungsfall ( $Ma = 0,75; i = 0^\circ$ ) bezogen. Wie auch schon bei den vorangegangenen Untersuchungen wird in dieser Darstellung deutlich, dass die Einblasdüsen die Basisströmung stören

und somit zusätzliche Verluste hervorrufen, die mit Hilfe der Strömungskontrollmethoden überwunden werden müssen. Dieses Verhalten ist für positive Inzidenzen besonders stark ausgeprägt. Für negative Inzidenzen ist der Einfluss der Einblasung auf den Verlustbeiwert gering. Für hohe positive Inzidenzen sinkt der Verlustbeiwert sowohl bei stationärer Einblasung als auch im Falle der gepulsten Einblasung deutlich. Bei der maximalen Inzidenz von  $4^\circ$ , die bei der Untersuchung der Basisströmung Strömungsabriss über die gesamte Schaufel hervorrufft, werden die Totaldruckverluste durch die aktive Strömungskontrolle stark reduziert. Bei stationärer Einblasung ist dieser Effekt noch deutlicher ausgeprägt als bei gepulster Einblasung mit gleichem Massenstromeintrag. Dies führt zu einem erweiterten Betriebsbereich der Beschaufelung bei dem Einsatz der AFC.

Abbildung 4.14 (b) zeigt den auf den Auslegungsfall normierten statischen Druckgewinn für verschiedene Inzidenzen bezogen auf den Druckgewinn des Auslegungsfalls. Für den gesamten Inzidenzbereich kann der statische Druckgewinn über die Beschaufelung sowohl mit Hilfe von stationärer Einblasung als auch gepulster Einblasung gesteigert werden. Vor allem bei den positiven Inzidenzen ist ein deutlicher Gewinn für den statischen Druckaufbau über die Beschaufelung bei aktiver Beeinflussung der Strömung zu verzeichnen. Dabei scheint es keinen nennenswerten Unterschied zu machen, ob die Beeinflussung stationär bei einem Vordruck von  $p = 3,55$  bar oder instationär bei  $p = 5,22$  bar,  $F^+ = 0,048$  und  $DC = 0,75$  erfolgt.



**Abbildung 4.14:** Nachlaufmessungen im Mittelschnitt für verschiedene Inzidenzen

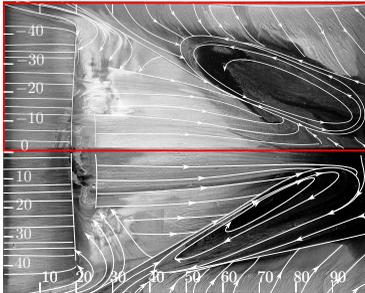
Bei allen Darstellungen des Verlustbeiwertes ist zu beachten, dass der durch die Aktuatorik zugeführte Impuls nicht in die Berechnung des Verlustbeiwertes eingeht. Dies ist jedoch zur Bewertung der Strömungskontrollmethodik zwingend erforderlich und wird durch die in Unterkapitel 4.2.3 betrachtete Effizienzberechnung abgedeckt.

## 4.2.2 Ölanstrichverfahren

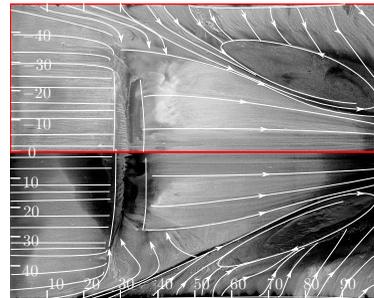
Um die Aussagen der Nachlaufmessungen zu verifizieren und einen Einblick in das Strömungsfeld bei aktiver Beeinflussung der Strömung zu erlangen, wurden Ölanstrichbilder der Schaufelsaugseite erstellt.

Abbildung 4.15 stellt die Ölanstrichbilder unter Einsatz von stationärer Einblasung mit einem Massenstromverhältnis von  $MR = 1,1$  % im Vergleich zur unbeeinflussten Strömung für unterschiedliche Inzidenzen dar. Die obere Hälfte der Bilder zeigt je ein Ölanstrichbild der halben Saugseite mit Aktuation, während die untere Hälfte die entsprechend andere Saugseitenhälfte des entsprechenden unaktuierten Falls abbildet. Für die negative Inzidenz von  $i = -4^\circ$  und die inzidenzfreie Anströmung ist keine deutliche Veränderung im Ölanstrichbild aufgrund

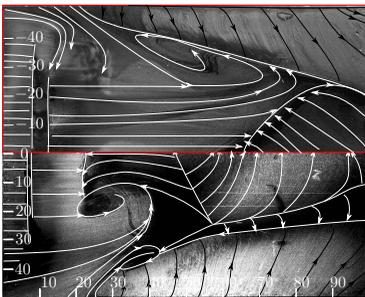
der Einblasung ersichtlich. Bei einer Brustinzidenz von  $i = 4^\circ$  wird die Strömung jedoch sehr stark durch die stationäre Einblasung beeinflusst. Das Strömungsbild im Bereich von  $x/c = 0 - 0,6$  ähnelt von der Strömungstopologie denen der negativen Inzidenz von  $i = -4^\circ$  und der inzidenzfreen Anströmung. Erst bei  $x/c = 0,6 - 0,7$  ist eine Ablöselinie im Bereich der Schaufelmittle zu erkennen. Die Strömung wird durch die AFC also derart positiv beeinflusst, dass der Strömungsabriss bei  $i = 4^\circ$  unterbunden werden kann.



(a)  $-4^\circ$ , oben: mit stationärer Einblasung  
unten: ohne Einblasung



(b)  $0^\circ$ , oben: mit stationärer Einblasung  
unten: ohne Einblasung

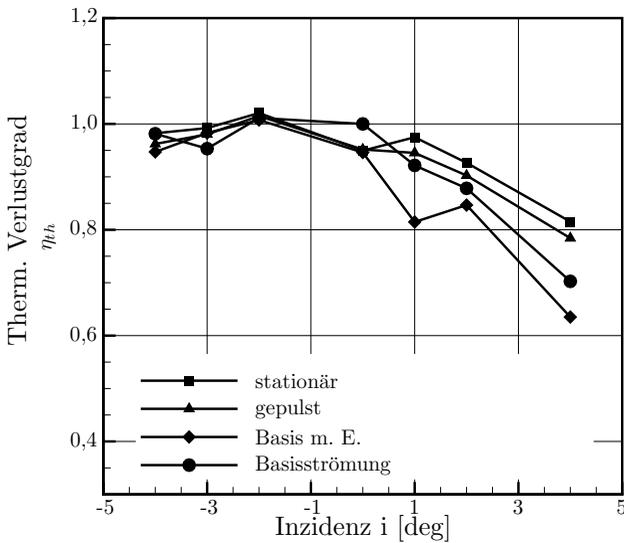


(c)  $4^\circ$ , oben: mit stationärer Einblasung  
unten: ohne Einblasung

**Abbildung 4.15:** Ölanstrichbilder für verschiedene Inzidenzen bei stat. Einblasung,  $\frac{\dot{m}_{jet}}{\dot{m}_1} = 0.011$

### 4.2.3 Effizienzbetrachtung

Um eine Aussage über die Effizienz der Strömungskontrolle treffen zu können, ist die Betrachtung des Totaldruckverlustes und des statischen Druckgewinns nicht ausreichend. Für die Effizienzberechnung muss der Aufwand für den zusätzlichen Massenstrom eintrag berücksichtigt werden. Dazu wurde ein Ansatz zur Berechnung des thermischen Verlustgrades für eine gekühlte Turbinenbeschaufelung nach [RK98] gewählt. Die Herleitung ist in Kapitel 2 zu finden.



(a) Effizienz  $\eta_{th}$

**Abbildung 4.16:** Effizienzbetrachtung der Nachlaufmessungen im Mittelschnitt für verschiedene Inzidenzen

In Abbildung 4.16 ist die Effizienz für die verschiedenen Inzidenzen aufgetragen. Diese wurde normiert auf den Wert der Untersuchungen

der Basisströmung im Auslegungsfall. Durch die Berücksichtigung des zusätzlichen Massenstroms und Totaldrucks der Einblasung sinkt die Effizienz bei beiden Strömungskontrollmethoden im Vergleich zum Basisfall für negative Inzidenzen. Für positive Inzidenzen können sowohl für stationäre Einblasung (Quadrat) als auch für gepulste Einblasung (Dreieck) höhere Werte für die Effizienz erzielt werden als für den Basisfall (Kreis). Die Integration der Einsätze führt zu deutlichen Einbußen in der Effizienz (Raute). Diese können jedoch von beiden Ansätzen zur Strömungskontrolle ausgeglichen werden (negative Inzidenzen). Bei positiven Inzidenzen führt die aktive Strömungskontrolle sogar zu deutlichen Effizienzsteigerungen. Dies trifft besonders deutlich für den Strömungsabriss im Fall der Basisströmung bei  $i = 4^\circ$  zu. Hier kann für die stationäre Einblasung von Druckluft im Vergleich zum Basisfall eine Effizienzsteigerung von etwa 15 % erlangt werden. Generell scheint die stationäre Einblasung geringfügig effizienter zu sein als die gepulste Einblasung bei den untersuchten Aktuationsparametern der hier vorliegenden Arbeit.

Die untersuchten Methoden zur aktiven Strömungskontrolle in einer linearen Verdichter-kaskade stellen für positive Inzidenzen eine vielversprechende Methode zur Effizienzsteigerung der Beschau felung dar. Der Strömungsabriss kann unter Einsatz von stationärer sowie gepulster Einblasung im Vergleich zur unbeeinflussten Strömung zu höheren Inzidenzen verschoben werden und es wird somit ein Stabilitätswachst bei gleichzeitig höherer Effizienz gewonnen. Auch der statische Druckaufbau über die Beschau felung kann mit Hilfe der hier gezeigten Ansätze zur Strömungsbeeinflussung deutlich gesteigert werden.

