

**Experimentelle Untersuchungen der  
Auswirkungen von  
periodisch–instationären  
Randbedingungen auf annulare  
Verdichterstatorgitter mit passiver und  
aktiver Strömungsbeeinflussung**

vorgelegt von  
Dipl.-Ing.  
Christian Brück

an 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.-Ing. Paul Uwe Thamsen

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Dieter Peitsch

Gutachter: Dr.-Ing. Alexander Hergt

Tag der wissenschaftlichen Aussprache: 11. Januar 2023

Berlin 2023



# EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG

---

Hiermit erkläre ich, Christian Brück, geb. in Kirchen (Sieg), die vorliegende Arbeit selbstständig und eigenständig sowie ohne unerlaubte fremde Hilfe und ausschließlich unter Verwendung der aufgeführten Quellen und Hilfsmittel angefertigt zu haben.

Berlin, den 13.Juli.2022



# KURZFASSUNG

---

In der heutigen Zeit liegt das Augenmerk bei der Auslegung von Turbomaschinen auf der Steigerung des Gesamtwirkungsgrads und der Senkung von Emissionen. Die gängige Technik der Umwandlung von chemischer in thermische Energie wird in Gasturbinen mit einer kontinuierlichen Gleichdruckverbrennung erzielt. Eine alternative Möglichkeit dazu beschreibt die druckerhöhende Verbrennung (pulsed detonation combustion – PDC), welche in Kombination mit Verdichter und Turbine eine signifikante Wirkungsgradsteigerung erzielen kann. Die Wirkungsweise der kontrollierten Detonationen in solch einem Verbrennungsprozess erhöht nicht nur den Totaldruck des Fluids, sondern erzeugen ebenso periodisch instationäre Randbedingungen für die stromauf und -abliegenden Turbomaschinenkomponenten. Es stellt eine Herausforderung dar, die Realisierbarkeit der Integration der PDC in diese Maschinenumgebung zu untersuchen und zu bewerten.

In der vorliegenden Arbeit wurde ein Windkanal entworfen und gebaut, mit welchem die periodisch instationären Randbedingungen der druckerhöhenden Verbrennung auf ein annulares Verdichterstatorgitter simuliert werden können. Zusätzlich dazu besteht die Möglichkeit der Integration von aktiver Strömungsbeeinflussung und die Untersuchung dessen Auswirkung auf die Strömungscharakteristik in der Messstrecke. Als erstes kam dabei ein hochumlenkender Verdichterstator aus einer linearen Kaskade zum Einsatz. Dieser dient zur Analyse der Vergleichbarkeit der Strömungscharakteristik zwischen einer 2D-Kaskade und dem 3D-Ringgitter. Die Auswirkungen der veränderlichen Randbedingungen auf dieses Profil wurden anhand von verschiedenen Drosselfrequenzen analysiert, bei welchen die rotierenden Ausleger stromab entgegengesetzt zueinander insgesamt zwei Passagen verblockten. Die negativen Auswirkungen dieser aufprägten Randbedingungen wurden zusätzlich unter Anwendung von aktiver Strömungsbeeinflussung untersucht in

Hinblick auf die Steigerung des Druckbeiwertes und Senkung der Verluste.

Weiterhin erfolgten Untersuchungen zu einem Verdichterstator mit geringerer Umlenkung unter identischen Bedingungen, damit der Einfluss der aerodynamischen Belastung auf das Gitter nachvollziehbar ist. Als Maßnahme der passiven Strömungsbeeinflussung wurde ein optimiertes Verdichterschaufelprofil entwickelt, welches ebenfalls unter diesen Strömungsbedingungen vermessen wurde. Die aktive Strömungsbeeinflussung ist bei beiden Verdichterstatoren ebenfalls zum Einsatz gekommen und zeigte deutlich unterschiedlichen Einfluss auf die Druck- und Verlustbeiwerte.

---

**Schlagworte:**

Windkanal, Verdichter, Verluste, instationär, aktive und passive Strömungsbeeinflussung, druckerhöhende Verbrennung

---

# ABSTRACT

---

Nowadays the focus of designing turbomachines is on increasing overall efficiency and reducing emissions. The common technique of converting chemical into thermal energy is achieved with continuous constant-pressure combustion. An alternative to this is a pressure-gaining combustion (pulsed detonation combustion – PDC), which can achieve a significant increase in efficiency in combination with the compressor and turbine. The mode of action of the controlled detonations in such a combustion process not only increases the total pressure of the fluid, but also creates periodically unsteady boundary conditions for the gas turbine components. It is a challenge to examine and evaluate the feasibility of integrating the PDC into this machine environment.

In the present work, a wind tunnel was designed and built, with which the periodically unsteady boundary conditions of the pressure gain combustion can be simulated on an annular compressor stator cascade. In addition, there is the possibility of integrating active flow control and studying its effect on the flow characteristics in the measuring section. The first to be used was a highly loaded compressor stator from a linear cascade. This serves to analyze the comparability of the flow characteristics between a 2D cascade and the 3D annular cascade. The effects of the changing boundary conditions on this profile were analyzed using different choking frequencies at which the rotating device blocked a total of two passages downstream in opposite directions. The negative effects of these unsteady boundary conditions were also examined using active flow control with regard to increasing the pressure coefficient and reducing losses.

Furthermore, investigations were carried out on a compressor stator with less turning under identical conditions, so that the influence of the aerodynamic load on the cascade can be understood. As a measure of passive flow control, an optimized compressor blade profile was developed, which was also measured

under these flow conditions. The active flow control was also used on both compressor stators and showed clearly different influences on the pressure and loss coefficients.

---

**Keywords:**

wind tunnel, compressor, losses, unsteady, active and passive flow control, pressure gain combustion

---

# INHALTSVERZEICHNIS

---

<b>Abbildungsverzeichnis</b>	<b>vii</b>
<b>Tabellenverzeichnis</b>	<b>xiii</b>
<b>Symbolverzeichnis</b>	<b>xv</b>
<b>1 Motivation</b>	<b>1</b>
<b>2 Stand der Forschung</b>	<b>9</b>
2.1 Druckerhöhende Verbrennung . . . . .	9
2.2 Geschwindigkeitsdreiecke . . . . .	10
2.3 Grenzschicht und Sekundärströmung . . . . .	13
2.4 Strömungsbeeinflussung . . . . .	20
2.5 Schlussfolgerung und Zielsetzung . . . . .	26
<b>3 Experimentelle Methoden der Strömungsmechanik</b>	<b>29</b>
3.1 Ölanstrichverfahren . . . . .	29
3.2 Hitzdrahtanemometrie . . . . .	31
3.3 Druckmesstechnik . . . . .	34
3.4 Abgeleitete Messgrößen . . . . .	37
<b>4 Experimenteller Aufbau</b>	<b>39</b>
4.1 Rotorantrieb . . . . .	40
4.2 Einlauf und Düse . . . . .	40
4.3 Nabe und Vorleitgitter . . . . .	43
4.4 Messstrecke . . . . .	45
4.5 Drossel . . . . .	50
4.6 Diffusor und Radialgebläse . . . . .	52
4.7 Steuerung . . . . .	52
<b>5 Aktive Strömungsbeeinflussung</b>	<b>53</b>
<b>6 Auswertung</b>	<b>63</b>
6.1 Anströmung . . . . .	63
6.2 Verdichterstator SH . . . . .	67

---

6.3	SH mit Drossel . . . . .	73
6.4	SH mit Drossel und Aktuation . . . . .	77
6.5	SH Zusammenfassung . . . . .	91
6.6	Verdichterstator SL . . . . .	92
6.7	SL mit Drossel . . . . .	96
6.8	SL mit Drossel und Aktuation . . . . .	99
6.9	Zusammenfassung SL . . . . .	110
6.10	Verdichterstator Opti . . . . .	112
6.11	Opti mit Drossel und Aktuation . . . . .	115
6.12	Zusammenfassung Opti . . . . .	123
<b>7</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>125</b>
<b>A</b>	<b>Anhang</b>	<b>131</b>
A.1	Fehlerrechnung . . . . .	131
A.1.1	Druckmessungen . . . . .	132
A.1.2	Hitzdrahtanemometrie . . . . .	133
A.1.3	Aktuatorik . . . . .	133
A.1.4	Ölanstrichvisualisierung . . . . .	134
A.1.5	Gesamtfehler und absoluter Fehler . . . . .	134
	<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>137</b>

# ABBILDUNGSVERZEICHNIS

---

1.1	Querschnitt des Gasgenerators eines Turboluftstrahltriebwerks nach Bräunling [2015] (links) und symbolische Darstellung von PDC-Rohren nach Wolff [2019] (rechts) . . . . .	2
1.2	Darstellung des idealen Brayton- und Humphrey Prozesses für konstante maximale Enthalpie ( $\max(h) = \text{konst}$ ) (oben) und konstanten maximalen Totdruck ( $\max(p_t) = \text{konst}$ ) (unten) . . . . .	4
2.1	Geschwindigkeitsdreiecke für eine axiale Verdichterstufe . . . . .	11
2.2	Grenzschichtentwicklung auf einer ebenen Platte (oben), vgl. D. Surek [2007] und Ablösung an einer gekrümmten Oberfläche (unten), vgl. Nitsche und Brunn [2005b] . . . . .	14
2.3	Schematische Darstellung der Sekundärströmungen in einer Schaufelpassage, vgl. Brück [2012] (oben) und Langston [1980] (unten) . . . . .	15
2.4	Eckenablösung, dargestellt anhand von Strom- und Streichlinien nach Lei et al. [2006], eigene Darstellung . . . . .	17
2.5	Schematische Darstellung der Spaltströmung nach Lakshminarayana [1995], (eigene Darstellung) . . . . .	18
3.1	Ölanstrichvisualisierung eines Deltaflügels, vgl. Nitsche und Brunn [2005a] . . . . .	30
3.2	Wheatstonesche Brücke: Regelkreis für die Konstant-Temperatur-Anemometrie (CTA), vgl. Nitsche und Brunn [2005a], eigene Darstellung . . . . .	32
3.3	Schematische Darstellung eines Prandtl- Staudruckmessrohres, vgl. Fiedler [1991], eigene Darstellung . . . . .	35
3.4	Gekröpfte Fünfflochsonde, vgl. Aeroprobe [2014], eigene Darstellung . . . . .	36

4.1	Schematischer Aufbau des Saugwindkanals . . . . .	39
4.2	Profilschnitte der variablen Vorleitschaufel von Nabe (1) zu Gehäuse (2) bzw. (7) . . . . .	43
4.3	Darstellung der Messstrecke mit eingebauten Verdichterstatorprofilen und zugehörigen Schaufelfüßen (Einschübe) . . . . .	45
4.4	Definition der Auslegungsparameter und Strömungswinkel des Verdichtergitters und der Vorleitschaufeln . . . . .	46
4.5	Schematische Darstellung der Profilschnitte von SH und SL sowie die geometrische Form des Opti-Profils	47
4.6	Positionierung der statischen Druckbohrungen auf der Saugseite des SH-Profils . . . . .	49
4.7	Schematische Darstellung der Drossel mit der verblockten Fläche (rot) und den Hinterkanten der SH-Profile . . . . .	50
4.8	Schematische Darstellung des optischen Sensors für die Drosseldetektion . . . . .	51
5.1	Gerenderte CAD-Darstellung eines Ringraumabschnitts der SH-Statoren mit eingebauten Aktuatoren . . . . .	54
5.2	Ringraum mit SH-Statoren und eingebauten Drucktank mit angeschlossenen Aktuatoren in der Nabe	54
5.3	Darstellung des Druckluftsystems und der dazugehörigen Steuer- und Messapparaturen . . . . .	55
5.4	Überblick über das Aktuatordesign und der verwendeten Konfigurationen sowie der Messebenen für die Untersuchungen des Geschwindigkeitsprofils stromab des Schlitzaustritts . . . . .	56
5.5	Experimenteller Aufbau der Aktuormessungen mit einer Miniatur-Pitot-Sonde . . . . .	57
5.6	Darstellung der Aktuator-Austrittsgeschwindigkeit (oben) und des Totaldruckverhältnisses (unten) über dem Massenstromverhältnis . . . . .	58
5.7	Entwicklung des Grenzschichtprofils des Aktuatorjets stromab der Ausblasung . . . . .	60

6.1	Zuströmwinkel $\alpha$ (links) und normierte Anströmgeschwindigkeit $v_{abs}/\bar{v}_{abs}$ (rechts) über der Höhe für die Profile SH, SL und Opti . . . . .	64
6.2	Darstellung des normierten Zuströmwinkels $\alpha/\bar{\alpha}$ und des normierten dynamischen Drucks $q/\bar{q}$ über die Drosselperiode für unterschiedliche Drosselfrequenzen mit und ohne Aktuation . . . . .	66
6.3	Vergleich der Ölanstrichvisualisierung für das SH-Profil in der Linear-kaskade (oben) und im annularen Ringgitter (unten, vgl. Zander et al. [2011]) . .	68
6.4	Druckbeiwertverteilung $c_p$ auf der Saugseite des SH-Profils . . . . .	69
6.5	Verlustbeiwert $\omega$ im Nachlauf von SH mit Strömungsvektoren der y-z-Ebene (links) und massenstromgemittelter Abströmwinkel $\alpha$ über der Schau-felhöhe (rechts) . . . . .	70
6.6	Radial gemittelter Druckbeiwert $c_p$ des SH-Profils für SR001 und SR004 bei maximaler An- und Entdrosselung . . . . .	74
6.7	Druckbeiwert $c_p$ auf der Saugseite für maximale An- und Entdrosselung für SR001 und SR004 . .	76
6.8	Gemittelter Druckbeiwert $\bar{c}_p$ der Saugseite in Abhängigkeit der Drosselfrequenz SR001 und SR004 mit und ohne Aktuation . . . . .	78
6.9	Radial gemittelte Verläufe des Druckbeiwertes $c_p$ für die jeweils maximale Androsselung mit und ohne Aktuation und der Referenz . . . . .	79
6.10	Gemittelter Druckbeiwert $\bar{c}_p$ (oben) und korrigierter Verlustbeiwert $\bar{\omega}_{korrr}$ (unten) im Nachlauf in Abhängigkeit der Drosselfrequenz mit und ohne Ak-tuation . . . . .	81
6.11	Verlustbeiwert $\omega$ des SH-Profils im Nachlauf für SR001 (links) und SR004 (rechts) für verschiedene Phasenwinkel . . . . .	83