## 5 Zusammenfassung und Ausblick

Im Rahmen dieser Arbeit wurde eine Möglichkeit untersucht, den Bau- raum bzw. das Gewicht eines Verdichtersystems im Triebwerk zu redu- zieren. Dies hat einen großen Einfluss auf das Gewicht des gesamten Triebwerks und stellt somit eine Maßnahme dar, um den Treibstoff- verbrauch eines Luftfahrzeuges senken zu können. Um diese Gewicht- seinsparung erreichen zu können, muss die Anzahl der erforderlichen Stufen eines Verdichters durch ein höheres Stufendruckverhältnis bei konstantem Totaldruckverhältnis minimiert werden. Dies kann durch eine stärkere Umlenkung der Strömung innerhalb der Passage eines Ver- dichtergerätes erreicht werden, führt jedoch aufgrund der starken Verzö- gerung der Strömung zu einer erhöhten Ablösegefahr auf der Schaufel- saugseite, wodurch die geforderte Umlenkung nicht erreicht wird und die Verluste anwachsen [Cum04].

Am Fachgebiet Luftfahrtantriebe der Technischen Universität Berlin wurde daher ein linearer Kaskadenprüfstand mit hoch belasteten Ver- dichterstatoren aufgebaut, um Methoden aktiver Strömungskontrolle zur Optimierung der Umströmung von stark umlenkenden Verdichter- statoren zu untersuchen.

Die hier gewonnenen Erkenntnisse zur aktiv beeinflussten Strömung bei kompressiblen Strömungsbedingungen dienen zunächst als Grundlage für weiterführende Untersuchungen im Bereich der Strömungskontrolle in Turbomaschinen. Die Ergebnisse der vorliegenden Arbeit liefern erste Abschätzungen für die Anwendbarkeit in der Industrie und zeigen die noch zu überwindenden Hürden auf.

Sowohl die Anströmung der Kaskade als auch die Aktuationsströmung befand sich im kompressiblen Machzahlbereich. Die Schaufelgeometrie, die Anströmmachzahl und die Reynoldszahl wurden möglichst realis- tisch gewählt, um den Bedingungen in einer realen Maschine zu ent- sprechen. Der Prüfstand inklusive Windkanal zur Erzeugung einer mög- lichst gleichmäßigen Zuströmung wurde zunächst ausgelegt und kon- struiert, anschließend wurde er getestet und die Zuströmbedingungen

wurden experimentell ermittelt. Mit Hilfe von statischen Druckbohrungen in der Seitenwand wurde die Verteilung des statischen Drucks in der Zuströmung der Verdichterschaufeln gemessen. Die Ermittlung des mittleren Turbulenzgrades der Zuströmung in Strömungsrichtung von etwa  $TU_x = 1\%$  am Düsenaustritt wurde mit Hilfe der Laser-Doppler-Anemometrie durchgeführt. Mit Hilfe einer Totaldruckhakensonde wurde eine Grenzschichtdicke von  $\frac{\delta}{s} = 6\%$  bezogen auf die Schaufelhöhe  $s$  eine Sehnenlänge vor der Beschaukelung ermittelt.

Die Auslegung des Verdichterschaufelprofils erfolgte durch Rolls-Royce Deutschland mit Hilfe des 2D-Gitterberechnungsverfahrens *Mises* für eine Zuströmmachzahl von  $Ma = 0,75$  bei einer Reynoldszahl von  $Re = 1,1 \cdot 10^6$  bezogen auf die Sehnenlänge  $c$ . Es handelt sich um ein Controlled Diffusion Airfoil (CDA) mit elliptischer Vorderkante. Die Statoren weisen aufgrund des Umlenkungswinkels von  $\beta = 55^\circ$  sowie der transsonischen Anströmbedingungen eine sehr starke Belastung auf, so dass es bereits im Auslegungspunkt zur Ablösung auf der Schaufel-saugseite kommt. Aufgrund des kleinen Schaufelhöhenverhältnisses von  $s/c = 0,8$  wird die Passagenströmung sehr stark von den komplexen dreidimensionalen Sekundärströmungen im Wandbereich beeinflusst.

Zunächst wurde die unbeeinflusste Strömung detailliert untersucht. Mit Hilfe von Ölanstrichbildern wurde die Strömungstopologie auf den Oberflächen des Schaufelprofils visualisiert. Es liegt bereits im Auslegungspunkt bei inzidenzfreier Anströmung eine stark dreidimensionale Strömung vor. Um den Einfluss der Belastungsänderung auf die saugseitige Schaufelströmung zu untersuchen, wurde die Zuströminzidenz der Schaufel sowie die Anströmmachzahl variiert.

Zur Bestimmung der statischen Profildruckverteilung wurden statische Druckbohrungen in die Schaufelsaug- und druckseite der mittleren beiden Schaufeln eingebracht. Die Druckverteilung wurde mit den Ölanstrichbildern der Schaufelsaug bzw. -druckseite verglichen und stimmen gut mit diesen überein. Auch bei diesen Untersuchungen wurde die Inzidenz der Zuströmung variiert, um die Veränderung der Profildruckverteilung bei Belastungsänderung zu ermitteln.

Die Strömungsgrößen im Nachlauf wurden mit Hilfe einer Fünfflochsonde erfasst. So konnten der Totaldruckverlust sowie der statische

Druckgewinn für eine Passage eine halbe Sehnenlänge hinter der Beschau felung ermittelt werden. Eine Inzidenzvariation ermöglichte die Darstellung der Verlustpolaren. Mit diesen Untersuchungen konnten die vorherrschenden strömungsphysikalischen Mechanismen der kompressiblen Grundströmung ohne Strömungsanregung und damit der Referenzzustand für die Untersuchungen mit Strömungsbeeinflussung bestimmt werden.

Mit Hilfe von kontrolliertem, stationärem sowie gepulstem Ausblasen von Druckluft durch Seitenwandöffnungen in die Hauptströmung wurden die Möglichkeiten untersucht, Ablösegebiete auf der Schaufelsaugseite der hoch belasteten Verdichterstatoren soweit wie möglich zu reduzieren bzw. zu unterdrücken und eine höhere Umlenkung der Strömung innerhalb der Passage zu realisieren. Dazu wurde druckluftbasierte Aktuatorik ausgelegt und konstruiert. Druckluft wurde mit Hilfe von Schnellschaltventilen durch eine elliptische Öffnung stationär und gepulst in die Kaskadenhauptströmung ausgeblasen. Mit Hilfe einer Regelung wurde das benötigte Druckniveau bzw. der Aktuationsmassenstrom und somit die Amplitude der Einblasung eingestellt und eine symmetrische Ausblasung aus beiden Seitenwänden gewährleistet. Diese Regelung wurde vom Institut für Mess- und Regelungstechnik bereitgestellt. Es wurden austauschbare Einsätze in beide Seitenwände eingebracht, um für weiterführende Untersuchungen eine hohe Flexibilität der Ausblasgeometrien zu gewährleisten. Die resultierende Ausblasgeometrie der verwendeten Einsätze besitzt einen elliptischen Querschnitt, bedingt durch einen Ausblaswinkel von  $20^\circ$  zwischen Düsenaustrittsebene und Seitenwand. Die eingeblasene Druckluft strömte tangential zur Oberfläche der Schaufelsaugseite bei einer Ausblasposition von  $10\% c$  aus.

Bei den Untersuchungen mit aktiver Strömungskontrolle wurden die Parameter Ausblasamplitude, Ausblasfrequenz und Pulsabstand variiert. Mit Hilfe von Nachlaufmessungen wurde der Einfluss der stationären sowie gepulsten Einblasung von Druckluft auf den Verlustbeiwert sowie die statische Druckerhöhung untersucht.

Es wurde deutlich, dass die Einblasdüsen die Basiströmung stören und somit zusätzliche Verluste hervorrufen, die dann aber mit Hilfe der Strömungskontrollmethoden überwunden werden konnten. Dieses Verhalten

war für positive Inzidenzen besonders stark ausgeprägt. Für negative Inzidenzen war der Einfluss der Einblasung auf den Verlustbeiwert gering. Für hohe positive Inzidenzen sank der Verlustbeiwert sowohl bei stationärer Einblasung als auch im Falle der gepulsten Einblasung deutlich. Für den gesamten Inzidenzbereich konnte der statische Druckgewinn über die Beschauelung sowohl mit Hilfe von stationärer Einblasung als auch gepulster Einblasung in vergleichbarem Maße gesteigert werden.

Um den Aufwand für den zusätzlichen Massenstromeintrag durch die Aktuatorik zu berücksichtigen, wurde eine Effizienzbetrachtung durchgeführt. Dazu wurde ein Ansatz zur Berechnung des thermischen Verlustgrades für eine gekühlte Turbinenbeschauelung nach [RK98] gewählt. Durch die Berücksichtigung des zusätzlichen Massenstroms und Totaldrucks der Einblasung sank die Effizienz bei beiden Strömungskontrollmethoden im Vergleich zum Basisfall für negative Inzidenzen zunächst. Für positive Inzidenzen wurden sowohl bei stationärer Einblasung als auch bei gepulster Einblasung mit vergleichbarem Massenstrom höhere Werte für die Effizienz erzielt als für die Grundströmung. Die durch die Integration der Einsätze hervorgerufenen Einbußen in der Effizienz konnten von beiden Ansätzen zur Strömungskontrolle ausgeglichen werden (negative Inzidenzen). Bei positiven Inzidenzen führte die aktive Strömungskontrolle sogar zu deutlichen Effizienzsteigerungen. Dies galt besonders für den Fall des Strömungsabrisses bei der Basisströmung bei  $i = 4^\circ$ . Hier konnte für die stationäre Einblasung von Druckluft im Vergleich zum Basisfall eine Effizienzsteigerung von etwa 15 % erlangt werden. Generell scheint die stationäre Einblasung geringfügig effizienter zu sein als die gepulste Einblasung bei den untersuchten Aktuationsparametern der hier vorliegenden Arbeit.