6.12	Entwicklung des Abströmwinkels $\bar{\alpha}$ im Nachlauf in Abhängigkeit der Strouhalzahlen, der Aktuatorgeometrien und der Impulsbeiwerte (links) sowie prozentuale Änderung zum nicht aktuierten Fall der periodischen Androsselung (rechts) für das SH-Profil . . . . .	84
6.13	Entwicklung des gemittelten Druckbeiwertes $\bar{c}_p$ der Saugseite, des Druck- ( $\bar{c}_p$ ) und Verlustbeiwertes ( $\bar{\omega}_{korr}$ ) im Nachlauf in Abhängigkeit der Strouhalzahl, der Aktuatorgeometrie und des Impulsbeiwertes $c_\mu$ .	86
6.14	Prozentuale Änderung von $\bar{c}_p$ und $\bar{\omega}_{korr}$ bezogen auf die nicht aktuierten Fälle der Drosselfrequenzen <i>SR001</i> und <i>SR004</i> für alle Aktuatorgeometrien und Impulsbeiwerte . . . . .	88
6.15	Ölanstrichvisualisierung (oben) und Druckbeiwerteverteilung $c_p$ (unten) der Saugseite des unbeeinflussten SL-Profiles . . . . .	93
6.16	Verlustbeiwert $\omega$ im Nachlauf von SL mit Strömungsvektoren der y-z-Ebene (links) und massenstromgemittelter Abströmwinkel $\alpha$ über der Schaufelhöhe (rechts) . . . . .	95
6.17	Radial gemittelte Druckbeiwerte $\bar{c}_p$ des SL-Profiles für <i>SR001</i> , <i>SR0028</i> und <i>SR004</i> bei maximaler An- und Entdrosselung . . . . .	97
6.18	Druckbeiwerte $c_p$ auf der Saugseite für maximale An- und Entdrosselung für die Strouhalzahlen <i>SR001</i> , <i>SR0028</i> und <i>SR004</i> . . . . .	98
6.19	Gemittelter Druckbeiwert $\bar{c}_p$ der Saugseite in Abhängigkeit von <i>SR001</i> , <i>SR0028</i> und <i>SR004</i> mit und ohne Aktuation (Akt1) . . . . .	100
6.20	Radial gemittelte Druckbeiwerte $\bar{c}_p$ für die jeweils maximale Androsselung mit und ohne Aktuation und der Referenz . . . . .	101
6.21	Massenstromgemittelten Druckbeiwert $\bar{c}_p$ im Nachlauf in Abhängigkeit von <i>SR001</i> , <i>SR0028</i> und <i>SR004</i> mit und ohne Aktuation . . . . .	102

6.22	Gemittelter korrigierter Verlustbeiwert $\bar{\omega}_{korrr}$ im Nachlauf in Abhängigkeit von SR001, SR0028 und SR004 mit und ohne Aktuation . . . . .	103
6.23	Verlustbeiwert $\omega$ des SL-Profiles der Messebene im Nachlauf für SR001 (links) und SR004 (rechts) für verschiedene Phasenwinkel . . . . .	105
6.24	Entwicklung des massenstromgemittelten Abströmwinkels $\bar{\alpha}$ in Abhängigkeit der Strouhalzahlen, der Aktuatorgeometrien und der Impulsbeiwerte (links) sowie prozentuale Änderung zum nicht aktuierten Fall der periodischen Androsselung (rechts) für das SL-Profil . . . . .	106
6.25	Entwicklung des gemittelten Druckbeiwertes $\bar{c}_p$ der Saugseite, des Druck- ( $\bar{c}_p$ ) und Verlustbeiwertes ( $\bar{\omega}_{korrr}$ ) im Nachlauf in Abhängigkeit der Strouhalzahlen, der Aktuatorgeometrien und der Impulsbeiwerte $c_\mu$	108
6.26	Prozentuale Änderung von $\bar{c}_p$ und $\bar{\omega}_{korrr}$ bezogen auf die nicht aktuierten Fälle der Drosselfrequenzen SR001, SR0028 und SR004 für alle Aktuatorgeometrien und Impulsbeiwerte für das SL-Profil	109
6.27	Ölanstrichvisualisierung der Saugseite des unbeeinflussten Opti-Profiles . . . . .	112
6.28	Verlustbeiwert $\omega$ im Nachlauf des Opti-Profiles mit Strömungsvektoren der y-z-Ebene (links) und massenstromgemittelter Abströmwinkel $\alpha$ über der Schau-felhöhe (rechts) . . . . .	114
6.29	Massenstromgemittelte Druckbeiwerte $\bar{c}_p$ im Nachlauf in Abhängigkeit des Phasenwinkels für SR001, SR0028 und SR004 mit und ohne Aktuation . . . .	115
6.30	Gemittelte korrigierte Verlustbeiwerte $\bar{\omega}_{korrr}$ im Nachlauf in Abhängigkeit des Phasenwinkels für SR001, SR0028 und SR004 mit und ohne Aktuation . . . .	116
6.31	Verlustbeiwert $\omega$ des Opti-Profiles im Nachlauf für SR001 (links) und SR004 (rechts) für verschiedene Phasenwinkel . . . . .	118

---

6.32	Entwicklung des massenstromgemittelten Abström- winkels $\bar{\alpha}$ in Abhängigkeit der Strouhalzahlen, der Aktuatorgeometrien und der Impulsbeiwerte (links) sowie prozentuale Änderung zum nicht aktuierten Fall der periodischen Androsselung (rechts) für das Opti-Profil . . . . .	119
6.33	Entwicklung des massenstromgemittelten Druck- ( $\bar{c}_p$ ) und Verlustbeiwertes ( $\bar{\omega}_{korr}$ ) im Nachlauf in Abhängigkeit der Strouhalzahl, der Aktuatorgeometrie und des Impulsbeiwertes $c_\mu$ . . . . .	121
6.34	Prozentuale Änderung von $\bar{c}_p$ und $\bar{\omega}_{korr}$ bezogen auf die nicht aktuierten Fälle der Drosselfrequenzen $SR001$ , $SR0028$ und $SR004$ für alle Aktuator- geometrien und Impulsbeiwerte für das Opti-Profil	122

# TABELLENVERZEICHNIS

---

2.1	Grenzwerte für die Auslegung einer Verdichterstufe [Bräunling [2015]], [de Haller [1955]] . . . . .	12
4.1	Überblick der Parameter des Vorleitgitters . . . . .	44
4.2	Überblick über die Parameter der unterschiedlichen Verdichterstatorprofile im Mittelschnitt . . . . .	48
5.1	Überblick über die Parameter der periodischen Androsselung und der verwendeten Impulsbeiwerte . . . . .	59
A.1	Überblick der Gesamtfehler der Messgrößen . . . . .	135
A.2	Überblick der absoluten Fehler der berechneten Größen . . . . .	136



# SYMBOLVERZEICHNIS

---

## *Lateinische Symbole*

$A$	$[m^2]$	Fläche
$a$	$[m/s]$	Schallgeschwindigkeit
$a$	$[J/kg]$	spezifische Arbeit
$b$	$[m]$	Breite
$c$	$[m/s]$	Absolutgeschwindigkeit
$C$	$[J/(kgK)]$	spezifische Wärmekapazität
$C_p$	$[J/(kgK)]$	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck
$c_p$	$[-]$	statischer Druckbeiwert
$c_s$	$[m]$	Schaufelsehnenlänge
$c_\mu$	$[-]$	Impulskoeffizient
$f$	$[1/s]$	Frequenz
$h$	$[J/kg]$	spezifische Enthalpie
$h$	$[m]$	Höhe
$k$	$[-]$	Kontraktion
$l$	$[m]$	charakteristische Länge
$Ma$	$[-]$	Machzahl
$\dot{m}$	$[kg/s]$	Massenstrom
$P$	$[Nm/s]$	Leistung
$p$	$[N/m^2]$	Druck
$\dot{Q}$	$[K/s]$	Wärmestrom
$q$	$[N/m^2]$	dynamischer Druck
$q$	$[J/kg]$	spezifische Wärmemenge
$R$	$[\Omega]$	Widerstand
$Re$	$[-]$	Reynoldszahl
$r$	$[m]$	Radius
$Sr$	$[-]$	Strouhalzahl
$s$	$[J/(kgK)]$	spezifische Entropie
$T$	$[K]$	Temperatur

---

$Tu$	$[-]$	Turbulenzgrad
$t$	$[m]$	Teilung
$U$	$[V]$	elektrische Spannung
$u$	$[m/s]$	Umfangsgeschwindigkeit
$u, v, w$	$[m/s]$	Geschwindigkeitskomponenten des kartesischen Koordinatensystems
$v$	$[m/s]$	Anströmgeschwindigkeit
$w$	$[m/s]$	Relativgeschwindigkeit
$z$	$[-]$	Schaufelanzahl
$x, y, z$	$[-]$	kartesische Koordinaten

---

### Griechische Symbole

$\alpha$	$[^\circ]$	Strömungswinkel
$\alpha$	$[1/K]$	Temperaturkoeffizient
$\beta$	$[^\circ]$	Anströmungswinkel
$\gamma$	$[^\circ]$	Metallwinkel
$\delta$	$[m]$	Grenzschichtdicke
$\eta$	$[-]$	Wirkungsgrad
$\kappa$	$[-]$	Isentropenexponent
$\mu$	$[kg/(m \cdot s)]$	dynamische Viskosität
$\phi$	$[^\circ]$	Phasenwinkel
$\rho$	$[kg/m^3]$	Dichte
$\sigma$	$[^\circ]$	Austrittswinkel Ausblasung
$\tau$	$[Nm^2]$	Wandschubspannung
$\omega$	$[-]$	Verlustbeiwert

---

### Mathematische Symbole

$\sum_{j=1}^m$	Summe von $j = 1$ bis $m$
$\sqrt{\cdot}$	Quadratwurzel
$\Delta$	Differenz
$\vec{\cdot}$	Vektor
$\bar{\cdot}$	Mittelwert

---

$ \cdot $	Betrag
$d/dt$	zeitliche Ableitung
$\frac{\delta y}{\delta x_i}$	partielle Ableitung nach $x_i$

---

### *Indizes und allgemeine Zeichen*

<i>AD</i>	Analog - Digital
<i>a</i>	Umgebungsbedingungen
<i>ab</i>	abgeführt
<i>abs</i>	absolut
<i>akt</i>	aktuiert
<i>ax</i>	axial
<i>B</i>	Brücken
<i>el</i>	elektrisch
<i>HW</i>	Hitzdraht, engl. <i>hot wire</i>
<i>jet</i>	bezogen auf Aktuatorgrößen
<i>konv</i>	konventionell
<i>korr</i>	korrigiert
<i>max</i>	maximal
<i>ref</i>	Referenz
<i>S</i>	Sensor
<i>s</i>	statisch
<i>t</i>	total (thermodyn. Totalgröße)
<i>th</i>	thermisch
<i>T</i>	Turbine
<i>V</i>	Verdichter
<i>zu</i>	zugeführt
1, 2, ...	Zustand 1, Zustand 2, ...
$\infty$	bezogen auf ungestörte Anströmung
<i>'</i>	Schwankungsgröße

---

### *Abkürzungen*

5LS	5-Loch-Sonde
-----	--------------

---

Akt1	Aktuatorkonfiguration 1
CAD	computer-aided design
CO <sub>2</sub>	Kohlenstoffdioxid
CDA	controlled diffusion airfoil
CTA	Konstant-Temperatur-Anemometrie engl. Constant Temperature Anemometry
DAQ	Data Acquisition
NI	National Instruments
Opti	optimierter Verdichterstator mit 42° Umlenkung
PDC	pulsierende Detonationsverbrennung engl. pulse detonation combustion
POC	proper orthogonal decomposition
RMS	Root Mean Square
SEC	stoßfreie, druckerhöhende Verbrennung engl. shockless explosion combustion
SH	Verdichterstator mit 60° Umlenkung
SJA	synthetic jet actuator
SL	Verdichterstator mit 42° Umlenkung
SR001	Strouhalzahl $St = 0,01$
SR0028	Strouhalzahl $St = 0,028$
SR004	Strouhalzahl $St = 0,04$
TL	Turboluftstrahltriebwerk
VIGV	verstellbare Vorleitschaufel engl. variable inlet guide vane

# 1

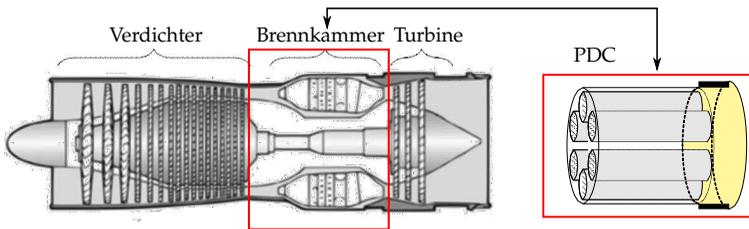
## MOTIVATION

---

In den letzten Jahrzehnten rückt der fossile Rohstoffverbrauch aufgrund steigender Energiekosten und der CO<sub>2</sub> - Emissionen immer mehr in den wirtschaftlichen und ökologischen Blickpunkt. Die europäischen und weltweiten Klimaschutzziele erfordern u. a. die Entwicklung von neuen Technologien oder die Verbesserung von vorhandenen Prozessen. Aus diesem Grund befasst sich die wissenschaftliche und industrielle Forschung im Bereich der Systeme für Personen- und Güterbeförderung und der Energieerzeugung mit der Reduzierung des Verbrauchs von Brennstoffen sowie der Verringerung von Lärmemissionen, möglichst bei gleichzeitig steigendem Wirkungsgrad.