Bei den durchgeführten Untersuchungen mit gepulster Ausblasung von Druckluft konnte gezeigt werden, dass generell eine Erhöhung der Aktuationsfrequenz zu einer effizienteren Beeinflussung der Strömung führt. Dies wurde jedoch durch die verwendeten Schnellschaltventile limitiert, die ab einer Grenzfrequenz von 300 Hz nicht mehr zuverlässig arbeiten. Aufgrund dieser Einschränkung ist der Einsatz von stationären Beeinflussung der Strömung derzeit vielversprechender als gepulste Ausblasung von Druckluft. Durch eine technische Weiterentwicklung geeigneter Ventile scheint eine weitere Effizienzsteigerung mit Hilfe instationärer Strömungsbeeinflussung jedoch naheliegend.

Die untersuchten Methoden zur aktiven Strömungskontrolle in einer linearen Verdichterkaskade stellen für positive Inzidenzen eine vielversprechende Methode zur Effizienzsteigerung der Beschau felung dar. Der Strömungsabriss konnte unter Einsatz von stationärer sowie gepulster Einblasung im Vergleich zur unbeeinflussten Strömung zu höheren Inzidenzen verschoben werden und es wurde somit ein Stabilitätswuchs bei gleichzeitig höherer Effizienz gewonnen. Auch der statische Druckaufbau über die Beschau felung konnte mit Hilfe der hier gezeigten Ansätze zur Strömungsbeeinflussung maximiert und die Effizienz der Verdichterstatoren somit deutlich gesteigert werden.

Insgesamt ist der zu betreibende Aufwand zur Effizienzsteigerung der Beschau felung mit Hilfe der aktiven Strömungskontrolle zu hoch, um eine Realisierung der untersuchten Methoden zur Strömungsbeeinflussung im jetzigen Status auf eine reale Maschine durchzuführen. Zwar ist eine Effizienzsteigerung bei positiven Inzidenzen gegeben, die Ausblasöffnungen stellen jedoch eine zu starke Störung der Strömung dar, die durch die verwendete Aktuatorik zunächst ausgeglichen werden muss. Dies ist gerade bei negativen Inzidenzen mit einem erheblichen Aufwand verbunden. In einer Optimierung der Ausblasdüsen liegt daher weiterhin Potential zur Steigerung der Effizienz bei aktiver Strömungsbeeinflussung, ebenso wie im Einsatz eines geschlossenen Regelkreises zur Anpassung der benötigten Aktuati onsmassenströme an die vorherrschenden Strömungsbedingungen.



# Literaturverzeichnis

- [ABB<sup>+</sup>01] P. Arguelles, M. Bischoff, P. Busquin, B. A. C. Droste, R. S. Evans, W. Kroll, J.-L. Largardere, A. Lina, J. Lumsden, D. Ranque, S. Rasmussen, P. Reutlinger, R. S. Robins, H. Terho, and A. Wittlov. European aeronautics: A vision for 2020. *Advisory Council for Aeronautics Research in Europe*, January 2001.
- [AMMT00] R. W. Ainsworth, R. J. Miller, R. W. Moss, and S. J. Thorpe. Unsteady pressure measurement. *Measurement Science and Technology*, 11:1055–1076, 2000.
- [BBT05] J. W. Bae, K. S. Breuer, and C. S. Tan. Active Control of Tip Clearance Flow in Axial Compressors. *Journal of Turbomachinery*, 127:352–362, 2005.
- [BCBW05] M. M. Bright, D. E. Culley, E. P. Braunscheidel, and G. E. Welch. Closed Loop Active Flow Separation Detection and Control in a Multistage Compressor. *Proceedings of the 43rd Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, Reno, Nevada, AIAA-2005-0849*, January 10-13 2005.
- [BFG<sup>+</sup>05] B. H. Beheshti, B. Farhanieh, K. Ghorbanian, J. A. Teixeira, and P. C. Ivey. Performance enhancement in transonic axial compressors using blade tip injection coupled with casing treatment. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part A Journal of Power and Energy*, 219(5):321–331, February 2005.
- [BJ70] J. A. Brent and B. A. Jones. Single Stage Experimental Evaluation of Compressor Blading with Slots and Vortex Generators, Part 2 - Data and Performance for Stage 5 without Slots or Vortex Generator. *National Aeronautics and Space Administration, Contract NAS3-10481*, March 20 1970.

- [BM03] P. Bradshaw and R. Mehta. Wind Tunnel Design. <http://www.htgl.stanford.edu/bradshaw/tunnel/index.html>, September 2003.
- [Brä09] W. J. G. Bräunling. Flugzeugtriebwerke. *Springer Verlag*, 2009.
- [Bre70] J. A. Brent. Single Stage Experimental Evaluation of Compressor Blading with Slots and Vortex Generators, Part 3 - Data and Performance for Stage 4. *National Aeronautics and Space Administration, Contract NAS3-10481*, December 29 1970.
- [BT85] H. H. Bruun and C. Tropea. The calibration of inclined hot-wire probes. *Journal of Physics E: Scientific Instruments*, 18:405–413, 1985.
- [CBKA07] G. Cassina, B. H. Beheshti, A. Kammerer, and R. S. Abhari. Parametric Study of Tip Injection in an Axial Flow Compressor Stage. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2007: Power for Land, Sea and Air, Montreal, Canada, GT2007-27403*, May 14-17 2007.
- [CBPS04] D. E. Culley, M. M. Bright, P. S. Prahst, and A. J. Strazisar. Active Flow Separation Control of a Stator Vane Using Embedded Injection in a Multistage Compressor Experiment. *Journal of Turbomachinery*, 126(1):24–34, March 26 2004.
- [Cha70] P. K. Chang. Separation of Flow. *Pergamon Press Ltd.*, 1970.
- [CJ92] D. A. Compton and J. P. Johnston. Streamwise Vortex Production by Pitched and Skewed Jets in a Turbulent Boundary Layer. *AIAA JOURNAL*, 30(3):640–647, March 1992.

- [CRT+06] T. Colonius, C. W. Rowley, G. Tadmor, D. R. Williams, K. Taira, W. B. Dickson, M. Gharib, and M. Dickinson. Closed-loop Control of Leading-edge and Tip Vortices for Small UAV. *Proceedings of the First Berlin Conference on Active Flow Control*, September 2006. Berlin.
- [CS11] L. N. Cattafesta and M. Sheplak. Actuators for Active Flow Control. *Annual Review of Fluid Mechanics*, 43:247–272, January 2011.
- [Cum04] N. A. Cumpsty. Compressor Aerodynamics. *Krieger Publishing Company*, page 552, 2004. ISBN-13: 978-1575242477.
- [DBM97] R. D’Andrea, R. L. Behnken, and R. M. Murray. Active Control of an Axial Flow Compressor via Pulsed Air Injection. *ASME Journal of Turbomachinery*, 119:742–752, 1997.
- [Däh12] J. Dähnert. Aktive Beeinflussung der laminaren Ablösung mithilfe pneumatischer Wirbelgeneratoren. *Dissertation, Fakultät V - Verkehrs- und Maschinensysteme der Technischen Universität Berlin*, 2012.
- [DHNM11] C. Dorfner, A. Hergt, E. Nicke, and R. Moenig. Advanced Nonaxisymmetric Endwall Contouring for Axial Compressors by Generating an Aerodynamic Separator, Part I: Principal Cascade Design and Compressor Application. *Journal of Turbomachinery*, 133(2):1–6, April 2011.
- [Dre01] A. Dreizler. Lasermesstechnik. *Vorlesungsskript*, März 2001.
- [DS81] J. C. Doyle and G. Stein. Multivariable Feedback Design: Concepts for a Classical/Modern Synthesis. *IEEE Transactions on Automatic Control*, AC-26(1), February 1981.
- [DW02] A. Darabi and I. Wygnanski. On the Transient Process of Flow Reattachment by External Excitation. *1st Flow Control Conference of the American Institute of Aeronautics and Astronautics Inc, St. Louis, Missouri, AIAA 2002-3163*, 24-26 June 2002.

- [DW04] A. Darabi and I. Wygnanski. Active management of naturally separated flow over a solid surface. Part 1. The forced reattachment process. *Journal of Fluid Mechanics*, 510:105–129, 2004.
- [EHHW08] S. Evans, H. Hodson, T. Hynes, and C. Wakelam. Controlling Separation on a Simulated Compressor Blade Using Vortex Generator Jets. *4th Flow Control Conference, Seattle, Washington, AIAA 2008-4317*, 23-26 June 2008.
- [EHHW09] S. Evans, H. Hodson, T. Hynes, and C. Wakelam. Flow Control in a Compressor Cascade at High Incidence. *ISABE-2009-1339*, 2009.
- [GA02] A. Glezer and M. Amitay. Synthetic Jets. *Annual Review of Fluid Mechanics*, 34:503–529, 2002.
- [Gar07] M. Garwon. Vergleich und Kombination verschiedener adaptiver Regelungskonzepte zur Beeinflussung abgelöster Scherströmungen. *Dissertation, Fakultät III - Prozesswissenschaften der Technischen Universität Berlin*, 2007.
- [GCH05] S. A. Gbadebo, N. A. Cumpsty, and T. P. Hynes. Three-Dimensional Separations in Axial Compressors. *ASME, Journal of Turbomachinery*, 127:331–339, 2005.
- [GeH07] M. Gad-el Hak. The Taming of the Shrew: Why is it so difficult to control turbulence? *Active Flow Control, NNFM, Papers contributed to the Conference "Active Flow Control 2006"*, 95:1–24, September 27 to 29 2007. Berlin, ISBN: 978-3-540-71438-5.
- [GGS05] V. Gümmer, M. Goller, and M. Swoboda. Numerical investigation of endwall boundary layer removal on highly-loaded axial compressor blade rows. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2005: Power for Land, Sea and Air, Reno-Tahoe, Nevada, USA, GT2005-68699*, 2005.
- [GHA<sup>+</sup>04] M. N. Glauser, H. Higuchi, J. Ausseur, J. Pinier, and H. Carlson. Feedback Control of Separated Flows (Invited). *2nd AIAA Flow Control Conference, Portland, Oregon, AIAA 2004-2521*, 28 June-1 July 2004.