Der Gasgenerator bestehend aus Verdichter, Brennkammer und Turbine spielt im mobilen und stationären Bereich eine wichtige Rolle. Dazu gehören z. B. die Luftfahrtantriebe, die Gasturbinen zur Energieerzeugung in Kraftwerken oder die Aero-Derivative im maritimen Bereich. Die Funktionsweise des Gasgenerators beginnt mit der Komprimierung von Luft in einem Verdichter, welche nachfolgend in eine Brennkammer geleitet wird. Dort wird unter Zufuhr von flüssigem oder gasförmigem Brennstoff kontinuierlich eine Gleichdruckverbrennung durchgeführt, wodurch chemische in thermische Energie umgewandelt wird. Anschließend werden diese Verbrennungsgase in einer Turbine expandiert. In dieser wird dabei ein Teil der kinetischen Energie des Fluids in mechanische Energie umgewandelt, um den Verdichter anzutreiben. Die überschüssige Energie wird in Abhängigkeit der Anwendung genutzt: entweder als mechanische Energie zum Antrieb eines Generators oder mittels Beschleunigung in einer Düse zur Schuberzeugung. Der thermische Wirkungsgrad

von modernen Gasturbinen beträgt in etwa 40%, da z. B. das Abgas der Turbine noch Restwärme enthält, die einzelnen Komponenten Wärmeenergie abführen und Entropie erzeugt wird. Eine alternative Verbrennungsmethode bei nahezu konstantem spezifischem Volumen stellt die sogenannte pulsierende, druckerhöhende Verbrennung (pulsed detonation combustion – PDC) dar. Diese Methode ermöglicht es, gleichzeitig zur Wärmezufuhr auch den Druck weiter zu erhöhen, was im späteren Verlauf des Prozesses Vorteile hinsichtlich der umsetzbaren Arbeit und des Wirkungsgrades bietet. In Abbildung 1.1 ist links schematisch der Gasgenerator eines Turboluftstrahltriebwerks (TL) dargestellt.



**Abbildung 1.1:** Querschnitt des Gasgenerators eines Turboluftstrahltriebwerks nach Bräunling [2015] (links) und symbolische Darstellung von PDC-Rohren nach Wolff [2019] (rechts)

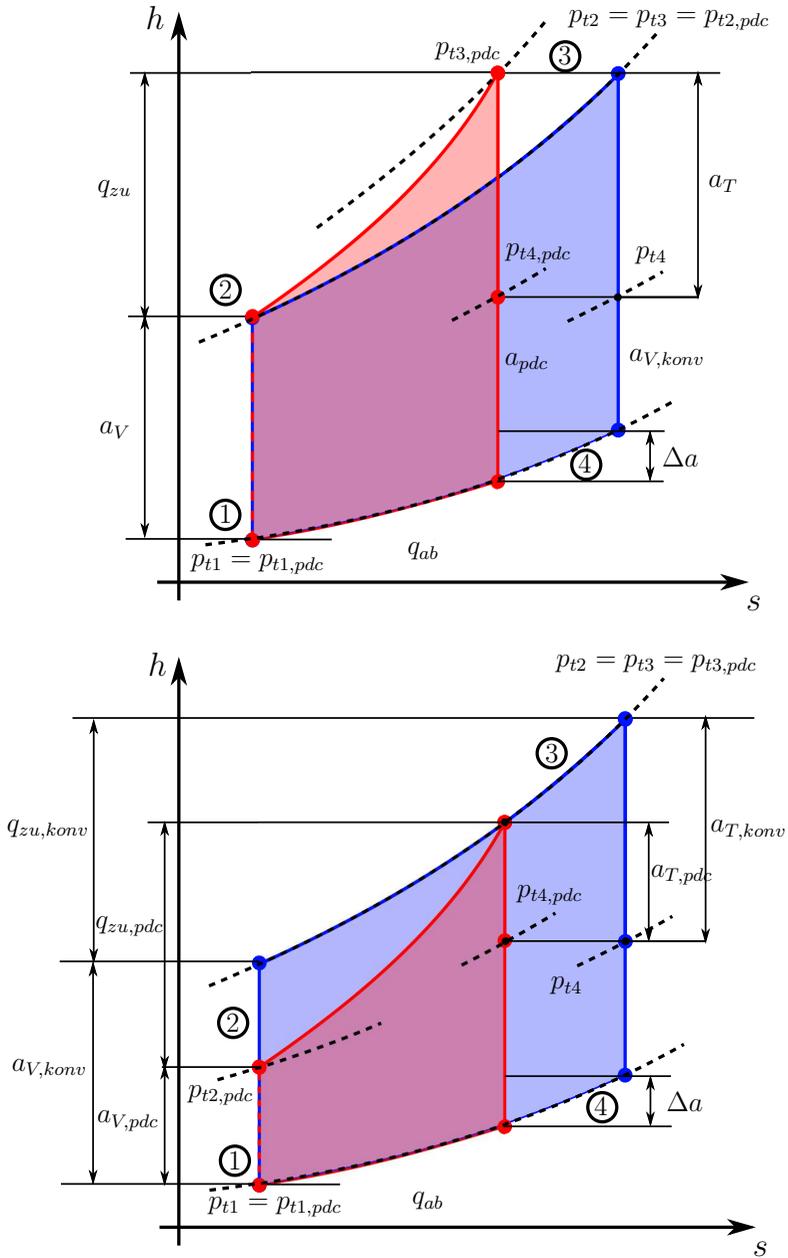
Die vielfach verwendete Gleichdruckverbrennung wird hier in einer Ringbrennkammer mit kontinuierlicher Durchströmung von Luft und Hinzugabe von Brennstoff realisiert. Das Prinzip der PDC basiert auf mehreren, über den Umfang angeordneten Detonationsrohren, welche in einem geregelten Ablauf wechselnd mit einem Brennstoff-Luft-Gemisch befüllt werden. Nach der Befüllung wird dieses Gemisch im geschlossenen Zustand des Rohres gezündet und dabei die thermische Energie des Fluids und dessen Druck durch die Detonation erhöht. Anschließend strömen die energiereichen Verbrennungsgase in ein vorgeschaltetes Plenum der Turbine. Dieser Prozess wiederholt sich für ein Detonationsrohr mehrmals pro Sekunde und ist mit allen anderen über den Umfang angeordneten Rohren in einem spezi-

fischen Detonationszyklus getaktet. In Abhängigkeit der Anzahl der Rohre können so durchaus mehrere hundert Detonationen pro Sekunde stattfinden. Die Frequenz der Wiederholung dieses Zyklus hat im weiteren Verlauf einen entscheidenden Einfluss in der Strömungsanalyse und kann über die Ähnlichkeitsgröße Strouhalzahl ( $Str$ ) dimensionslos auf die Strömungsmechanik übertragen werden.

$$Str = \frac{f \cdot l}{v} \quad (1.1)$$

Die Strouhalzahl in Gl. 1.1 wird dafür als Quotient der Detonationsfrequenz  $f$  eines Rohres mit der verwendeten charakteristischen Länge  $l$  (hier: Sehnenlänge einer Verdichterschaufel) zur absoluten Anströmgeschwindigkeit  $v$  gebildet. Das für die Instationarität charakteristische Verhältnis von Advektionszeit und Zeit wird durch die Strouhalzahl physikalisch abgebildet.

Beide physikalischen Prozesse können anhand von Abbildung 1.2 erläutert werden, in welcher der ideale Brayton- bzw. Joule-Prozess des konventionellen Gasgenerators (blau) und der ideale Humphrey-Prozess (rot - PDC) dargestellt werden. Beginnend mit dem Joule-Prozess im oberen h-s- Diagramm von Abbildung 1.2 erfolgt im Abschnitt 1-2 die Verdichtung des Fluids mit der dort zugeführten spezifischen Arbeit  $a_V$  vom Druckniveau der Isobaren  $p_{t1}$  zu  $p_{t2}$ . Anschließend erfolgt eine Gleichdruckverbrennung zwischen den Punkten 2 und 3, bei welcher die thermische Energie  $q_{zu}$  aus der chemischen Energie des Brennstoffes gewandelt wird. Die weitere Umwandlung der nun vorhandenen thermischen Energie in mechanische erfolgt durch Entspannung des Gases von Punkt 3 nach 4 in der Turbine. Dort wird die spezifische Arbeit  $a_T$  entnommen, welche im idealen Kreisprozess der spezifischen Verdichterarbeit  $a_V$  entspricht. Die daraufhin noch zur Verfügung stehende spezifische Nutzarbeit  $a_{konv}$  bis zur Ausgangsisobaren  $p_{t1}$  kann als Überschuss für weitere Leistungsaufnehmer verwendet werden.



**Abbildung 1.2:** Darstellung des idealen Brayton- und Humphrey Prozesses für konstante maximale Enthalpie ( $\max(h) = \text{konst}$ ) (oben) und konstanten maximalen Totaldruck ( $\max(p_t) = \text{konst}$ ) (unten)

Im Humphrey-Kreisprozess (rot) mit dem alternativen, druck erhöhenden Verbrennungskonzept ist nach der identischen Kompression des Fluids im Verdichter zu sehen, dass bei gleicher zugeführter Wärmeenergie  $q_{zu}$  die Kurve zwischen den Punkten 2 und 3 von  $p_{t2}$  auf ein höheres Totaldruckniveau  $p_{t3,pdc}$  ansteigt. Darüber hinaus endet die Verbrennung bei einem geringeren Entropiewert  $s$  als im konventionellen Brayton-Kreisprozess. Nach Abgabe der Leistung für den Verdichter ist die noch vorhandene spezifische Nutzarbeit  $a_{pdc}$  größer als  $a_{konv}$ . Die Differenz  $\Delta a$  entsteht maßgeblich durch die größere Isochorendivergenz und zeigt deutlich den Vorteil des Humphrey-Prozesses bei gleichem Brennstoffeinsatz.

Im unteren Teil von Abbildung 1.2 ist neben dem identischen Brayton-Prozess (vgl. oben) ein weiterer Ansatz des Humphrey-Prozesses mit Detonationsverbrennung aufgezeigt. Dieser beschreibt eine Erhöhung der Enthalpie zwischen den Punkten 2 und 3 bis auf das Druckniveau des Brayton-Prozesses, was im Vergleich einen geringeren Totaldruck am Austritt des Verdichters bedeutet. Demzufolge ist die spezifische Verdichterarbeit  $a_{V,pdc}$  signifikant geringer als  $a_{V,konv}$  und die gesamte Verdichtungskomponente der Turbomaschine kann kleiner gestaltet werden. Weiterhin ist die durch die Turbine zu verrichtende spezifische Arbeit  $a_{T,pdc}$  ebenso geringer und die nachfolgend zur Verfügung stehende Überschussleistung verglichen mit dem Brayton-Prozess mindestens identisch oder größer. Dieses Beispiel bildet die Grundlage dieser Arbeit, da demnach bei vergleichbarer Ausgangsleistung die maßgeblichen Turbomaschinenkomponenten in ihren Dimensionen reduziert werden können und die Lebensdauer aufgrund der geringeren Turbineneintrittstemperatur steigt. Der geringere benötigte Ausgangsdruck aus dem Verdichter führt zu einer kleineren, leichteren und kostengünstigeren Komponente, was sich positiv auf die Gesamtmaschine auswirkt. Im Hinblick auf den thermischen Wirkungsgrad für beide Kreisprozesse kann für den Joule-Prozess wie folgt geschrieben werden:

$$\eta_{th,konv} = \frac{\text{Nutzen}}{\text{Aufwand}} = \frac{q_{zu} - |q_{ab}|}{q_{zu}} = 1 - \frac{|q_{ab}|}{q_{zu}} \quad (1.2)$$

Die zu- und abgeführten spezifischen Wärmemengen können unter Zuhilfenahme der spezifischen Wärmekapazität  $C_p$  auch als Enthalpie  $h$  geschrieben werden:

$$q_{zu} = h_3 - h_2 = (C_p \cdot T_{t3}) - (C_p \cdot T_{t2}) \quad (1.3)$$

und

$$|q_{ab}| = h_4 - h_1 = (C_p \cdot T_{t4}) - (C_p \cdot T_{t1}). \quad (1.4)$$

Wird nun  $C_p$  vereinfacht als unveränderlich in den Prozessphasen angenommen, ergibt sich für den thermischen Wirkungsgrad:

$$\eta_{th,konv} = 1 - \frac{|q_{ab}|}{q_{zu}} = 1 - \frac{T_{t4} - T_{t1}}{T_{t3} - T_{t2}} \quad (1.5)$$

Die Isentropenbeziehung im idealisierten Prozess lässt sich unter Verwendung der Totaltemperatur  $T_t$ , des Totaldrucks  $p_t$  und dem Isentropenexponent  $\kappa$  schreiben mit:

$$\frac{T_{t1}}{T_{t2}} = \left( \frac{p_{t1}}{p_{t2}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (1.6)$$

und

$$\frac{T_{t4}}{T_{t3}} = \left( \frac{p_{t4}}{p_{t3}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (1.7)$$

Anhand des Kreisprozesses ist zu sehen, dass  $p_{t1} = p_{t4}$  und  $p_{t2} = p_{t3}$  gilt und somit ergibt sich:

$$\frac{T_{t1}}{T_{t2}} = \frac{T_{t4}}{T_{t3}} \quad (1.8)$$

Einsetzen und umstellen der Gleichung ergibt nun für den thermischen Wirkungsgrad die vereinfachte Darstellung:

$$\eta_{th,konv} = 1 - \frac{T_{t1}}{T_{t2}} \quad (1.9)$$

Es ist zu sehen, dass der thermische Wirkungsgrad vom Verhältnis der Totaltemperaturen, bzw. vom Druckverhältnis  $p_{t1}/p_{t2}$ ,

abhängig ist und durch die Verkleinerung der jeweiligen Differenz maximiert werden kann. Der thermische Wirkungsgrad des Humphrey-Prozesses wird in Bussing und Pappas [1994] ausführlich beschrieben und ergibt sich vereinfacht zu:

$$\eta_{th, pdc} = 1 - \kappa \cdot \frac{T_{t1}}{T_{t2}} \left[ \frac{\left( \frac{T_{t3, pdc}}{T_{t2, pdc}} \right)^{\frac{1}{\kappa}} - 1}{\frac{T_{t3, pdc}}{T_{t2, pdc}} - 1} \right] \quad (1.10)$$

Erkennbar ist, dass dieser nun nicht nur von den Totaltemperaturquotienten  $T_{t1}/T_{t2}$  der Verdichtung abhängt, sondern ebenfalls von dem Totaltemperaturverhältnis  $T_{t3, pdc}/T_{t2, pdc}$  der Detonationsverbrennung, welches hinsichtlich der Totaldruckerhöhung reziprok zum Verdichter eingeht. Ebenso findet sich der Isentropenexponent in Gl. 1.10 wieder, da dieser aufgrund der isochoren Zustandsänderung berücksichtigt werden muss. Bussing und Pappas [1994] zeigen dazu anhand von Wirkungsgradkurven, dass  $\eta_{th, pdc}$  des Humphrey-Prozesses oberhalb der Wirkungsgrade des Brayton-Prozesses liegen. Dies macht das enorme Potential der druckerhöhenden Verbrennung in Hinblick auf den Gasgenerator deutlich, was schlussendlich zu einem geringeren Verbrauch von Rohstoffen führen kann.

Die Änderung des Verbrennungskonzeptes stellt jedoch auch Anforderungen an alle umliegenden Komponenten, insbesondere den Verdichter und die Turbine, welche nicht mehr mit einer kontinuierlichen Austritts- bzw. Eintrittsbedingung betrieben werden. In dieser Arbeit wird der Fokus auf die Verdichterkomponente gelegt und dabei die Auswirkungen des Konzeptes der Detonationsverbrennung stromauf auf das letzte Verdichterstatorgitter analysiert. Im Gegensatz zur gängigen Gleichdruckverbrennung werden nun zyklisch Detonationsrohre befüllt, geschlossen, gezündet und entleert, was zu periodischen Änderungen im Gegendruck und in der Strömungsfläche stromab des Verdichters führt. Eine detaillierte Beschreibung des Zyklus beschreibt Gray [2017]. Das Fluid wird nicht mehr gleichmäßig über den Ringraum zur Verbrennung geleitet, sondern es entstehen

über den Umfang lokal wechselnde Androsselungs- und Entdrosselungseffekte auf die letzte Verdichterstatorreihe. Der lokale Aufstau der Strömung beginnt kurz vor der Detonationsverbrennung in einem Rohr und bleibt bis zu seiner nächsten Befüllung bestehen. Hingegen wird im Moment der Öffnung und Einströmung von weiterem Fluid eine lokale Entdrosselung hervorgerufen. Dieser Ablauf wiederholt sich im Ringraum mit der Zündfrequenz der Rohre und hat deutliche Auswirkungen auf die Charakteristik des Verdichters.

# 2

## STAND DER FORSCHUNG

---

In diesem Abschnitt sollen die grundlegenden Untersuchungen für die in dieser Arbeit durchgeführten Forschungen vorgestellt werden. Es folgt ein Überblick über die bereits durchgeführten Analysen der druckerhöhenden Verbrennung, der Sekundärströmungen in Verdichtergittern und verschiedener dort angewendeten Strömungsbeeinflussung. Abschließend wird das Forschungsziel dieser Arbeit formuliert und ein Arbeitsablauf aufgezeigt.

### 2.1 Druckerhöhende Verbrennung

---

Druckerhöhende Verbrennung wird seit einigen Jahrzehnten bereits intensiv in der Literatur erwähnt und als Alternative zur konventionellen Gleichdruckverbrennung untersucht. In einem ersten Konzept wird die Ausbreitung einer Detonationswelle im Überschall innerhalb eines abgeschlossenen Mediums u. a. in Eidelman [1992], Kailasanath [2003] und Caldwell [2007] erläutert. Dabei treten starke aerodynamische Stoßsysteme auf, welche wissenschaftlich verstanden, technisch kontrolliert und nutzbar gemacht werden müssen.

Ein weiteres Konzept der druckerhöhenden Verbrennung basiert auf einer angepassten Selbstzündung bei geregelter Brennstoff-Luft-Schichtung. Die Shockless Explosion Combustion (SEC) versucht, anhand des Mischungs- und Schichtungsverhältnisses im Verbrennungsraum keine aerodynamischen Druckstöße zu generieren und somit einen einfacher zu kontrollierenden Prozess zu

erzeugen (Almgren [1991], Bradley et al. [2002], Kapila et al. [2002]).

Beide Konzepte haben zur Folge, dass die aerodynamischen Strömungsbedingungen in mehreren Komponenten des Gasgenerators einen veränderlichen, instationären Charakter aufweisen. Wie bereits erwähnt, sind das die Bereiche am Verdichteraus- und dem Turbineneintritt, welche durch dynamische Strömungsphänomene beaufschlagt werden. Im Rahmen dieser Arbeit wird der Fokus der Untersuchungen auf das letzte Statorgitter des Verdichters gelegt.

## 2.2

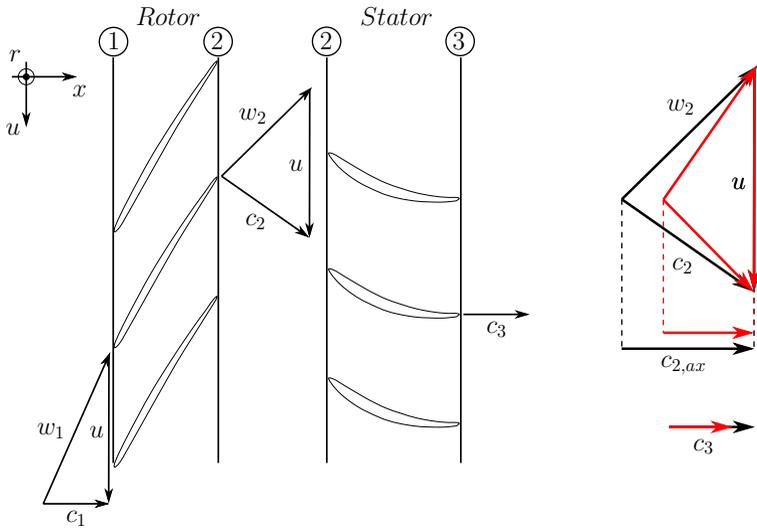
## Geschwindigkeitsdreiecke

Durch die stetige Druckerhöhung über die einzelnen Stufen wird der nachfolgenden Brennkammer die benötigte verdichtete Luft zugeführt. Dieser ansteigende Totaldruck im Verdichter wird als positiver Druckgradient definiert, gegen welchen das Fluid stets strömen muss. In der Form von Geschwindigkeitsdreiecken für eine Verdichterstufe kann der Einfluss der periodischen Androsselung auf die wechselnde aerodynamische Belastung anhand von Abbildung 2.1 veranschaulicht werden.

Die Dreiecke setzen sich aus einer Absolut-  $\vec{c}$ , einer Relativ-  $\vec{w}$  und der Umfangsgeschwindigkeit  $\vec{u}$  vektoriell zusammen:

$$\vec{c} = \vec{w} + \vec{u} \quad (2.1)$$

Der drehende Rotor erhält demnach am Ein- und Austritt ein vollständiges Dreieck, bei welchem idealerweise die Relativgeschwindigkeit entsprechend der Skelettlinie ausgerichtet ist, umgelenkt sowie verzögert wird. Der Stator lenkt die Absolutgeschwindigkeit in Richtung der Maschinenachse um, entzieht dem Fluid den Drall und verzögert diese ebenso. Der Betrag und die Richtung der Absolutgeschwindigkeit  $c_3$  entspricht



**Abbildung 2.1:** Geschwindigkeitsdreiecke für eine axiale Verdichterstufe

$\vec{c}_1$ . In diesem Fall wird von einer Repetierstufe gesprochen. Der Arbeitsumsatz erschließt sich über die Euler-Gleichung, in welcher die spezifische Arbeit  $a$  über die Umfangskomponenten von  $\vec{c}$  am Gitterein- und -austritt und der Umfangsgeschwindigkeit  $\vec{u}$  ausgedrückt wird:

$$a = u \cdot c_{u2} - u \cdot c_{u1} \quad (2.2)$$

Das gewählte Beispiel in Abbildung 2.1 besitzt in der Ebene 1 keine Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit  $\vec{c}_1$  (drallfreie Anströmung) und somit ergibt sich für die zugeführte spezifische Arbeit in dieser Verdichterstufe:

$$a = u \cdot c_{u2} \quad (2.3)$$

Es wird somit deutlich, dass der Druckaufbau von dem über den Rotor eingebrachten Drall abhängt, welcher über den Stator wieder reduziert wird. Erfahrungen bei der Auslegung von Stu-

fen für einen sicheren und stationären Betrieb haben zu Grenzwerten auf Basis von Geschwindigkeitsvektoren geführt, welche nicht über- bzw. unterschritten werden sollten. Namentlich sind das De Haller und die Belastungszahl, definiert in Tabelle 2.1.

$$\text{De Haller:} \quad w_2/w_1 \quad \geq 0,7 \text{ (Rotor)}$$

$$c_3/c_2 \quad \geq 0,7 \text{ (Stator)}$$

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

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

**Tabelle 2.1:** Grenzwerte für die Auslegung einer Verdichterstufe [Bräunling [2015]], [de Haller [1955]]

Die maximal zulässige Verzögerung zur Vermeidung von Strömungsablösung im Naben- und Gehäusebereich wird mit der De Haller Zahl beschrieben. Profilablösung auf der Verdichterschaukel kann durch zu hohe Umlenkung des Fluids auftreten, welche über die Belastungszahl mittels der Umfangskomponenten begrenzt werden kann.

In Abbildung 2.1, rechts ist anhand der roten Geschwindigkeitsvektoren eine mögliche Änderung der Richtung und des Betrags dargestellt, welche z. B. bei einer Androsselung der letzten Stufe des Verdichters durch die druckerhöhende Verbrennung auftreten könnte. Demnach ist die Profilanströmung auf den Verdichterstator vom Winkel her größer in Bezug auf die Profilschneide, was eine Brustinzidenz zur Folge hat. Dieser positive Anströmwinkel führt zu einer stärkeren Verzögerung im Rotor und somit zu einer Verringerung der De Haller Zahl. Ebenfalls kann dies über den Stator mit kleinerer axialer Abströmgeschwindigkeit auftreten, da der Massendurchsatz zum Zeitpunkt des gefüllten Detonationsrohres abnimmt. Es ist zudem anzunehmen, dass bei einer positiven Inzidenz keine drallfreie Abströmung erreicht werden kann, da die Profile außerhalb des Auslegungspunktes arbeiten und aufgrund höherer aerodynamischer Belastung zur Min-

derumlenkung und Verluststeigerung neigen. Aufbauend darauf fällt die Druckerhöhung geringer aus, da eine Umfangskomponente bei  $\vec{c}_3$  bestehen bleibt.

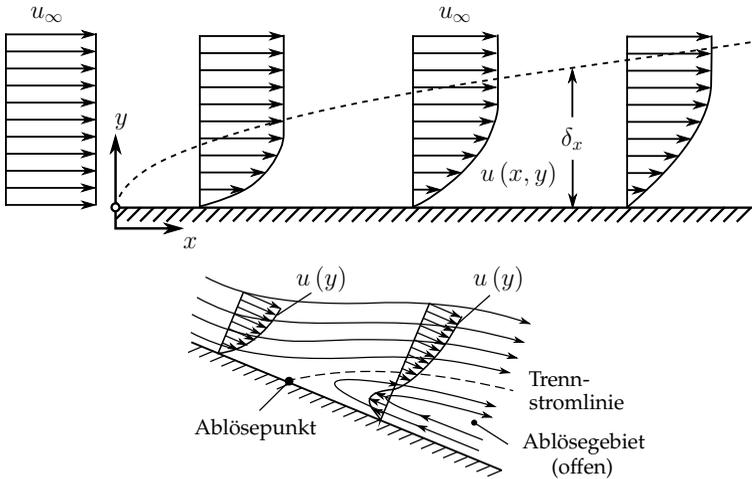
Tritt durch die zuvor genannten Effekte eine Ablösung in der Verdichterstufe auf, kann sich diese aufgrund der periodischen Arbeitsweise der PDC über den Umfang ausbreiten. Eine Folge dessen könnten umlaufende Ablösezellen (rotating stall) oder gar eine den Ringraum vollständig abdeckende Ablösezelle sein. Gerade bei letzterem kann es zu einer schlagartigen Rückströmung des Fluids kommen, bei der sich der höhere Druck stromab der letzten Verdichterstufe stromauf entlädt und extrem hohe, periodisch auftretende, strukturelle Belastungen verursacht. Dieses sogenannte Verdichterpumpen wiederholt sich bei bestehenbleibender Störung oder Androsselung zyklisch und kann bis zur Zerstörung der Maschine führen. Unabhängig davon erfüllt das Triebwerk bzw. die stationäre Gasturbine während dieses Vorgangs nicht mehr die Aufgabe der kontinuierlichen Schub- bzw. der mechanischen Leistungserzeugung.

## 2.3

## Grenzschicht und Sekundärströmung

Die Geschwindigkeitsdreiecke basieren auf grundlegenden physikalischen Gegebenheiten für die Umströmung von Körpern. Dabei hat die sogenannte Grenzschicht einen entscheidenden Einfluss, dargestellt in Abbildung 2.2 als Entwicklung von Geschwindigkeitsprofilen (oben). Diese Profile zeigen alle unmittelbar an der ebenen Platte die Geschwindigkeit  $u(x, 0) = 0$ , die sogenannte Stokes'sche Haftbedingung. Das Fluid nimmt die Geschwindigkeit des angrenzenden Körpers an, in diesem Fall die der stehenden Wand. Mit zunehmendem Abstand  $y$  zum Körper steigt  $u$  aufgrund der Viskosität des Fluids bis zur mittleren Strömungsgeschwindigkeit  $u_\infty$  an und bildet einen charakteristischen Geschwindigkeitsverlauf über der Höhe  $u(x, y)$  aus.