- [GNW01] D. Greenblatt, D. Neuburger, and I. Wygnanski. Dynamic Stall Control by Intermittent Periodic Excitation. *Journal of Aircraft*, 38(1), January-February 2001.
- [Gol69] S. Goldstein. Fluid Mechanics in the First Half of This Century. *Annual Reviews of Fluid Mechanics*, 1:1–29, 1969.
- [GST<sup>+</sup>10] C. Gmelin, M. Steger, F. Thiele, A. Huppertz, and M. Swoboda. Unsteady RANS Simulations of a Highly Loaded Low Aspect Ratio Compressor Stator Cascade with Active Flow Control. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea and Air, Glasgow, UK, GT2010-22516*, June 14-18 2010.
- [GSWT10] C. Gmelin, M. Steger, E. Wassen, and F. Thiele. Unsteady RANS Simulations on Flow Control in a Compressor Cascade using Pulsed Jets at the Blade. *AIAA 5th Flow Control Conference, Chicago, Illinois, AIAA 2010-4588*, 2010.
- [GSZ<sup>+</sup>10] C. Gmelin, M. Steger, V. Zander, W. Nitsche, F. Thiele, A. Huppertz, and M. Swoboda. Numerical Investigations of Active Flow Control Using Synthetic Jets on a Highly Loaded Compressor Stator Cascade. *Proceedings of ASME 2010 3rd Joint US-European Fluids Engineering Summer Meeting and 8th International Conference on Nanochannels, Microchannels, and Minichannels, Montreal, Canada, FEDSM-ICNMM2010-30725*, 2010.
- [GTLM11] C. Gmelin, F. Thiele, K. Liesner, and R. Meyer. Investigations of Secondary Flow Suction in a High Speed Compressor Cascade. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2011, Vancouver, Canada, GT2011-46479*, 2011.
- [GZH<sup>+</sup>12] C. Gmelin, V. Zander, M. Hecklau, F. Thiele, W. Nitsche, A. Huppertz, and M. Swoboda. Active Flow Control Concepts on a Highly Loaded Subsonic Compressor Cascade: Résumé of Experimental and Numerical Results. *Journal of Turbomachinery*, 2012.

- [HCF02] M. Hoeger, P. Cardamone, and L. Fottner. Influence of Endwall Contouring on the Transonic Flow in a Compressor Blade. *ASME Turbo Expo 2002: Power for Land, Sea, and Air, Amsterdam, The Netherlands, GT2002-30440*, pages 759–768, June 3-6 2002.
- [HCLL05] J. Hjärne, V. Chernoray, J. Larsson, and L. Löfdahl. Experimental Evaluation of the Flow-Field in a State of the Art Linear Cascade with Boundary-Layer Suction. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2005: Power for Land, Sea and Air, Reno-Tahoe, Nevada, USA, GT2005-68399*, June 6-9 2005.
- [Hec12] M. Hecklau. Experimente zur aktiven Strömungsbeeinflussung in einer Verdichterkaskade mit pulsierenden Wandstrahlen. *Dissertation, Technische Universität Berlin*, 2012.
- [Hen08] L. Henning. Regelung abgelöster Scherschichten durch aktive Beeinflussung. *Dissertation, Fakultät III - Prozesswissenschaften der Technischen Universität Berlin*, 2008.
- [HME06] A. Hergt, R. Meyer, and K. Engel. Experimental Investigation of Flow Control in Compressor Cascades. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea and Air, Barcelona, Spain, GT2006-90415*, May 8-11 2006.
- [HMP07] W. Hage, R. Meyer, and C.O. Paschereit. Control of Secondary Flow in a High Loaded Compressor Stage by Means of a Groove Structure on the Sidewalls. *25th AIAA Applied Aerodynamics Conference, Miami, FL*, 25-28 June 2007.
- [HZP<sup>+</sup>in] M. Hecklau, V. Zander, I. Peltzer, W. Nitsche and A. Huppertz, and M. Swoboda. Experimental AFC Approaches on a Highly Loaded Compressor Cascade. *Active Flow Control II*, NNFM 108:171–186, 2010, Berlin.
- [IAT14] International Air Transport Association IATA. Fact Sheet: Climate Change. <http://www.iata.org/policy/environment/Documents/iata-factsheet-climatechange.pdf>, Dezember 2014.

- [ILAG04] ILA Intelligent Laser Applications GmbH. Laser Doppler Velocimetry fp50shift. *Handbook, Version 3.1*, 2004.
- [JN90] J. P. Johnston and M. Nishi. Vortex Generator Jets - Means for Flow Separation Control. *AIAA Journal*, 28(6):989–994, June 1990.
- [Kat02] M. Katz. Aktive Unterdrückung von Rotating Stall in einem Axialverdichter mit pulsierender Lufteinblasung. *Dissertation, Fachbereich Maschinenbau an der Technischen Universität Darmstadt*, 2002.
- [KBGH04] R. King, R. Becker, M. Garwon, and L. Henning. Robust and Adaptive Closed-loop Control of Separated Shear Flows. *2nd AIAA Flow Control Conference, Portland, Oregon, AIAA 2004-2519*, 28 June-1 July 2004.
- [KFS06] J. Kostas, J.M. Foucaut, and M. Stanislas. Study of the effect of duty cycle and frequency on pulsed jet vortex generators. *3rd AIAA Flow Control Conference, San Francisco, California, USA, AIAA 2006-3697*, 5-8 June 2006.
- [KGW<sup>+</sup>05] K. R. Kirtley, P. Graziosi, P. Wood, B. Beacher, and H.-W. Shin. Design and test of an ultralow solidity flow-controlled compressor stator. *ASME, Journal of Turbomachinery*, 127, 2005.
- [Kin07] R. King. Active Flow Control, Papers contributed to the Conference Active Flow Control 2006, Berlin, Germany. *Notes on Numerical Fluid Mechanics and Multidisciplinary Design (NNFM)*, Springer Verlag, 95, September 27 to 29 2007.
- [Kin10] R. King. Active Flow Control II, Papers Contributed to the Conference Active Flow Control II 2010, Berlin, Germany. *Notes on Numerical Fluid Mechanics and Multidisciplinary Design*, Springer Verlag, 108, May 26 to 28 2010.

- [KLHS68] C. C. Koch and Jr. L. H. Smith. Experimental Evaluation of Outer Case Blowing or Bleeding of Single Stage Axial Flow Compressor PART IV - Performance of Bleed Insert Configuration No. 3. *Prepared for National Aeronautics and Space Administration, Contract No. NAS3-7618*, August 29 1968.
- [Küm07] W. Kümmel. Technische Strömungsmechanik, Theorie und Praxis. *B.G.Teubner Verlag / GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden, 3. Auflage*, 2007.
- [KSOR07] C.J. Kähler, P. Scholz, J. Ortmanns, and R. Radespiel. Towards Active Control of Leading Edge Stall by Means of Pneumatic Actuators. *Active Flow Control, NNFM, Papers contributed to the Conference "Active Flow Control 2006"*, 95:152–172, September 27 to 29 2007. Berlin, ISBN: 978-3-540-71438-5.
- [Lac61] G. V. Lachmann. Boundary Layer and Flow Control: Its Principles and Application. *Pergamon Press Ltd.*, 1961.
- [Lak96] B. Lakshminarayana. Fluid Dynamics and Heat Transfer of Turbomachinery. *John Wiley and Sons, Inc*, 1996.
- [Lan80] L. S. Langston. Crossflows in a Turbine Cascade Passage. *Journal of Engineering for Power*, 102:866–874, 1980.
- [Ler07] R. Lerch. Elektrische Messtechnik. *Springer Verlag*, 2007.
- [LG90] N. K. W. Lee and E. M. Greitzer. Effects of Endwall Suction and Blowing on Compressor Stability Enhancement. *Journal of Turbomachinery*, 112:133–144, January 1990.
- [LML<sup>+</sup>10] K. Liesner, R. Meyer, M. Lemke, C. Gmelin, and F. Thiele. On the Efficiency of Secondary Flow Suction in a Compressor Cascade. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea and Air, Glasgow, UK, GT2010-22336*, 2010.