Die Dicke der Grenzschicht  $\delta(x)$  an einem bestimmten Ort ist

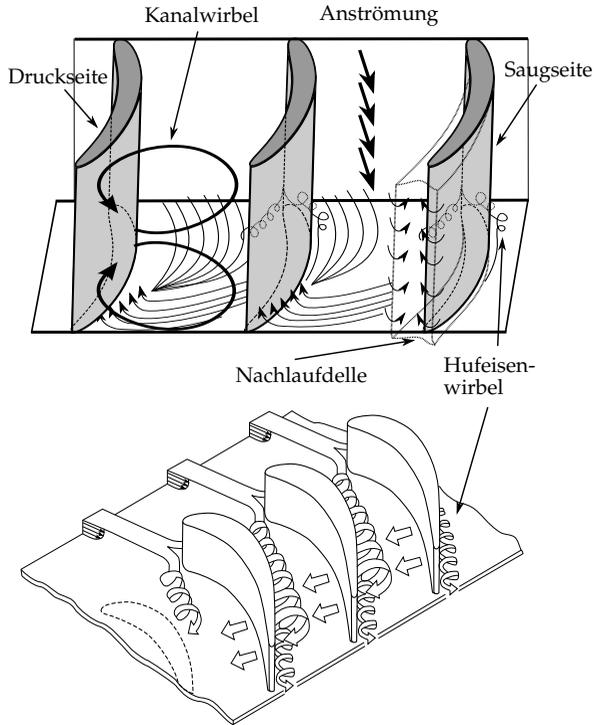


**Abbildung 2.2:** Grenzschichtentwicklung auf einer ebenen Platte (oben), vgl. D. Surek [2007] und Ablösung an einer gekrümmten Oberfläche (unten), vgl. Nitsche und Brunn [2005b]

definiert durch das Erreichen von 99% der Umgebungsgeschwindigkeit  $u_\infty$  über der Höhe, definiert mit  $\delta_{99}$ . Mit der Lauflänge ( $x$ ) über einen Körper steigt  $\delta(x)$  stetig an, solange es keinen explizit aufgeprägten Druckgradienten gibt. In Abbildung 2.2, unten ist die Grenzschichtentwicklung für einen positiven Druckgradienten in Strömungsrichtung dargestellt, was z. B. stromab der Saugspitze eines Verdichterprofils der Fall ist. Das Fluid in Wandnähe kann bei einem bestimmten aufgeprägten Druckgradienten die vorherige Strömungsrichtung nicht mehr beibehalten und bewegt sich entgegengesetzt. Dies führt zu einem Rückström- bzw. Ablösegebiet, welches durch einen Ablösepunkt und die Trennstromlinie definiert ist. Letztere beschreibt die Höhe über dem Körper, in welcher ebenfalls eine Strömungsgeschwindigkeit von Null auftritt.

Die viskosen Effekte bilden die Basis für eine Vielzahl von Sekundärströmungen in einer Schaufelpassage, welche in der Darstellung 2.3 schematisch gezeigt sind.

Im oberen Abschnitt von Abbildung 2.3 ist der Kanalwirbel



**Abbildung 2.3:** Schematische Darstellung der Sekundärströmungen in einer Schaufelpassage, vgl. Brück [2012] (oben) und Langston [1980] (unten)

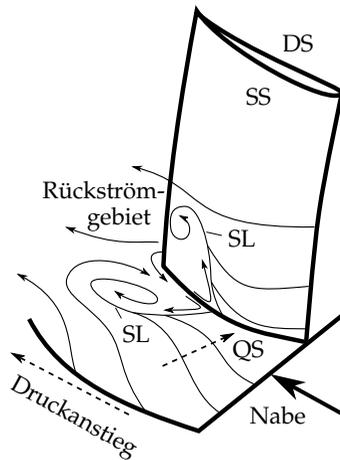
aufgezeigt, welcher maßgeblich in der Passage benachbarter Profile durch den Druckgradienten zwischen Druck- und Saugseite aufgeprägt wird. Dabei bildet sich ein gegenläufiges Wirbelpaar aus, welches in mittlerer Schaufelhöhe die Drehrichtung von der Saug- zur Druckseite aufweist. In diesem Bereich bilden die Fliehkraft und der Druckgradient von Druck- zu Saugseite nahezu ein Gleichgewicht, was jedoch in der Nähe von Nabe und Gehäuse nicht der Fall ist. Dort ist die Geschwindigkeit in der Grenzschicht geringer und die Fliehkraft kann den Druckgradienten zwischen den Profilen nicht ausgleichen, wonach sich das Fluid

dort von Druck- zur Saugseite bewegt. Dieser Massenfluss benötigt einen entgegengesetzten Ausgleichmechanismus, was wiederum die Drehrichtung in der mittleren Schaufelhöhe verursacht und somit den Kanalwirbel entstehen lässt.

In der gleichen Abbildung (rechtes Profil) ist ebenfalls die Nachlaufdelle zu sehen, welche aus der wachsenden Grenzschicht auf der Druck- und Saugseite hervorgeht. Die Grenzschichtdicke nimmt ab der Saugspitze bis zur Hinterkante stetig zu. Die Geschwindigkeitsprofile lassen stromab der Schaufel einen Bereich mit einem Geschwindigkeitsdefizit entstehen, der sich mit der Passagenströmung fortbewegt und langsam dissipiert. Unmittelbar stromab der Hinterkante entsteht ein kleines Rückströmgebiet, welches durch den Hinterkantenradius und die zuvor vorherrschenden Wandhaftbedingung hervorgeht. Folgt unmittelbar eine weitere Schaufelreihe, so kann es dort zu lokalen Fehlanströmungen kommen, die ggf. zu aeroelastischen und akustischen Phänomenen sowie aerodynamischen Stabilitätsproblemen führen können. Beispiele dafür sind u. a. Schwingungen oder Lärmerzeugung (Halstead et al. [1997], Pallot [2016], K. Milidonis [2018]). Die Dicke der Nachlaufdelle und deren Ausmischung hängt von verschiedenen Faktoren ab, wie z. B. der aerodynamischen Belastung des Profils stromauf oder den Zuströmbedingungen.

Im unteren Abschnitt von Abbildung 2.3 ist der Hufeisenwirbel dargestellt, welcher sich an der Vorderkante des Profils in Wandnähe ausbildet. Dafür verantwortlich ist der dortige Aufstau mit einem über der Höhe variierenden Totaldruck  $p_t(r)$ . Die Ursache dafür ist die Grenzschicht an Nabe und Gehäuse des dem Profil vorgelagerten Bereichs. Dadurch fällt an den Seitenwänden der Totaldruck durch die Dissipation im Staupunkt geringer aus. Dieses Totaldruckgefälle an der Vorderkante hin zu den Seitenwänden initiiert eine Querströmung zur Anströmung und zwei gegenläufige Wirbel bilden sich aus. Der saugseitige Hufeisenwirbel verläuft anliegend am Profil stromab durch die Passage, wohingegen der druckseitige Wirbel durch den Druckgradienten zur gegenüberliegenden Saugseite abgelenkt wird. Dort

interagiert er mit dem Kanalwirbel und verstärkt diesen durch den gleichgerichteten Drehsinn. Der saugseitige Ast kann sich durch die Beschleunigung über dem Profil auflösen oder existiert weiterhin als entgegengerichteter Wirbel unterhalb des druckseitigen Hufeisenwirbels im Nachlauf.

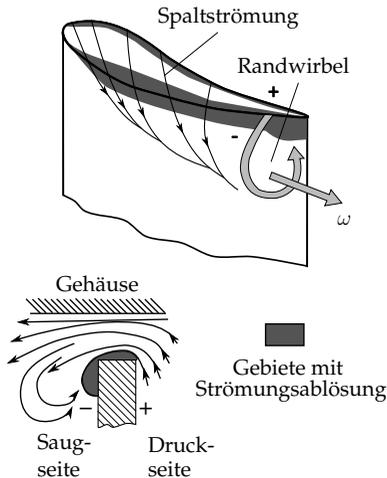


**Abbildung 2.4:** Eckenablösung, dargestellt anhand von Strom- und Streichlinien nach Lei et al. [2006], eigene Darstellung

Die Interaktion zwischen dem Hufeisen- und Kanalwirbel kann zu einer sogenannten Eckenablösung führen. Tritt diese jedoch nicht auf, wird von einem Eckenwirbel gesprochen. Gbadebo et al. [2005] zeigen anschaulich, wie die am Profil in Wandnähe entstandene Wirbelstruktur sich mit der Lauflänge vergrößert und zunehmend Raum zwischen den Schaufeln einnimmt. Das führt zu einer Verblockung für die Passage im Bereich der Saugseite. Diese wiederum lenkt das Fluid in Richtung Druckseite und mindert die Umlenkung des Schaufelgitters. Im Gebiet der Ablösung verursachen die Mischungsvorgänge starke Totaldruckverluste. Gleichzeitig beschleunigt die Strömung aufgrund des kleineren effektiven Strömungsquerschnitts und wirkt der Diffusorwirkung eines Statorgitters entgegen. Wird die aerodynamische Belastung einer Schaufelreihe zu groß, entsteht aus der

Wirbelstruktur eine Eckenablösung, welche ein deutlich größeres Gebiet innerhalb der Schaufelpassage beeinflusst. Beispielhaft ist diese Ablösung anhand von kritischen Punkten und Strom- bzw. Streichlinien in Abbildung 2.4 dargestellt.

M. Tobak [1982] und Gbadebo et al. [2005] beschreiben die 3D-Strömung anhand dieser Methodik und geben ebenfalls Hinweise auf die Anzahl von kritischen Punkten (Sattelpunkt, Fokuspunkt) für bestimmte Ablösekonfigurationen. Separationslinien (SL) zeigen in Abbildung 2.4 an den Wänden und am Profil die Begrenzung der Eckenablösung und das daraus resultierende Rückströmgebiet sowie die schnelle Volumenausbreitung der Sekundärströmung in der Passage. Die durch den Kanalwirbel induzierte Querströmung ist durch die Krümmung der Stromlinien ebenso deutlich zu erkennen. Die Auswirkungen dieses Ablösegebiets sind auf der Schaufel und im Nachlauf nachweisbar und werden in dieser Arbeit als Anhaltspunkt für die Strömungscharakteristik des Schaufelgitters diskutiert.



**Abbildung 2.5:** Schematische Darstellung der Spaltströmung nach Lakshminarayana [1995], (eigene Darstellung)

Befindet sich in einem Schaufelgitter ein einseitiger Spalt zwi-

schen Profil und Gehäuse bzw. Nabe, bildet sich dort ein Spaltwirbel, dargestellt in Abbildung 2.5. Der Druckgradient über der Schaufelspitze induziert dabei eine Strömung, wodurch das Fluid von der Druck- zur Saugseite gelangt. Auf der Saugseite entsteht durch die Spaltströmung ein Randwirbel, dessen Anfangsposition von der aerodynamischen Belastung der Schaufel und somit von der Stärke des Druckgradienten in Hauptströmungsrichtung abhängt. Eine zusätzliche Beeinflussung existiert, wenn eine Relativbewegung zwischen Schaufelspitze und Seitenwand vorhanden ist. Dies tritt beim Rotor zum stehenden Gehäuse und bei Stator zur rotierenden Nabe auf. Untersuchungen an einem annularen Verdichterstator mit Spaltströmung zur Analyse einer Rotierenden Instabilität wurden beispielsweise von Eck et al. [2015] durchgeführt. Weitere Analysen beschreiben Konrath et al. [2020] zur Spaltströmung an einem Tandem-Stator in einer 2D-Kaskade. An den in dieser Arbeit untersuchten Schaufelgittern treten allerdings keine Spalte an Nabe und Gehäuse auf. Die Untersuchungen zum Spaltwirbel werden deshalb außer Acht gelassen, wenngleich sie für die spätere, praktische Anwendung Berücksichtigung finden müssen.

Die vorgestellten Sekundärströmungen können alle unter stationären Randbedingungen in einem Schaufelgitter auftreten und verursachen Einbußen im Wirkungsgrad in Form von Totaldruckverlusten und vermindertem statischem Druckaufbau. Bei der Verwendung eines hochbelasteten Verdichtergitters muss demnach abgewogen werden, ob eine Erhöhung des Austrittsdrucks den steigenden Verlusten überwiegt. Eine Vielzahl von Untersuchungen wurde mit den unterschiedlichsten Ansätzen von hochbelasteten Verdichterprofilen in einem Schaufelgitter durchgeführt. Dabei verwenden Nerger et al. [2011], Zander et al. [2011], Hecklau [2012] und Tiedemann et al. [2017] Profile mit  $60^\circ$  Umlenkung in 2D-Linearkaskaden, in welchen sich erhebliche symmetrische Sekundärströmungen auf dem Profil ausbilden. Neben den ebenen Verdichterkaskaden existieren ebenfalls experimentelle Untersuchungen in einem annularen Ringgitter mit aerodynamisch hochbelasteten

Verdichterschaukeln ([Beselt et al. [2013], Beselt et al. [2014a], Beselt et al. [2014b], Eck et al. [2015]). Die dort auftretenden Ablösephänomene sind stark dreidimensional, da z. B. die Teilung über der Höhe der prismatischen Schaukeln durch den Ringraum abnimmt oder eine zusätzliche Interaktion mit der Spaltströmung vorherrscht. Das unsymmetrische Auftreten der Eckenablösung lenkt die Strömung von der Nabe zum Gehäuse und mindert dort die Ausdehnung des Eckenwirbels.

Die durch die pulsierende Verbrennung generierte Instationarität erzeugt eine periodisch auftretende, lokale Androsselung stromab des Gitters, was eine weitere kurzzeitige Erhöhung der Schaukelbelastung zur Folge hat. Numerische Untersuchungen von Bicalho et al. [2019] eines Hochdruckverdichters (NASA EEE, Holloway et al. [1982]) mit aufgeprägten Randbedingungen durch eine druckerhöhende Verbrennung stromab, geben einen Ausblick über die zusätzlichen Belastungen im aerodynamischen und aeroelastischen Bereich. Der Fokus lag dabei auf der letzten Stufe, welche mit einer Amplitude von 10% des Austrittsdrucks periodisch beaufschlagt wurde. Es zeigt sich, dass die Verluste der Stufe um bis zu 80% steigen und mit steigender Störfrequenz im Stator zunehmen – im Rotor beobachtet Bicalho et al. [2019] eine gegensätzliche Entwicklung. Mit Hilfe der proper orthogonal decomposition (POD) konnten die verlusterhöhenden Phänomene deutlich hervorgehoben werden, wie unter anderen die vergrößerte Ablösung auf den Profilen selbst.

## 2.4

## Strömungsbeeinflussung

---

Die hochbelasteten Profile befinden sich jedoch schon ohne Störung nahe der Stabilitätsgrenze, dementsprechend muss eine weitere Erhöhung der Verluste oder eine komplette Strömungsablösung verhindert werden. Zu diesem Zweck können passive oder

aktive Beeinflussungsmethoden herangezogen werden, welche die Strömungscharakteristik auf dem Profil und in der Passage verbessern, um die periodisch auftretende, zusätzliche Belastung durch die Androsselung auszugleichen.

Die passiven Beeinflussungsmöglichkeiten werden in dieser Arbeit dadurch definiert, dass lediglich Geometrieänderungen an den Profilen bzw. an den Seitenwänden vorgenommen werden und keine zusätzliche Energie in Form von Masse- oder Impulseintrag aufgewendet wird. Im Gegensatz dazu wird bei den aktiven Methoden zusätzliche Energie für den Betrieb der Beeinflussung benötigt, welche in Form von Elektrizität oder Druckluft bereitgestellt werden muss.