- [LMNF11] T. Ludewig, M. Mack, R. Niehuis, and M. Franke. Optimization of the blowing ratio for a low pressure turbine cascade with active flow control. *9th European Conference on Turbomachinery (ETC), Istanbul, Turkey, Paper No. 131*, 2011.
- [LMT00] W. K. Lord, D. G. MacMartin, and G. Tillman. Flow Control Opportunities in Gas Turbine Engines. *Fluids 2000, AIAA 2000-2234*, 2000.
- [Mal62] R. L. Maltby. Flow Visualization in Wind Tunnels using Indicators. *North Atlantic Treaty Organization, Advisory Group for Aeronautical Research and Development, AGARDograph 70*, April 1 1962.
- [MB79] R.D. Mehta and P. Bradshaw. Design Rules for Small Low Speed Wind Tunnels. *Aeronautical Journal*, 73:443–449, 1979.
- [MCB<sup>+</sup>13] J. Marty, L. Castillon, J.-C. Boniface, S. Burguburu, and A. Godard. Numerical and Experimental Investigations of Flow Control in Axial Compressors. *Aerospace Lab, Issue 6, June 2013 Flow Control: the Renewal of Aerodynamics?, AL06-09*, 2013.
- [MDGM96] K. McManus, A. Ducharme, C. Goldey, and J. Magill. Pulsed jet actuators for suppressing flow separation. *AIAA 34th Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, Reno, NV, AIAA Paper 96-0442*, Jan 15-18 1996.
- [Mer99] A. Merchant. Design and Analysis of Axial Aspirated Compressor Stages. *Dissertation, Massachusetts Institute of Technology*, June 1999.
- [Mer03] A. Merchant. Aerodynamic Design and Performance of Aspirated Airfoils. *Journal of Turbomachinery*, 125:141–148, January 2003.
- [Mil97] W. Milde. Betriebsanleitung Druckluftanlage. *Technische Universität Berlin, Institut für Luft- und Raumfahrt, Luftfahrtantriebe*, Januar 1997.

- [MLN12] M. Mack, T. Ludewig, and R. Niehuis. Passive Boundary Layer Control of a Thin, Low Pressure Turbine Blade by Pressure to Suction Side Pressure Difference Driven Blowing. *14 th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery, ISROMAC-14, Honolulu, HI, USA*, February 27 th - March 2 nd 2012.
- [MLPN08] M. Matejka, and P. Safarik L. Popelka, and J. Nozicka. Influence of Active Methods of Flow Control on Compressor Blade Cascade Flow. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea and Air, Berlin, Germany, GT2008-51109*, June 9-13 2008.
- [MOL<sup>+</sup>11] W. Ma, X. Ottavy, L. Lu, F. Leboeuf, and F. Gao. Experimental Investigations of Corner Stall in a Linear Compressor Cascade. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2011, GT2011-45236*, 2011.
- [MTSH08] D. Mertens, F. Thiele, M. Swoboda, and A. Huppertz. Transition modeling effects on the simulation of a stator cascade with active flow control. *Proceedings of GT2008 ASME Turbo Expo 2008*, 2008. Berlin, GT2008-50697.
- [NB05] W. Nitsche and A. Brunn. Strömungsmesstechnik. *Springer Verlag*, 2005.
- [Ner09] D. Nerger. Aktive Strömungsbeeinflussung in ebenen Statorgittern hoher aerodynamischer Belastung durch Ausblasen. *Dissertation, Technische Universität Braunschweig*, 2009.
- [NSR<sup>+</sup>11] D. Nerger, H. Saathoff, R. Radespiel, V. Gümmer, and C. Clemen. Experimental Investigation of Endwall and Suction Side Blowing in a Highly Loaded Compressor Stator Cascade. *Journal of Turbomachinery*, 134(2):1–12, June 23 2011.
- [Par08] R. Parthier. Messtechnik. *Friedr. Vieweg & Sohn Verlag*, 2008.

- [Pas10] C. O. Paschereit. Laser-Doppler-Anemometrie. *Vorlesungsunterlagen Chair of Fluid Dynamics, Hermann-Föttinger-Institute (HFI), Institute of Fluid Mechanics and Acoustics, TU Berlin*, 2010.
- [PB10] L. Prandtl and A. Betz. Vier Abhandlungen zur Hydrodynamik und Aerodynamik. *Göttinger Klassiker der Strömungsmechanik, Band 3, Universitätsverlag Göttingen, Andreas Dillmann (ed.)*, 2010.
- [Pea65] R. E. Peacock. Boundary-Layer Suction to Eliminate Corner Separation in Cascades of Aerofoils. *Ministry of Defence, Aeronautical Research Council, Reports and Memoranda No. 3663*, October 1965.
- [R. 03] R. Meyer and D. W. Bechert and W. Hage. Secondary flow control on compressor blades to improve the performance of axial turbomachines. *5th European Conference on Turbomachinery, Prag, Tschechische Republik*, 17 - 22 March 2003.
- [RB71] R. W. Rockenbach and J. A. Brent. Single stage experimental evaluation of compressor blading with slots and wall flow fences. *National Aeronautics ans Space Administration, Contract NAS3-10481*, April 1 1971.
- [RBJ70] R. W. Rockenbach, J. A. Brent, and B. A. Jones. Single stage experimental evaluation of compressor blading with slots and vortex generators, part 1 - analysis and design of stages 4 and 5. *National Aeronautics ans Space Administration, Contract NAS3-10481*, March 20 1970.
- [RK98] M. Raffel and F. Kost. Investigation of aerodynamic effects of coolant ejection at the trailing edge of a turbine blade model by PIV and pressure measurements. *Experiments in Fluids*, 24:447–461, 1998.
- [RR96] Rolls-Royce. The Jet Engine. *Description of the working principles of an aero engine by Rolls-Royce plc.*, 1996.

- [RWK07] M. Raffel, C.E. Willert, and J. Kompenhans. Particle Image Velocimetry: A Practical Guide. *Springer- Verlag Berlin Heidelberg New York*, pages 1–448, August 9 2007. ISBN-13: 978-3540723073.
- [SBW+93] A. Seifert, T. Bachar, I. Wygnanski, D. Koss, and M. Shepshelovich. Oscillatory blowing. a tool to delay boundary layer separation. *31st Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, Reno, NV, AIAA 93-0440*, January 11-14 1993.
- [SCCW07] Y. Song, H. Chen, F. Chen, and Z. Wang. Effects of Air Injection on Performance of Highly-Loaded Compressor Cascades. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2007: Power for Land, Sea and Air, Montreal, Canada, GT2007-27062*, May 14-17 2007.
- [Sch99] N. Schröder. Auslegung, Konstruktion und Vermessung des Doppelstromwindkanals. *BE 04/97, Institut für Luft- und Raumfahrt, Luftfahrtantriebe, TUB*, 1999.
- [Sch10] T. Schumann. Experimentelle Untersuchungen zur Grenzschichtbeeinflussung hochbelasteter Niederdruckturbinen. *Dissertation, Fakultät Luft- und Raumfahrttechnik und Geodäsie der Universität Stuttgart*, 2010.
- [SCYW06] Y. Song, F. Chen, J. Yang, and Z. Wang. A Numerical Investigation of Boundary Layer Suction in Compound Lean Compressor Cascades. *Journal of Turbomachinery*, 128:357–366, April 2006.
- [Sei07] A. Seifert. Closed-loop Active flow control systems: Actuators. *Active Flow Control, NNFM, Papers contributed to the Conference "Active Flow Control 2006"*, 95:85–102, September 27 to 29 2007. Berlin, ISBN: 978-3-540-71438-5.
- [SG06] H. Schlichting and K. Gersten. Grenzschicht-Theorie. *10. Auflage, Springer Verlag*, 2006.
- [SKM05] B. J. Schuler, J. L. Kerrebrock, and A. Merchant. Experimental Investigation of a Transonic Aspirated Compressor. *Journal of Turbomachinery*, 127:340–348, April 2005.

- [SM06] A. Seifert and L. P. Melton. Control and Identification of Turbulent Boundary Layer Separation. *IUTAM Symposium on One Hundred Years of Boundary Layer Research*, Springer Verlag, 2006.
- [SM10] R. Sau and K. Mahesh. Optimization of Pulsed Jets in Crossflow. *Journal of Fluid Mechanics*, 653:365–390, 2010.
- [SNP15] M. Staats, W. Nitsche, and I. Peltzer. Active Flow Control on a Highly Loaded Compressor Cascade with Non-steady Boundary Conditions. *Active Flow and Combustion Control 2014, Notes on Numerical Fluid Mechanics and Multi-disciplinary Design*, Rudibert King (ed.), Springer Verlag, 127:23–37, 2015.
- [SS00] K. Steffens and A. Schäffler. Triebwerksverdichter - Schlüsseltechnologie für den Erfolg bei Luftfahrtantrieben. *MTU Technikreport, DGLR-JT-2000-001*, 2000.
- [STKP13] S. Steinberg, C. Tiedemann, R. King, and D. Peitsch. Identification of Surrogate Control Variables for a Robust Active Flow Controller of an Experimental High Speed Stator Cascade. *ASME Turbo Expo 2013, San Antonio, USA, ASME GT2013 94179*, 2013.
- [Str74] H. Strickert. Hitzdraht- und Hitzfilmanemometrie. *VEB Verlag Technik Berlin*, 1974.
- [Str15] U. Stroth. Physik-Online-Skript: Experimentalphysik I. *Online Skript*, [http://www.ipf.uni-stuttgart.de/lehre/online-skript/d50\\_23.html](http://www.ipf.uni-stuttgart.de/lehre/online-skript/d50_23.html), 2015.
- [TCv<sup>+</sup>13] Z. Trávníček, V. Cyrus, D. Šimurda, M. Luxa, J. Luk'ač, and J. Kordík. Experimental Investigation of the Compressor Cascade under an Active Flow Control. *EPJ Web of Conferences*, 45:01086, 2013.
- [TDDP13] F. Ternoy, J. Dandois, F. David, and M. Pruvost. Overview of onera actuators for active flow control. *Aerospace Lab, Issue 6, Flow Control: the Renewal of Aerodynamics?*, AL06-03, June 2013.