Einen weitreichenden Überblick über Formen der aktiven und passiven Strömungsbeeinflussung auf Tragflügelprofilen und in Turbomaschinengittern geben u. a. Lord et al. [2000] und Gad-el Hak [2007] sowie Nerger [2009]. In der Analyse der Anwendung wird deutlich, dass Aktuationsmethoden sowohl in beiden als auch in nur einer Kategorie sinnvoll zur Anwendung kommen kann. Beispielhaft dafür ist die Analogie zwischen der Auftriebs-erhöhung durch Flaps am Tragflügel und dem Einsatz von Tandembeschaufelung im Verdichtergitter. Beide Konfigurationen führen auf dem nachgestellten Profil zu einer neuen, impulsreichen Grenzschicht, die durch die Schlitzströmung verursacht wird. Dies ermöglicht eine gegenüber dem Einzelprofil gesteigerte Umlenkung, statischen Druckaufbau und kleineren Verlusten [Heinrich et al. [2015], Konrath et al. [2020]]. Neben der Anpassung der Lauflänge auf der Saugseite eines Profils zur Minimierung des Druckgradienten in Richtung Hinterkante besteht ebenso die Möglichkeit zur Anpassung der gesamten Profilgeometrie bzw. Ausrichtung im Gitter. Gängige Verfahren sind die Verwendung von zur Hauptströmungsrichtung angestellten Schaufeln (lean, sweep) und entlang der Höhe gekrümmten Profile (bow). Eine Kombination aus allen drei Optionen und der Analyse der auftretenden Sekundärströmungen führt zu einem vollständig dreidimensional iterierten Profildesign.

Eine weitere Methode ist die freie numerische Optimierung der Schaufelprofilform anhand von Zielgrößen z. B. der Verlustbeiwert im Nachlauf oder die Senkung der Minderumlenkung. Algorithmen für eine diskrete adjungierte Methode stellen Giles und Pierce [2000] und Giles et al. [2003] vor und beschreiben die iterative Lösung u. a. für Turbomaschinenbeschaufelungen. Auf Grundlage der Minimierung der Entropie in der Schaufelpassage optimiert Papadimitriou und Giannakoglou [2006] ein Statorprofil mit der adjungierten Methode und zeigt neben den angepassten  $c_p$ -Verläufen auch, dass die Rechenleistung und Iterationsschritte zu vorherigen Methoden deutlich reduzieren werden können. Eine im weiteren Verlauf dieser Arbeit verwendete optimierte Statorgeometrie entwickelten Mihalyovics et al. [2018] auf Basis der numerischen Anpassung der Oberflächen eines  $42^\circ$  umlenkenden Stators. Die Grundlage der verwendeten Methode wird bereits in Vasilopoulos et al. [2017] gezeigt. Dabei wird zum einen eine automatisierte gradientenfreie Methode und auf Gradienten basierende (adjungierte) Methode verwendet, wobei letztere auch mit der Oberflächengeometrie des Profils gekoppelt ist. Es zeigt sich, dass die adjungierte Methode die besseren Ergebnisse liefert und durch Anwendung auf ein Schaufelprofil neben dem Verlustbeiwert auch die Minderumlenkung deutlich senkt.

Weitere passive Konzepte sind Wirbelgeneratoren auf dem Schaufelprofil oder der Seitenwand stromauf der Vorderkante sowie Gurney-Flaps an der Hinterkante [Richter und Rosemann [2001]]. Letztere können alternativ auch aktiv ausgelegt werden [Matalanis und Eaton [2007]]. Basierend auf der Analyse der Querstromkomponente und dem Startpunkt der Eckenablösung auf der Saugseite platzierten Hergt et al. [2008] solche Wirbelgeneratoren auf der Seitenwand kurz vor dem Eintrittsquerschnitt in die Passage. Die somit erzeugten Wirbelsysteme mit Drehsinn entgegen des Kanalwirbels interagieren mit der Seitenwandgrenzschicht und verschieben die Regionen maximaler Verluste von den Profilen weg, hin zur Seitenwand. Der gemit-

telte Verlust ist im Nachlauf geringer und die Umlenkung höher. Ebenfalls positive Effekte konnten mit dem Einsatz von Wirbelgeneratoren auf der Saugseite in Hergt et al. [2006] erzielt werden. Weiterhin beschreibt Nerger [2009] neben Splitterblades zur Verbesserung der Strömungsführung im Gitter auch Durchlassprofile, welche den Druckgradienten von Druck- zu Saugseite nutzen. Dadurch wird die wandnahe Grenzschicht erneut energetisiert und der Ablösepunkt des Fluids weiter stromab zur Hinterkante verschoben.

Die Modifikation der Seitenwände und Schaufeloberflächen kann ebenso mit Dimples, Riblets oder per Seitenwandkonturierung erfolgen. Alle Ansätze unterbinden oder verzögern die Entstehung von Sekundärströmungen, indem energiearme Grenzschichten durchmischt werden und positiven Druckgradienten länger standhalten können. Nachteil ist der durch die Mischung unumgängliche Totaldruckverlust.

Die aktiven Konzepte der Strömungsbeeinflussung lassen sich hauptsächlich in zwei Bereiche aufteilen. Zum einen sind es die Aktuatoren oder Bauteile, welche lediglich elektrische oder pneumatische Energie einsetzen, um eine Beeinflussung des Fluids vorzunehmen. In diesem Fall spricht man auch von massenstromneutralen Anwendungen, da der Hauptmassenstrom konstant bleibt. Zum anderem die Konzepte, welche extern vorverdichtete Luft als Einblasung einsetzen oder mittels Absaugung wandnahes Fluid aus dem Hauptmassenstrom entfernen. Eine Anwendung mit der Kombination aus beiden Teilbereichen beschreiben Car et al. [2004], indem sie auf Höhe der Saugspitze Luft auf der Saugseite ausblasen, welche zuvor im hinteren Bereich des Profils abgesaugt wird. Sie können mit dieser massenstromneutralen Methode zeigen, dass der Bereich der anliegenden Strömung deutlich gesteigert wird und die Nachlaufdellen minimiert.

Zu den massenstromneutralen Konzepten zählen unter anderem Plasmaaktuatoren mit Hochspannung auf umströmten Flächen, welche sowohl in Turbomaschinen als auch auf Tragflügeln

untersucht wurden. In dieser Arbeit wird nicht näher auf diese Vorgehensweise eingegangen. Ausführliche numerische Untersuchungen finden sich dazu u. a. in Bicalho et al. [2018] und Motta et al. [2018].

Greenblatt und Wygnanski [2000] stellen eine ausgiebige Zusammenfassung für die aktive Beeinflussung auf freien Profilen bereit, in welcher neben Luft auch Wasser als Fluid beschrieben wird. Die Konzepte umfassen die Absaugung und Ausblasung mittels Ventilen oder akustische Maßnahmen (z. B. Lautsprecher). Er gibt zudem Hinweise auf das Verhältnis von Strahlgeschwindigkeit  $u_{jet}$  der Aktuation zur Umgebungsgeschwindigkeit  $u_\infty$  und definiert einen Impulscoeffizienten  $c_\mu$  für die Vergleichbarkeit der zugeführten Beeinflussungsenergie. Eine Abwandlung des Impulsbeiwerts für den Einsatz in einem Verdichterstatorgitter mit stationärer Ausblasung definierten ebenso Hecklau et al. [2010] auf Basis von Thomas [1962] mit:

$$c_\mu = \frac{\dot{m}_{jet} \cdot u_{jet}}{q_1 \cdot A_1} \quad (2.4)$$

Die zugeführte Aktuationsenergie wird über das Produkt der Strahlgeschwindigkeit  $u_{jet}$  mit dem zugehörigen Massenstrom  $\dot{m}_{jet}$  gebildet. Der Nenner beschreibt den Impuls der Hauptströmung, welcher sich durch den dynamischen Druck  $q_1$  multipliziert mit der Eintrittsfläche  $A_1$  zusammensetzt. Hecklau [2012] zeigt, dass  $c_\mu$  ebenfalls für gepulste Aktuation verwendet werden kann, indem die effektive Strahlgeschwindigkeit  $u_{jet,RMS}$  benutzt wird. Darin wird auch der Einfluss der aktiven Strömungsbeeinflussung auf hochumlenkende Verdichterstatorschaufeln in einer Niedergeschwindigkeits - Linearkaskade mit  $Ma = 0,1$  betrachtet. Dazu wird aus wandbündigen Schlitzaktuatoren auf der Schaufelsaugseite und der Seitenwand gepulst ausgeblasen und anhand von Variationen im Winkel, Frequenz und Amplitude der Wirkmechanismus und Einfluss auf die Passagenströmung bestimmt. Die Kombination dieser Konzepte führt zu einer Verschiebung des Passagenwirbels und Verringerung der Eckenablösung, was eine Steigerung der statischen

Druckerhöhung bei geringerem Totaldruckverlust ermöglicht.

Der gleiche Versuchsstand wurde von Zander et al. [2011] sowie Zander und Nitsche [2013] für eine aktive Beeinflussung mittels synthetic jet actuator (SJA) genutzt. Dreißig Kavitäten mit Piezomembranen in der Seitenwand und auf der Schaufel dienen als massenstromneutrale Aktuatoren, welche das Fluid mit bis zu 240 Hz oszillieren lassen und so die Energie in die wandnahen Grenzschichten einbringen. Änderungen im Zuströmwinkel zeigten, dass die Effektivität am größten ist, wenn die SJAs unmittelbar vor der Ablösung positioniert und flache Austrittswinkel mit einem Verhältnis von  $u_{jet}/u_\infty = 1$  gewählt werden. Die Nachlaufmessungen zeigen demnach eine Verlustreduktion um fast 10%.

Tiedemann [2015] untersuchte die Profile und Randbedingungen der zuvor genannten Niedergeschwindigkeits-Kaskade unter kompressiblen Anströmgeschwindigkeiten bis  $Ma_\infty = 0,75$ . Der Einsatz der aktiven Strömungsbeeinflussung wird mittels elliptischem Ausblasquerschnitt aus beiden Seitenwänden im Winkel von  $15^\circ$  mit einer Position bei 10% der Sehnenlänge durchgeführt. Die Vermessung erfolgt stationär, gepulst sowie unter Einsatz einer Regelung. Untersuchungen bei negativen Inzidenzen zeigen, dass der Einfluss der Aktuierung gering ist und die generierten zusätzlichen Verluste zu keinem Mehrwert führen. Bei positiven Inzidenzen kann der Verlustbeiwert im Falle von sowohl stationärer, als auch gepulster Beeinflussung, gesenkt werden.

Der Einsatz von Strömungskontrolle bietet nicht nur Chancen bei gleichbleibenden Randbedingungen von Verdichtergittern, sondern ebenso in einem periodisch veränderlichen Zustand. Die druckerhöhende Verbrennung generiert eine periodische Verblockung stromab der Statorbeschaufelung, welche sich auf die Strömungscharakteristik stromauf auswirkt. Staats et al. [2015] beschreiben in einer 2D-Kaskade mit Verblockungsmechanismus die Änderung der Schaufelumströmung über die generierte Drosselperiode und zeigen deutliche zeitliche Änderungen im  $c_p$ -Verlauf, dem statischen Druckaufbau und dem

Verlustbeiwert. Das hochbelastete Profil reagiert sensibel auf die Änderungen im Druckgradienten und zeigt im Moment der maximalen Verblockung höhere Saugspitzen und weniger Druckrückgewinnung für alle möglichen Frequenzen der Störung. Die vorhandene laminare Ablöseblase wächst in ihrer Ausdehnung an und die Eckenablösungen vergrößern sich in radialer Richtung. Ebenso sind die Auswirkungen noch am Eintritt in das Gitter anhand von  $\pm 2\%$  dynamischen Drucks ersichtlich, welche jedoch unmittelbar vor der Vorderkante bestimmt wurden. Je höher die Drosselfrequenz ist, desto geringer fällt die Abweichung zum unbeeinflussten Strömungszustand aus. Neben diesen Untersuchungen beschreiben Staats und Nitsche [2015] auch die Anwendung von aktiver Strömungskontrolle unter solchen Randbedingungen mit Verblockungsmechanismus und zeigen, dass der statische Druckrückgewinn trotz Verblockung gesteigert werden kann. Dazu werden neben Schlitzaktuatoren in den Seitenwänden und auf der Saugseite des Profils auch Fluidiks eingesetzt, welche eine höhere Pulsfrequenz ohne Einsatz von mechanischen Komponenten erreichen können. Staats und Nitsche [2015] zeigen anhand von Nachlaufmessungen, dass auch der Verlustbeiwert zeitlich gemittelt über eine Verblockungsperiode gesenkt werden kann.

## 2.5

## Schlussfolgerung und Zielsetzung

Ein Großteil der Forschungsvorhanden zu instationären Randbedingungen an Verdichtergittern wurden an linearen 2D-Kaskaden durchgeführt. Es ist für die weitere Forschung in Bezug auf die Integration der Detonationsverbrennung in einen Gasgenerator notwendig, die damit einhergehenden Effekte in einem möglichst realitätsnahen Verdichterstatorgitter zu untersuchen. Die umfassenden Vorarbeiten im Bereich der Sekundärströmungen auf hochbelasteten Verdichterprofilen im annularen Versuchsaufbau beinhalten keine periodische Verblockung stromab des Gitters.

Eine Aussage über die Änderung der ohnehin schon asymmetrischen Wirbel- und Ablösestrukturen auf der Saugseite ist von essentieller Bedeutung für die Bewertung des Einflusses der Detonationsverbrennung. Anhand dieser Analysen kann die Belastung auf die letzte Statorreihe und weiter stromauf im Verdichter erfasst werden. Weiterhin ist ein Übertrag einer hochumlenkenden Verdichterschaukel aus einer linearen Kaskade in ein Ringgitter unter diesen Randbedingungen bisher nicht untersucht und auf seine Tauglichkeit hinsichtlich Strömungsstabilität und aerodynamischer Robustheit geprüft worden. Anhand von aktiven und passiven Beeinflussungsmethoden müssen im annularen Prüfstand die Möglichkeiten analysiert werden, die periodischen Randbedingungen bestmöglich zu kompensieren. Die Erhöhung des statischen Druckaufbaus und die Minimierung der Verluste bleiben dabei im Fokus und es wird versucht, eine Verbesserung der jeweiligen Größe zu erzielen. Als Grundlage für den Ansatz und dem Vergleich dienen die Statorprofile von Zander und Nitsche [2013] bzw. Staats und Nitsche [2015] sowie die aktive Beeinflussung durch Druckluftausblasung mit dem Seitenwandaktuator-Design von Hecklau et al. [2010]. Hinsichtlich der passiven Beeinflussung wird zusätzlich ein in der Geometrie optimiertes Stator-Design entworfen und untersucht.

Anhand der nachfolgenden Auflistung sind die aufeinander aufbauenden Forschungsschritte und -ziele erläutert:

- Für die experimentellen Untersuchungen wird ein Windkanal mit einem annularen Verdichterstatorgitter konstruiert und gebaut. Die zu verwendenden Profilgeometrien werden bereits in einer 2D-Kaskade Zander und Nitsche [2013] eingesetzt und für den Einsatz im Ringgitter um den Faktor 0,5 verkleinert. Die Übernahme der Statorgeometrien in die realitätsnähere 3D-Umgebung erfolgt unter Beibehaltung der Reynoldszahl  $Re$  zur Vergleichbarkeit der Ergebnisse mit:

$$Re = \frac{\rho \cdot u \cdot l}{\mu} = 600000 \quad (2.5)$$

Mit diesem neuen Versuchsstand soll die Grundlage für die weiterführenden Untersuchungen eines hochbelasteten Ringgitters geschaffen werden.

- Vergleich der Strömungscharakteristik zwischen dem annularem Ringgitter und der 2D-Kaskade zur Überprüfung der Übertragbarkeit mit dem Ziel, die Gemeinsamkeiten und Unterschiede im stationären Betrieb zu erfassen.
- Untersuchung der Auswirkung der implementierten periodischen Störung auf das Statorgitter. Die auftretenden Änderungen in der Strömungscharakteristik sollen in Ablauf und Form analysiert werden.
- Entwicklung, Vermessung und Einsatz von aktiven Ansätzen zur Strömungsbeeinflussung sowie Analyse der Auswirkung auf das Strömungsfeld unter Berücksichtigung des energetischen Aufwandes zur Effizienzbetrachtung.
- Untersuchung der Auswirkungen der Störung für ein alternatives Statorprofil mit und ohne aktiver Strömungsbeeinflussung. Die Unterschiede und Gemeinsamkeiten in der Strömungscharakteristik zwischen den beiden Statorgittern werden analysiert und anhand der Randbedingungen bewertet.
- Entwicklung und Vermessung von passiver Strömungskontrolle auf Basis von Profilloptimierung. Anwendung der aktiven Beeinflussung und Analyse der Auswirkung der Störung. Als Vergleich zu den zuvor untersuchten Statorgittern ist es das Ziel, die passive Strömungskontrolle in ihrer Effektivität zu bewerten.

# 3

## EXPERIMENTELLE METHODEN DER STRÖMUNGSMECHANIK

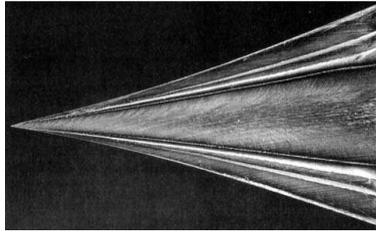
---

Die Analyse der Strömungscharakteristik in Verdichtergittern erfordert Messtechnik, mit Hilfe dessen die gewünschten Größen erfasst und analysiert werden können. In der vorliegenden Arbeit wird auf drei verschiedene Systeme zurückgegriffen, welche im weiteren Verlauf detailliert erläutert werden.

### **3.1** Ölanstrichverfahren

---

Strömungsvisualisierung auf Oberflächen (z. B. der Profilsaugseite) in einer Messstrecke werden mit Ölfarben durchgeführt. Diese Farbe besteht aus einem Gemisch von Farbpulver, Paraffinöl (Leinöl) und Petroleum. Das sich daraus ergebende Bild zeichnet die sogenannten Streichlinien auf der Oberfläche ab, welche auch als Integralkurven des Richtungsfelds der Wandschubspannung bezeichnet werden [Hornung [1985]]. Eine gute Qualität des Abbildes hängt maßgeblich von der Trocknung ab. Diese darf nicht zu schnell geschehen, da die stationären Streichlinien sich mit den Farbpartikeln langsam ausbilden und schlussendlich der finale Zustand wie ein Foto konserviert ist. Diese Oberfläche wird als Ganzes aus dem Messbereich entnommen und digital für die Auswertung fotografiert. Das Verfahren wird häufig für Studien



**Abbildung 3.1:** Ölanstrichvisualisierung eines Deltaflügels, vgl. Nitsche und Brunn [2005a]

des stationären Strömungsfeldes verwendet, da es ein zuverlässiges und adäquates Werkzeug zur Visualisierung ist.

Das Mischungsverhältnis der Ölfarbe muss der Strömungsgeschwindigkeit am zu untersuchenden Körper angepasst werden. Das Ölanstrichverfahren liefert ohne zusätzliche Messtechnik ein Abbild der Wandschubspannungsverteilung  $\tau$  auf dieser Oberfläche und nutzt dabei die Proportionalität von  $\tau$  zum Geschwindigkeitsgradienten in Wandnähe. An den Stellen mit großer Wandschubspannung wird viel Farbe bis zur Trocknung des Öls abgetragen, wohingegen sich in Bereichen von kleinen  $\tau$  die Farbe sammelt und haftet. Anhand der Verläufe können nun nicht nur die Richtung der Strömung, sondern auch Anliege- und Ablöselinien bestimmt werden, welche einen Rückschluss auf die Dreidimensionalität oberhalb der Oberfläche zulassen [Tobak und Peake [1982]]. Eine automatisierte Auswertemethode auf Basis der Analyse der Pixel stellen Eck et al. [2021] vor. In Abbildung 3.1 ist beispielhaft eine Strömungsvisualisierung mit Ölfarbe an einem Deltaflügel gezeigt.

Im Rahmen dieser Arbeit wird das Ölanstrichverfahren hauptsächlich einfarbig auf der Saugseite der Verdichterbeschaufelung durchgeführt. Auf zweifarbige Anstriche wird dementsprechend in der Auswertung zusätzlich hingewiesen. Bei der Verwendung von mehreren Farben (z. B. auf Saug-, Druckseite und Nabe) können zusätzlich die Übergänge zwischen den betrachteten Flächen analysiert werden, jedoch steigt durch das Auftragen der unter-

schiedlichen Öle die Komplexität in der Anwendung. Insbesondere bei inkompressiblen und somit langsamen Strömungsgeschwindigkeiten muss das Gemisch für eine gute Trocknung flüchtig sein, was bei der Auftragung auf die Flächen vor dem Versuch zeitkritisch ist. Es kann dabei zu einer Differenz in der Trocknungszeit der unterschiedlichen Farben während der Versuche kommen, was zur Gewinnung verlässlicher Aussagen vermieden werden muss.

## 3.2 Hitzdrahtanemometrie

Ein Messverfahren zur Bestimmung von Strömungsgeschwindigkeiten ist die Konstant-Temperatur-Anemometrie (CTA), welche die erzwungene Konvektion an einem dünnen, stromdurchflossenen Draht als physikalisches Prinzip nutzt. Dieser Draht mit einer Dicke von  $5\ \mu\text{m}$  besteht aus platinbeschichtetem Wolfram und ist zwischen zwei Zinken am Sondenkopf angeschweißt. Die elektrische Leistung  $P_{el}$  heizt den Hitzdraht auf die gewählte Sensortemperatur  $T_S$  auf und die Energiebilanz berechnet sich nach Gleichung 3.1:

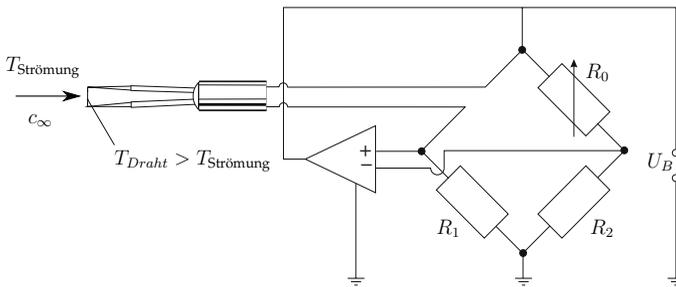
$$P_{el} - \dot{Q} = C_S \cdot \frac{dT_S}{dt} \quad (3.1)$$

Darin entspricht die Größe  $\dot{Q}$  die durch Konvektion entzogene Wärme und  $C_S \frac{dT_S}{dt}$  die verbleibende Wärmeenergie im Draht. Die Temperatur über der Zeit  $\frac{dT_S}{dt}$  ändert sich immer dann, wenn eine Ungleichheit zwischen der zugeführten elektrischen Leistung und der Wärmeabfuhr besteht ( $P_{el} \neq \dot{Q}$ ). Abhängig von der Wärmekapazität  $C_S$  des Drahtes erfolgt diese Änderung unterschiedlich schnell und die daraus resultierende thermische Trägheit bestimmt maßgeblich das zeitliche Auflösungsvermögen des Messverfahrens. Das Ziel ist es nun, die Sensortemperatur über eine Regelung möglichst konstant zu halten. Dafür wird eine Abhängigkeit zwischen der mittleren Drahttemperatur  $T_S$

und dem elektrischen Widerstand  $R_S$  benötigt, welche in Gleichung 3.2 gezeigt ist:

$$R_S = R_0 \cdot [1 + \alpha \cdot (T_S - T_0)] \quad (3.2)$$

Diese näherungsweise lineare Beziehung beinhaltet zudem den Kaltwiderstand des Drahtes  $R_0$ , dessen Temperaturkoeffizient  $\alpha$  und die Temperatur des ungeheizten Drahtes  $T_0$ . Der benötigte Regelkreis wird Wheatstonesche Brücke genannt und ist mit einem schematischen Hitzdrahtsensor in Abbildung 3.2 dargestellt. Diese Schaltung ermöglicht es, den Drahtwiderstand konstant zu halten, um die Drahttemperatur  $T_S$  auf einen konstanten Wert zu regeln.



**Abbildung 3.2:** Wheatstonesche Brücke: Regelkreis für die Konstant-Temperatur-Anemometrie (CTA), vgl. Nitsche und Brunn [2005a], eigene Darstellung

Der Regelkreis beinhaltet zwei weitere Festwiderstände  $R_2$  und  $R_3$  sowie einen einstellbaren Widerstand  $R_0$ . Es treten dadurch zwei Parallelschaltungen auf,  $R_S \parallel R_2$  und  $R_1 \parallel R_0$ . An diesen fällt nach der Kirchhoff'schen Regel im abgeglichenen Zustand ( $\Delta U = 0$ ) die gleiche Spannung ab. Dieser Zustand wird mittels der Brückenspannung  $U_B$  und des Regelverstärkers mit hoher Reaktionsgeschwindigkeit gehalten, was das hohe Auflösungsvermögen des Messsystems auszeichnet. Weiterhin werden die hintereinander geschalteten Widerstände vom selben Strom durchflossen, Gleichung 3.3:

$$R_S = R_0 \cdot \frac{R_1}{R_2} \quad (3.3)$$

Dies zeigt, dass der Sensorwiderstand eine Funktion des Widerstandes  $R_0$  ist und mit letzterem vor der Inbetriebnahme das Überhitzungsverhältnis des Drahtes  $T_S/T_0$  eingestellt wird. Die Brückenspannung  $U_B$  verhält sich linear zur anliegenden Sensorspannung und ist somit die Messgröße zur Analyse der Strömungsverhältnisse.

Das CTA-System IFA 300 der Firma TSI wird in dieser Arbeit mit einem Eindrahthalter und Miniatur-Hitzdrahtsonden von DANTEC verwendet. Die Signale von CTA zu Sensor und CTA zu einem NI DAQ System werden per BNC-Kabel übertragen und mit einer hausintern in C# entwickelten Software aufgezeichnet. Mittels einer vorangegangenen Kalibration unter bekannten Randbedingungen wird ein Zusammenhang zwischen Spannung und Geschwindigkeit erstellt. Dieser entspricht einer Kurve, welche unter Anwendung eines Polynoms angenähert wird. Wichtig dabei ist, dass die Grenzen dieser Kurve alle zu erwartenden Strömungsbedingungen einschließt. Mittels dieser Kalibrationskurve und den aufgezeichneten Spannungswerten wird die Geschwindigkeit am Messpunkt ermittelt.

Weiterhin existieren eine Vielzahl von Sensorkonfigurationen für die Hitzdrahtanemometrie, welche sich in der Geometrie und auch der Anzahl der Hitzdrähte auf einem Sensor unterscheiden. Diese benötigen einen z. T. erheblichen Mehraufwand für die Kalibrierung (z. B. winkelabhängige Kalibrationsflächen) und Reparatur, da mehrere Komponenten der Strömungsgeschwindigkeit gleichzeitig bestimmt werden können. In dieser Arbeit werden nur Sensoren verwendet, welche einen einzelnen Draht zwischen den Zinken des Sensors besitzen. Somit ist es lediglich möglich die absolute Geschwindigkeit aus der Konvektion und der aufgenommenen Spannung zu ermitteln. Die Hitzdrahtanemometrie wird hier u. a. zur Bestimmung der Austrittsgeschwindigkeit des Strahl der Aktuatoren eingesetzt, da sie am besten für die klei-

nen Dimensionen der Schlitzbreite und -höhe geeignet sind und den geringsten Einfluss durch ihre geringe Baugröße auf die Strömung aufweisen. Des Weiteren wird die Zuströmturbulenz vor dem Statorgitter mittels Hitzdrahtmessung ermittelt. Dort eignet sich das Messverfahren aufgrund seiner hohen zeitlichen Auflösung für die Schwankungsgrößen der Strömung, mit deren Hilfe der Turbulenzgrad in Strömungsrichtung bestimmt wird.