- [TLBW00] C. P. Tilmann, K. J. Langan, J. G. Betterton, and M. J. Wilson. Characterization of Pulsed Vortex Generator Jets for Active Flow Control. *RTO AVT Symposium on Active Control Technology for Enhanced Performance Operational Capabilities of Military Aircraft, Land Vehicles and Sea Vehicles, Braunschweig, Germany, RTO MP-051*, 8-11 May 2000.
- [TP82] M. Tobak and D. J. Peake. Topology of Threedimensional Separated Flows. *Annual Reviews of Fluid Mechanics*, 14:61–85, 1982.
- [TSC06] Y. Tian, Q. Song, and L. Cattafesta. Adaptive Feedback Control of Flow Separation. *3rd AIAA Flow Control Conference, San Francisco, California, AIAA 2006 3016*, 5-8 June 2006.
- [TSPK12] C. Tiedemann, S. Steinberg, D. Peitsch, and R. King. Identifikation einer Regelgröße zur aktiven Strömungskontrolle an einer linearen Verdichter-kaskade im kompressiblen Machzahlbereich. *Deutscher Luft- und Raumfahrtkongress 2012, Berlin, DLRK2012 281267*, 2012.
- [TYF07] C. Tropea, A. Yarin, and J. F. Foss. Springer Handbook of Experimental Fluid Mechanics. *Springer-Verlag Berlin Heidelberg*, 2007.
- [Vis06] P. R. Viswanath. Boundary Layer Separation Control by Manipulation of Shear Layer. *IUTAM Symposium on One Hundred Years of Boundary Layer Research, Springer Verlag*, 2006.
- [Vol03] Ralph J. Volino. Separation Control on Low-Pressure Turbine Airfoils Using Synthetic Vortex Generator Jets. *Journal of Turbomachinery*, 125, October 2003.
- [WHK<sup>+</sup>10] O. Wiederhold, M. Hecklau, R. King, W. Nitsche, A. Hupertz, and M. Swoboda. Multivariable Control of a Critically Loaded Compressor Cascade. *International Journal of Flow Control*, 2(4):219–236, December 2010.

- [Wie11] O. Wiederhold. Regelung abgelöster Strömungen in hoch belasteten Turbomaschinen. *Dissertation, Fakultät III – Prozesswissenschaften der Technischen Universität Berlin*, 2011.
- [Wil97] R. Willinger. Beitrag zur aerodynamischen Wechselwirkung zwischen axialer Turbinenstufe und nachgeschaltetem Diffusor. *Dissertation, Technische Universität Wien, Fakultät für Maschinenbau*, 1997.
- [WKN<sup>+</sup>11] O. Wiederhold, R. King, B. R. Noack, L. Neuhaus, W. Neise, L. Enghardt, and M. Swoboda. Adaptive Control in an Axial Turbofan - Model-free Implementation with Short Response Time. *AIAA Journal*, 49:1429–1436, 2011.
- [WOG95] H. P. Wang, S. J. Olson, R. J. Goldstein, and E. R. Eckert. Flow Visualization in a Linear Turbine Cascade of High Performance Turbine Blades. *ASME 95-GT-7*, 1995.
- [Wyg04] I. Wygnanski. The Variables Affecting the Control of Separation by Periodic Excitation. *2nd AIAA Flow Control Conference, Portland, Oregon*, AIAA 2004-2505, 28 June - 1 July 2004.
- [Wyg06] I. J. Wygnanski. A Century of Active Control of Boundary Layer Separation: A Personal View. *IUTAM Symposium on One Hundred Years of Boundary Layer Research, Springer Verlag*, 2006.
- [ZHN<sup>+</sup>08] V. Zander, M. Hecklau, W. Nitsche, A. Huppertz, and M. Swoboda. Experimentelle Methoden zur Charakterisierung der aktiven Strömungskontrolle in einer hoch belasteten Verdichterkaskade. *Deutscher Luft- und Raumfahrt Kongress (DLRK2008-081322)*, 2008.
- [ZHN<sup>+</sup>11] V. Zander, M. Hecklau, W. Nitsche, A. Huppertz, and M. Swoboda. Active flow control by means of synthetic jets on a highly loaded compressor cascade. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 225(7):897–908, 2011.

- [ZLZ13] X. Zhang, X. Lu, and J. Zhu. Performance improvements of a subsonic axial-flow compressor by means of a non-axisymmetric stator hub end-wall. *Journal of Thermal Science*, 22(6):539–546, December 2013.

# Abbildungsverzeichnis

1.1	Darstellung eines Stahltriebwerks . . . . .	2
1.2	Schematische Darstellung der Strömungsphänomene . . . . .	4
2.1	Querschnitt eines modernen Zweikreistriebwerks . . . . .	8
2.2	$h$ - $s$ -Diagramm eines Turboluftstrahltriebwerks . . . . .	9
2.3	Geschwindigkeitsdreiecke einer Verdichterstufe . . . . .	11
2.4	Umströmung eines Körpers bei laminarer Grenzschicht . . . . .	14
2.5	Darstellung der Wirbelsysteme nach Langston . . . . .	15
2.6	Darstellung des Hufeisenwirbels nach Willinger . . . . .	16
2.7	Wirbelsysteme nach Wang [WOG95], eigene Darstellung . . . . .	17
2.8	Gliederung der gängigen Aktuatorkonzepte nach [CS11] . . . . .	20
2.9	Geschwindigkeitsverteilung bei tangentialer Einblasung . . . . .	22
2.10	$h$ - $s$ -Diagramms bei Berücksichtigung der Ausblasung . . . . .	25
2.11	Abwicklung einer Schaufelgeometrie . . . . .	31
3.1	Windkanal der TU Berlin . . . . .	40
3.2	Definition der Strömungswinkel . . . . .	43
3.3	Verdichterkaskade der TU Berlin . . . . .	44
3.4	Aufbau eines Pitotrohrs . . . . .	46
3.5	Messtechnik zur Vermessung der Zuströmung . . . . .	46
3.6	Schematische Darstellung der Messpositionen . . . . .	47
3.7	Statische Druckbohrungen und Sondenanschlüsse . . . . .	48
3.8	Anordnung der Druckbohrungen . . . . .	49
3.9	Darstellung der verwendeten Druckmessgeräte . . . . .	50
3.10	Schaufel mit integrierten Druckaufnehmern . . . . .	51
3.11	Druckbohrungsanordnung und Messebene . . . . .	53
3.12	Ölanstrichbild einer Passage . . . . .	55
3.13	Schematische Darstellung des PIV-Aufbaus . . . . .	57
3.14	Funktionsweise der LDA . . . . .	59
3.15	Foto des verwendeten LDAs . . . . .	60
3.16	Standardheißfilmsonde gerader Bauform von <i>TSI</i> . . . . .	61
3.17	Prinzip der Konstant-Temperatur-Anemometrie . . . . .	62
3.18	Schematische Darstellung des Aktuatorsetups . . . . .	64

3.19	Schematische Darstellung des Regelkonzeptes . . . . .	65
3.20	Einbau der Einblasdüsen . . . . .	66
3.21	PIV-Aufbau . . . . .	68
3.22	Vermessung der Ausblasströmung . . . . .	70
4.1	Druckprofile der Zuströmung . . . . .	72
4.2	Turbulenzgrad der Zuströmung am Düsenaustritt . . . . .	73
4.3	Ölanstrichbilder der Saug-, Druckseite, Seitenwände . . . . .	76
4.4	Ölanstrichbilder für verschiedene Zuströmmachzahlen . . . . .	78
4.5	Ölanstrichbilder der Saugseite für verschiedene Inzidenzen . . . . .	80
4.6	Positionen der statischen Druckbohrungen . . . . .	81
4.7	Statische Profildruckverteilung . . . . .	84
4.8	Nachlaufmessung der Basisströmung . . . . .	85
4.9	Eckenablösung der Basisströmung . . . . .	86
4.10	Verlustpolaren für $Ma = 0,75$ und $Ma = 0,55$ . . . . .	87
4.11	Nachlaufmessungen für verschiedene Ausblasparameter . . . . .	90
4.12	Nachlaufmessungen für $Ma = 0,55$ und $Ma = 0,75$ . . . . .	94
4.13	Nachlaufmessungen parallel zum Kaskadenustritt . . . . .	95
4.14	Nachlaufmessungen für verschiedene Inzidenzen . . . . .	97
4.15	Ölanstrichbilder für verschiedene Inzidenzen . . . . .	98
4.16	Effizienzbetrachtung der Nachlaufmessungen . . . . .	99

# Tabellenverzeichnis

3.1	Auslegungsparameter der Verdichterkaskade . . . . .	42
5.1	Auflistung der Messfehler . . . . .	130
5.2	Messfehler aufgrund der Fehlerfortpflanzung . . . . .	133



# Anhang A1

## Messfehlerbetrachtung

Da Messungen im Allgemeinen fehlerbehaftet sind, wird im Folgenden eine Abschätzung der Messfehler durchgeführt. Dabei wird zwischen dem relativen und dem absoluten Fehler unterschieden. Letztgenannter ist die Differenz zwischen dem Anzeigewert  $A$  und dem wahren Wert  $W$  [Ler07]

$$F = A - W. \quad (5.1)$$

Der relative Fehler ist das Verhältnis des absoluten Fehlers zum wahren Wert in Prozent

$$f = \frac{F}{W} 100 \%, \quad (5.2)$$

wobei der wahre Wert bei kleinen Messunsicherheiten näherungsweise durch den Anzeigewert ersetzt werden kann [Ler07]

$$f = \frac{F}{A} 100 \%. \quad (5.3)$$

Des Weiteren unterscheidet man zwischen systematischen und zufälligen Fehlern. Die Ursache eines systematischen Fehlers ist im Allgemeinen bekannt, daher kann dieser korrigiert werden. Zufällige Fehler hingegen lassen sich nur durch Wahrscheinlichkeiten ausdrücken. Haben systematische Fehler einen konstanten Betrag und ein bestimmtes Vorzeichen, spricht man von einem statischen Fehler. Handelt es sich jedoch um eine Abweichung vom wahren zeitlichen Verlauf der Messgröße, nennt man ihn dynamischer Messfehler [Ler07]. Da sich die Einzelmessfehler bei der Bestimmung indirekter Größen  $y$  fortpflanzen, wird der absolute Fehler  $\Delta y$  aus der partiellen Ableitung der Größen  $x_i$  und den zugehörigen Einzelfehlern  $\Delta x_i$  bestimmt:

$$\Delta y = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left( \frac{\partial y}{\partial x_i} \Delta x_i \right)^2} \quad (5.4)$$

Dabei wird über Anzahl aller Messgrößen  $n$  summiert. Treten für eine Messgröße mehrere Einzelfehler  $\Delta x_j$  auf, lassen sich diese gemäß [Par08] über die Anzahl der Einzelfehler  $m$  zu einem Gesamtfehler aufsummieren

$$\Delta x = \sqrt{\sum_{j=1}^m (\Delta x_j)^2}. \quad (5.5)$$

Auf die Messfehler der hier durchgeführten experimentellen Untersuchungen wird nun im Detail eingegangen.

Zur Bestimmung der Totaltemperatur der Zuströmung  $T_{t1}$  wird ein Mantelfühler der Genauigkeitsklasse A des Typs PT100 von *Newport Electronics* verwendet. Bei einer Zuströmtemperatur von  $T_{t1} = 50^\circ \text{C}$  beträgt der vom Hersteller angegebene absolute Messfehler  $\pm 0,25^\circ \text{C}$ .

Zur Bestimmung des Totaldrucks der Zuströmung wird ein Pitotrohr in die Beruhigungskammer integriert. Nach [NB05] ist der Winkelfehler eines Pitotrohres bei einer Fehlanströmung bis zu einem Anströmwinkel von  $\alpha = 8^\circ$  mit einem üblichen Verhältnis des Bohrungsdurchmessers zum Außendurchmesser von  $d/D = 0,6$  vernachlässigbar. Da in der Beruhigungskammer Gleichrichter eingebaut sind, die eine homogene und axiale Strömung garantieren sollen, ist der Winkelfehler zu vernachlässigen. Über einen Druckschlauch wird das Pitotrohr mit einem temperaturkompensierten Differentialdrucksensor der Firma *Sensortechnics* verbunden.

Für die Bestimmung des statischen Drucks der Zuströmung wurden die statische Druckbohrungen in der Seitenwand verwendet. Um eine hohe Güte der statischen Druckmessungen zu erlangen, muss auf eine hohe Genauigkeit bei der Fertigung der Bohrungen geachtet werden, da Ungenauigkeiten Störungen in der Strömung darstellen, die das Messergebnis verfälschen [NB05]. Bei zunehmender Geschwindigkeit und somit auch zunehmender Wandreibung erhöhen sich die Anforderungen an die Bohrungsgüte, da sich der Einfluss der Störung auf die Messergebnisse vergrößert.

Auch die Geometrie stellt einen wesentlichen Aspekt bei der Betrachtung der Messgüte dar. Über den Bohrungen findet eine lokale Strömungsablenkung statt, die den örtlichen statischen Druck beeinflusst. Daher muss zur Vermeidung von Messfehlern ein möglichst kleiner Bohrungsdurchmesser und eine geringe Bohrungstiefe gewählt werden. Eine Reduzierung des Bohrungsdurchmessers unter  $d = 0,3$  bereitet jedoch fertigungstechnische Probleme und führt aufgrund des Drosseleffekts zu verlängerten Einstellzeiten.

Die Druckbohrungen wurden über Druckschläuche mit den zuvor genannten Sensoren von *Sensortechnics* verbunden. Da es sich bei den verwendeten Sensoren um Differentialdruckaufnehmer handelt, wird dieser gemessenen Druck um den Hallendruck ergänzt. Dieser wird mit Hilfe eines amtlich geeichten Quecksilberbarometers nach Lambrecht mit einem relativen Messfehler von  $\pm 0,025$  % bezogen auf einen durchschnittlichen Hallendruck von 1 bar bestimmt. Die relativen Fehler der so ermittelten Absolutdrücke setzen sich aus dem relativen Fehler des Hallendrucks und dem relativen Fehler der Differentialdruckaufnehmer zusammen.

In Tabelle 5.1 sind die Messfehler der einzelnen Sensoren sowie die daraus resultierenden relativen Fehler für die einzelnen Messgrößen aufgelistet. Dabei wurden die absoluten Messfehler auf die mittleren Messwerte im Auslegungsfall ( $Ma = 0,75; i = 0^\circ$ ) bezogen.

Messgröße	Messinstrument	Abweichung
Hallendruck $p_{ref}$	Quecksilberbarometer nach Lambrecht	$\pm 0,25hPa$ Gesamtfehler: $\pm 0,025\%$
Stat. Druck $p_1$ , Totaldruck $p_{t1}$ , Drücke im Nachlauf $p_1 - p_5$	Differentialdruckaufnehmer Sensortechnics HDO se- ries	Nullabweichung: $\pm 0,25mV$ Nichtlinearität/Hysterese: $\pm 0,1\%FSO$ Span $\pm 0,4\%FSO$ Wiederholbarkeit: $\pm 0,2\%FSO$ Gesamtfehler $p_{s1}$ : $\pm 0,7\%$ Gesamtfehler $p_{t1}$ : $\pm 0,5\%$ Gesamtfehler $p_1 - p_5$ : $\pm 1,2\%$
Totaltemp. $T_{t1}$	PT100 Klasse A	$\pm 0,25^\circ C$ Gesamtfehler: $\pm 0,08\%$
allgemein	Dewetron Messverstärker (Dewe-50-PCI32, Dewe-Orion-1624-200)	Eingangsspannung: $\pm 0,05\%MS$ $\pm 0,02\%FSO$ $\pm 10\mu V$ Verstärkungsfehler: $Typ.10ppm/K$ Nullabweichung: $Typ.0,3\mu V/K$ $+ 10ppm.FSO$ Linearität: $Typ.0,02\%$ Versorgungsspannung: $0,05\% \pm 1mV$ Drift: $\pm 10ppm/K \pm 50\mu V/K$ Versorgungsstrom: $0,05\% \pm 2\mu A$ Drift: $15ppm/K$ Widerstandsgenauigkeit: $0,05\% \pm 15ppm/K$
Massenstrom $\dot{m}_{jet}$	Massendurchflussregler FMA-2600 130	$\pm(0,8\%Anzeigewert +$ $0,2\%FSO)$ Gesamtfehler: $\pm 1,0\%$

**Tabelle 5.1:** Auflistung der Messfehler

Der Fehler bei der Machzahlbestimmung, der sich durch Fehlerfortpflanzung gemäß [Ler07] ergibt, bestimmt sich wie folgt:

$$\Delta Ma = \sqrt{\left(\frac{\partial Ma}{\partial p_{t1}} \cdot \Delta p_{t1}\right)^2 + \left(\frac{\partial Ma}{\partial p_1} \cdot \Delta p_1\right)^2} \quad (5.6)$$

Der Fehler bei der Reynoldszahlberechnung berechnet sich gemäß:

$$\Delta Re = \sqrt{\left(\frac{\partial Re}{\partial v} \cdot \Delta v\right)^2 + \left(\frac{\partial Re}{\partial \rho} \cdot \Delta \rho\right)^2 + \left(\frac{\partial Re}{\partial \eta} \cdot \Delta \eta\right)^2} \quad (5.7)$$

Zur Bestimmung der Reynoldszahl müssen zuvor die Größen  $v$ ,  $\rho$ , und  $\eta$  berechnet werden. Auch für diese Größen ergeben sich Unsicherheiten aufgrund der Fehlerfortpflanzung.

Zur Bestimmung der Größen im Nachlauf der Beschauelung wird eine Fünflochsonde gerader Bauform (*Aeroprobe/PL5-C159-152-025*) verwendet.

Diese Sonde weist laut Hersteller einen Winkelfehler von  $\alpha, \beta < 0,4^\circ$  sowie eine Messungenauigkeit der absoluten Strömungsgeschwindigkeit von  $v_{abs} < 0,8\%$  auf. Aufgrund der Fehlerfortpflanzung ergibt sich ein relativer Fehler bei der Bestimmung des Totaldruckverlustes gemäß

$$\Delta \omega = \sqrt{\left(\frac{\partial \omega}{\partial p_{t2}} \cdot \Delta p_{t2}\right)^2 + \left(\frac{\partial \omega}{\partial p_{t1}} \cdot \Delta p_{t1}\right)^2 + \left(\frac{\partial \omega}{\partial p_1} \cdot \Delta p_1\right)^2} \quad (5.8)$$

Der relative Fehler bei der Bestimmung des statischen Druckgewinns errechnet sich wie folgt

$$\Delta \frac{\Delta p}{q_1} = \sqrt{\left(\frac{\partial \frac{\Delta p}{q_1}}{\partial p_2} \cdot \Delta p_2\right)^2 + \left(\frac{\partial \frac{\Delta p}{q_1}}{\partial p_{t1}} \cdot \Delta p_{t1}\right)^2 + \left(\frac{\partial \frac{\Delta p}{q_1}}{\partial p_1} \cdot \Delta p_1\right)^2} \quad (5.9)$$

Dabei setzen sich die Unsicherheiten des statischen Druckes  $p_2$  und des Totaldruckes  $p_{t2}$  im Nachlauf aus den Messfehlern der mit den fünf Druckbohrungen gekoppelten Sensoren (*Sensortechinics HDO series*) zusammen (siehe Tabelle 5.1).

Der relative Fehler bei der Bestimmung des thermischen Verlustgrades  $\eta_{th}$  ergibt sich aus

$$\begin{aligned} \Delta\eta_{th} = & \left( \left( \frac{\partial\eta_{th}}{\partial p_2} \cdot \Delta p_2 \right)^2 + \left( \frac{\partial\eta_{th}}{\partial p_{t1}} \cdot \Delta p_{t1} \right)^2 + \left( \frac{\partial\eta_{th}}{\partial p_{t2}} \cdot \Delta p_{t2} \right)^2 \right. \\ & + \left( \frac{\partial\eta_{th}}{\partial p_{t,jet}} \cdot \Delta p_{t,jet} \right)^2 + \left( \frac{\partial\eta_{th}}{\partial T_{t1}} \cdot \Delta T_{t1} \right)^2 + \left( \frac{\partial\eta_{th}}{\partial T_{t,jet}} \cdot \Delta T_{t,jet} \right)^2 \\ & \left. + \left( \frac{\partial\eta_{th}}{\partial MR} \cdot \Delta MR \right)^2 \right)^{0,5} \end{aligned} \quad (5.10)$$

In Tabelle 5.2 sind die entsprechenden Unsicherheiten aufgrund der Fehlerfortpflanzung aufgelistet.

Indirekte Messgröße	Abhängigkeiten	Abweichung durch Fehlerfort- pflanzung
Machzahl $Ma_1$	$f(p_{t1}, p_1)$	$\pm 1,4\%$
Reynoldszahl $Re_1$	$f(v_1, \rho_1, \eta_1)$	$\pm 1,6\%$
Geschwindigkeit $v_1$	$f(Ma_1, T_1)$	$\pm 1,4\%$
Stat. Temperatur $T_1$	$f(T_{t1}, p_{t1}, p_1)$	$\pm 0,3\%$
Dichte $\rho_1$	$f(p_1, T_1)$	$\pm 0,8\%$
Viskosität $\eta_1$	$f(T_1)$	$\pm 0,2\%$
Totaldruck- verlustbeiwert $\omega$	$f(p_{t1}, p_{t2}, p_1)$	$\pm 7,3\%$
Stat. Druckge- winn $\frac{\Delta p}{q_1}$	$f(p_2, p_{t1}, p_1)$	$\pm 4,2\%$
Totaldruck $p_{t2}$	$f(p_{ref}, p_M, p_N, p_O, p_S, p_W)$	$\pm 1,1\%$
Stat. Druck $p_2$	$f(p_{ref}, p_M, p_N, p_O, p_S, p_W)$	$\pm 1,2\%$
Effizienz $\eta_{th}$	$f(p_{t1}, p_{t2}, p_{t,jet}, p_2, T_{t1}, T_{t,jet})$	$\pm 8,8\%$
Stat. Druckbei- wert $c_p$	$f(p_{ref}, p_1, p_{t1}, p_x)$	$\pm 4\%$

**Tabelle 5.2:** Messfehler aufgrund der Fehlerfortpflanzung

Auch die Ölanstrichmethode bringt Messfehler mit sich. Zwar wird die Strömung durch diese Messtechnik nur qualitativ beschrieben, die Öl-Pigment-Mischung beeinflusst jedoch das Strömungsfeld in geringem Maße. Dieser Einfluss ist bei einer hinreichend dünnen Ölschicht jedoch vernachlässigbar, ebenso wie die Verletzung der Haftbedingung an der Schaufeloberfläche [Mal62]. Die visualisierten Stromlinien stimmen somit mit den realen überein. Ausnahmen stellen jedoch der Bereich der abgelösten Strömung sowie der Fußabdruck eines Stoßes dar. Hier ist die Oberflächenreibung gering und die Position der Ablösung wird häufig zu früh vorhergesagt. Dieser Lokalisierungsfehler kann sich laut [Mal62] auf bis zu 9 % belaufen.

Zur Vermessung der Ausblasdüsen werden Messungen mit Hilfe einer Totaldruckhakensonde, der Heißfilm-Anemometrie sowie der Particle Image Velocimetry durchgeführt. Die Hakensonde wird unmittelbar vor der Ausblasöffnung positioniert und über einen Druckschlauch mit einem Differentialdrucksensor der Firma *Sensortecnics* verbunden, dessen relativer Fehler xxx beträgt. Aufgrund der Sondengröße und der dazu relativ kleinen Ausblasöffnung kommt es zu einer Verblockung der Düsenströmung und der gemessene Totaldruck weicht somit von dem wahren Totaldruck der Strahlströmung ab. Des Weiteren wird die Ausblasamplitude und somit die Geschwindigkeit bei den Messungen variiert, sodass unter anderem auch sehr hohe Anströmmachzahlen an der Hakensonde auftreten. In diesen Fällen muss der Kompressibilitätseinfluss bei den Messungen des Totaldrucks berücksichtigt werden. Gemäß Nitsche [NB05] kann dieser Einfluss für Machzahlen bis etwa  $Ma < 0,4$  vernachlässigt werden. Im hohen Unterschallbereich muss jedoch ein Korrekturfaktor für den Totaldruck, der den Kompressibilitätseffekt erfasst, berücksichtigt werden. Wird die Ausblasgeschwindigkeit weiter gesteigert, liegt eine Überschallströmung vor. In diesem Fall bildet sich vor der Hakensonde ein abgelöster Verdichtungsstoß aus, der den so gemessenen Totaldruck aufgrund von Stoßverlusten im Vergleich zum wahren Wert reduziert und muss ebenfalls korrigiert werden.

Zur Kalibrierung der Totaldruckmessungen werden daher Geschwindigkeitsmessungen mit Hilfe der Heißfilm-Anemometrie durchgeführt. Die zeitliche Auflösung der Daten mittels Hitzdraht-Anemometrie ist abhängig von dem Durchmesser des Drahtes. Je dicker der Draht, desto träger reagiert der Sensor auf das Messsignal. Somit werden die auflösbare Frequenz bzw. die zeitliche Auflösung limitiert. Ein sehr dünner Draht reagiert jedoch deutlich empfindlicher auf mechanische Belastung sowie Partikel in der Strömung.

Auch der vor der Düse positionierte Heißfilm stellt eine Störung der Ausblasströmung dar. Die Sonde verblockt den Strahl und verfälscht somit das Messergebnis. Die Abmaße des Sensors und damit die Verblockung sind jedoch kleiner als die der Totaldrucksonde. Je kleiner die Sonde, desto kleiner ist entsprechend auch der störende Einfluss auf die Strömung. Des Weiteren wird bei dieser Messmethodik nicht in einem Messpunkt gemessen, sondern die Datenaufnahme erfolgt über die Länge des Sensors und zeigt letztlich den Mittelwert der so erfassten Messgrößen auf. Die Drahtlänge ist also entscheidend für die räumliche Auflösung. Daher sollte die Drahtlänge bzw. die Sensorlänge des Heißfilms möglichst kurz sein. Eine sehr kurze Sensorlänge ist unempfindlicher gegenüber Schmutzpartikeln in der Strömung und minimiert die Vibration des Sensors durch die Strömung, vergrößert jedoch den Einfluss der Zinken auf die Messwerte. Es sollte daher eine Längenkorrektur vorgenommen werden [Str74]. Neben den Einflüssen durch die Sensorabmessungen ist das Hitzdrahtverfahren abhängig von der Strömungstemperatur. Daher sollte eine Temperaturkorrektur vorgenommen werden [NB05]. Eine weitere Fehlerquelle stellt die Anströmrichtung auf den Draht dar, da sich bei Fehlanströmung die effektive Kühlgeschwindigkeit des Sensors und somit auch die Heizspannung reduziert.

Als weitere Messtechnik zur Bestimmung der Ausblasgeschwindigkeit wurde die Particle Image Velocimetry hinzugezogen. Hierbei handelt es sich um ein berührungsloses Verfahren, daher wird die Strömung durch dieses Messverfahren nicht beeinflusst. Die Genauigkeit des PIV-Verfahrens ist vor allem vom Versuchsaufbau und der genauen Positionierung der Messkomponenten abhängig. So muss der Laserlichtschnitt möglichst ohne Winkelfehler zur zu vermessenden Ebene ausgerichtet sein. Ebenso muss die Ausrichtung der Kamera auf die Ebene ohne nennenswerten Winkelfehler erfolgen. Reflexionen im Bildausschnitt sind zu vermeiden, da diese zum einen den CCD-Chip der Kamera zerstören können und zum anderen in diesen überleuchteten Gebieten keine sinnvolle Auswertung der Vektoren mittels Korrelation erfolgen kann.

Entscheidend für die Qualität der Auswertung ist die Güte der Partikelbilder. Dazu gehört eine gleichmäßige Verteilung der Seedingpartikel, eine gleichmäßige Beleuchtung des auszuwertenden Bereiches, eine scharfe Abbildung der einzelnen Partikel, ein möglichst dünner Laserlichtschnitt, um möglichst nur die Partikel einer Ebene zu erfassen sowie nach Möglichkeit ein Pixelversatz in einem Doppelbild von 7-10 Pixeln.

Die Laser-Doppler-Anemometrie ist ebenfalls eine berührungslose Messtechnik. Gemäß den Angaben des Herstellers müssen folgende Fehlerquellen berücksichtigt werden: Die Genauigkeit des Interferenzstreifenabstandes wird mit Hilfe eines Geschwindigkeitsnormals vom Hersteller vermessen. Dabei beträgt die Messunsicherheit des Normals etwa 1 %. Die Abweichung des Interferenzstreifens über das Messvolumen beläuft sich auf etwa +0,68 % bis -0,8 %, der Digitalisierungsfehler auf einen vernachlässigbaren Wert von etwa 0,02 %. Hinzu kommt der Positionierungsfehler bzw. Winkelfehler, der in erster Linie von der Verfahrensgenauigkeit der Traverse abhängt. Somit ergibt sich ein Gesamtfehler von etwa 1,28 %.