### 3.3 Druckmesstechnik

Einen weitreichenden Überblick über die Strömungscharakteristik an einem gewählten Ort kann mit der Methode der Druckmesstechnik erfolgen. Grundlegend gilt es bei den gemessenen Größen den Totaldruck  $p_t$  und den statischen Druck  $p_s$  voneinander zu unterscheiden, deren Differenz den dynamische Druck  $q$  darstellt:

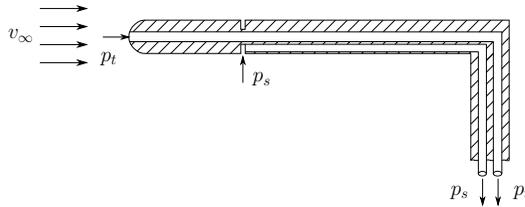
$$q = p_t - p_s \quad (3.4)$$

Der dynamische Druck beschreibt den durch die Geschwindigkeit  $v$  des Fluids hervorgerufenen äquivalenten Druckanteil:

$$q = \frac{\rho}{2} \cdot v^2 \quad (3.5)$$

In Abbildung 3.3 ist ein sogenanntes Prandtlrohr dargestellt, welches gleichzeitig den Totaldruck und den statischen Druck am näherungsweise selben Ort bestimmen kann. Die Bohrung des Totaldrucks befindet sich an der Spitze der Messsonde. Die Strömung wird dort vollständig abgebremst und der Druck des Fluids prägt sich über den Kanal innerhalb der Sonde aus. Die statischen Druckbohrungen befinden sich am Schaft des Prandtlrohres, an welchem das Fluid parallel vorbeiströmt.

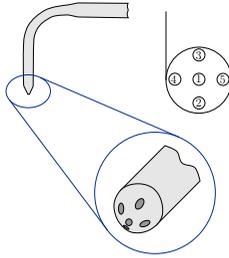
Dabei prägt sich der statische Druck im Inneren der Sonde in einem separaten Kanal auf und kann ebenso wie der Totaldruck



**Abbildung 3.3:** Schematische Darstellung eines Prandtl- Staudruckmessrohres, vgl. Fiedler [1991], eigene Darstellung

am Ende der Sonde aufgenommen oder abgelesen werden. In der Regel befinden sich mehrere statische Druckbohrungen über den Umfang des Rohres verteilt und bilden einen Mittelwert von  $p_s$ . Es ist wichtig, dass ein Abstand von mindestens drei Sondenkopfdurchmessern (vgl. Ower und Pankhurst [1977]) zwischen der Totaldruckbohrung an der Spitze des Prandtlrohres und den statischen Bohrungen stromab existiert, da durch den Sondenkopf eine kurzzeitige Überbeschleunigung der Strömung stattfindet (Nitsche und Brunn [2005a]). Diese baut sich mit der Lauflänge des Schafts wieder ab und gewährleistet eine ungestörte Messung des statischen Drucks. Neben der kombinierten Messmethode ist diese auch für den jeweiligen Druck einzeln verfügbar. Für  $p_t$  wird von einer Absolutdrucksonde und bei  $p_s$  von einer statischen Drucksonde gesprochen. Beide besitzen in diesem Fall jeweils nur einen Kanal für die Druckweiterleitung innerhalb der Sonde.

Statische Druckbohrungen müssen nicht zwangsläufig nur in dafür angefertigten Sonden untergebracht werden, sondern können ebenfalls in die Planung von Messstrecken, umströmten oder druckbeaufschlagten Objekten eingehen. Beispiele dafür sind z. B. Wände in Kaskaden oder auf Schaufelprofilen, in welchen Druckbohrungen auf der Saugseite oberflächenbündig eingebracht sind und der Druck innerhalb der Schaufel zum Messaufnehmer geführt wird. Die in dieser Arbeit verwendete Konstruktion der Messschaufeln wird in Abschnitt 4.4 vorgestellt.



**Abbildung 3.4:** Gekröpft Fünflochsonde, vgl. Aeroprobe [2014], eigene Darstellung

Eine Erweiterung der Prandtlsonde stellen die unterschiedlichen Ausführungen von Mehrlochsonden dar. Diese besitzen am Sondenkopf mehrere, gleichmäßig angeordnete Bohrungen, welche innerhalb des Schafts getrennt durch die Sonde zu den Druckaufnehmern geführt werden. Der große Vorteil besteht in der dreidimensionalen Erfassung des Strömungsvektors mit allen drei Komponenten der Absolutgeschwindigkeit ( $u$ ,  $v$ ,  $w$ ) sowie des Totaldrucks und des statischen Drucks. Dadurch lassen sich ebenfalls der Gier-, Nick- und Rollwinkel bestimmen, mit welchen nun das räumliche Strömungsfeld erfasst werden kann. Für die Messungen im Rahmen dieser Arbeit wird eine Fünflochsonde (5LS) der Firma Aeroprobe verwendet, welche in Abbildung 3.4 schematisch dargestellt ist. Die verwendete Sonde besitzt eine konisch zulaufende Spitze mit 3,18 mm Durchmesser und ist zum Hauptschaft gekröpft, damit dessen Einfluss auf die Messung minimiert wird. Die an einem Messpunkt auftretende Strömung prägt jeder Bohrung einen spezifischen Druck auf, welcher anhand von winkelabhängigen Kalibrationsflächen ausgewertet wird (Johansen et al. [2001]). Die Fünflochsonde wird bei diesen Untersuchungen zur flächigen Erfassung des Strömungsfeldes vor und hinter dem Verdichtergitter verwendet.

Die Drücke der unterschiedlichen Messverfahren werden über Schläuche zu Differenzdrucksensoren der Firma First Sensor (HDO Serie) geführt, welche relativ zum Umgebungsdruck mes-

sen. Die aus diesen Sensoren abgehende Spannung wird in einem Messverstärker (Dewetron) verstärkt und der zugehörige Druckwert mit Hilfe von Kalibrationskurven ermittelt. Diese können nun entweder über den Verstärker selbst oder über separate Datenerfassungsmodule (z. B. NI DAQ USB) aufgezeichnet werden.

## 3.4 Abgeleitete Messgrößen

Für die Auswertung der Messergebnisse und deren Bewertung sind passende Größen und Beiwerte zu definieren. Mit Hilfe dieser kann das Strömungsfeld stromauf und stromab sowie auf der Oberfläche des Schaufelprofils analysiert werden.

Über die Auswertung der Fünflochsonde kann direkt auf den Strömungswinkel  $\alpha$  am Messort geschlossen werden. Mit dessen Hilfe kann die Umlenkung des Fluids durch das Gitter beschrieben und sowohl die Anströmung, als auch die Abströmung für die verschiedenen Konfigurationen bewertet werden.

Der Druckbeiwert  $c_p$  stellt den statischen Druckrückgewinn dar und wird definiert über die Differenz des statischen Drucks stromauf ( $p_1$ ) und stromab ( $p_2$ ) der Profile, geteilt durch den dynamischen Druck  $q$  der Anströmung:

$$c_p = \frac{p_2 - p_1}{q} \quad (3.6)$$

Der statische Druck  $p_1$  wird über die Prandtlsonde in der Zuströmung bestimmt und der jeweilige Wert  $p_2$  des Messgitters stromab der Statoren über die Auswertung der Fünflochsonde. Werte  $c_p > 0$  beschreiben einen statischen Druckaufbau über dem Gitter und implizieren eine verdichtertypische Reduzierung der Absolutgeschwindigkeit über den Stator.

Weiterhin wird der Verlustbeiwert  $\omega$  aus Gleichung 3.7 in der Auswertung betrachtet, welcher den Abbau des Totaldrucks ( $p_t$ ) über das Statorgitter bewertet, bezogen auf den dynamischen Druck  $q$ :

$$\omega = \frac{p_{t1} - p_{t2}}{q} \quad (3.7)$$

Die Totaldrücke werden analog zum Druckbeiwert mit der Prandtl- ( $p_{t1}$ ) und Fünflochsonde ( $p_{t2}$ ) bestimmt.

Die Strömungsbeeinflussung muss neben der Auswirkung auf die Strömungscharakteristik auch energetisch mittels einer Effizienzberechnung betrachtet werden. Tiedemann [2015] verwendet dafür den Ansatz des thermischen Verlustgrades  $\eta_{th}$ , welcher auf dem Verhältnis der realen Enthalpiedifferenz zur isotropen Enthalpiedifferenz basiert. Eine weitere Möglichkeit ist der korrigierte Verlustbeiwert  $\omega_{korrr}$ . Der bereits zuvor erwähnte dimensionslose Impulsbeiwert  $c_\mu$  aus Gleichung 2.4 spiegelt die Vergleichbarkeit der Ausblasparameter untereinander wider und es kann die zusätzlich aufgebrauchte Energie im Verlustbeiwert berücksichtigt werden. Dafür wird nach Nerger [2009] die Strömungsenergie der Aktuation im Totaldruck der Zuströmung anteilig mit aufgenommen über:

$$\bar{p}_{t1} = \frac{\dot{m}_1 \cdot p_{t1} + \dot{m}_{jet} \cdot p_{t,jet}}{\dot{m}_1 + \dot{m}_{jet}} \quad (3.8)$$

Gleichung 3.8 enthält neben dem Totaldruck  $p_{t1}$  und Gesamtmassenstrom  $\dot{m}_1$  der Zuströmung auch die jeweiligen Größen  $\dot{m}_{jet}$  und  $p_{t,jet}$  des Aktuators. Daraus ergibt sich schlussendlich für den korrigierten Verlustbeiwert:

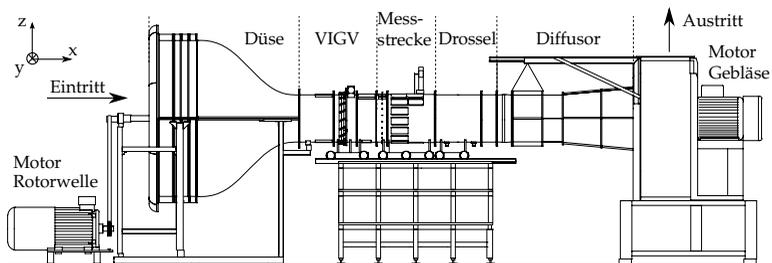
$$\omega_{korrr} = \frac{\bar{p}_{t1} - p_{t2}}{q} \quad (3.9)$$

Im weiteren Verlauf wird bei der Effizientbewertung der Strömungsbeeinflussung immer der korrigierte Verlustbeiwert  $\omega_{korrr}$  in den Darstellungen verwendet.

# 4

## EXPERIMENTELLER AUFBAU

Der Zielsetzung folgend, ist für diese Arbeit ein Saugwindkanal nach Eiffel-Bauart geplant, konstruiert, gebaut und in Betrieb genommen worden. Dieser ist ein offener Strömungskanal und besitzt ein Gebläse am Kanalaustritt. Der grobe Aufbau beinhaltet einen Einlauf mit Gleichrichtern und Sieben, gefolgt von einer Düse, einem Vorleitgitter und einer anschließenden austauschbaren Messstrecke. Vervollständigt wird der Windkanal durch eine rotierende Drossel, einen Auslaufdiffusor und das Gebläse.



**Abbildung 4.1:** Schematischer Aufbau des Saugwindkanals

Nachfolgend wird der Aufbau des hier vorgestellten Prüfstandes anhand Abbildung 4.1 detailliert beschrieben. Der Prüfstand ist modular aufgebaut und durch drei Unterkonstruktionen gestützt. Die später vorgestellten Segmente „Vorleitgitter“ (VIGV), „Messstrecke“ und „Drossel“ befinden sich zusätzlich auf ver-

schiebbaren Wagen, welche auf einem Schienensystem aus Aluminiumprofilen in Axialrichtung (x-Richtung) bewegt werden können. Diese Konstruktion ermöglicht den Zugang zu den einzelnen Sektion an deren Flanshpunkten ohne eine komplette Demontage des Windkanals.

## 4.1 Rotorantrieb

---

Vor dem Einlauf des Prüfstandes ist ein Elektromotor mit einer Leistung von 75 kW auf einem robusten Gestell installiert. Der Motor ist mit einem Keilriemen und einer Übersetzung von 2:1 mit einer Welle verbunden. Die Welle ist auf einem Rahmen auf Höhe der Mittellinie des Windkanals gelagert und erstreckt sich durch die nachfolgenden Komponenten bis zum Vorleitgitter. Sie endet dort innerhalb der Nabe nach einem Festlager und ist eine konstruktive Vorbereitung für einen Rotorantrieb. Dieser Rotor ersetzt in einer alternativen Konfiguration eines anderen Projektes das VIGV und ergänzt den Stator zu einer vollständigen Verdichterstufe. In dieser Arbeit wird der Rotor als mechanisches Bauteil jedoch nicht ausgeführt und in weiterführender Forschung betrachtet.

## 4.2 Einlauf und Düse

---

Der zylindrische Strömungseinlauf des Saugkanals besitzt einen Durchmesser von zwei Metern, beginnt mit einer Filtermatte aus Synthesefasern und einem nachfolgenden Wabengitter als Gleichrichter. Die Aufgabe des Einlaufs ist es, eine möglichst geringe Turbulenz stromab der Kontraktion auf den Durchmesser der Messstrecke zu generieren. Die Eintrittsfläche ist derart ausgelegt, dass, abhängig vom eingebauten Verdichterstator, die Strömungsgeschwindigkeiten am Düseneintritt 1,5 m/s bis 3 m/s

betragen. Die konstruktiven Vorarbeiten zum Betrieb eines Rotors im Windkanal erfordern die Durchführung einer Welle durch den Einlauf und die stromabliegende Nabe. Das vordere Ende der Welle mit Lagerung und Antriebsriemen befindet sich vor der Einlaufebene und wird über Aluminiumprofile fixiert. Aufgrund der Tatsache, dass die Strömung vor dem Eintrittsquerschnitt diese Elemente passiert, ist die geringe Eintrittsgeschwindigkeit notwendig. Mit Hilfe dieser ist es möglich, die Bildung großskaliger Nachlaufstrukturen stromab des Antriebsriemens zu reduzieren. Die Kanten des Einlaufs sind mit abgerundeten Elementen ausgekleidet, welche die Ablösung der angesaugten Strömung unterbinden. Die eintretende Luft wird durch das Wabengitter mit einer Tiefe von 100 mm und einer Wabengröße von 19 mm geführt. Die potenziell durch die vorgelagerten Profile generierten Wirbel werden dadurch aufgeteilt und deren rotatorische Komponente vermindert.

Dem Wabengitter folgen zur weiteren Reduktion der Schwankungsgrößen in der Strömung insgesamt drei Siebe, wobei das letzte Drahtgewebe vor der Kontraktion den kleinsten Drahtdurchmesser besitzt. Die Aufgabe der Siebe ist die Aufteilung der Strömung in viele kleine, senkrecht zueinander stehende Zylinderumströmungen, welche Mehta und Bradshaw [1979] beschreiben. Der Druckverlustkoeffizient  $K$  nach Wieghardt [1953] ist dabei so gewählt, dass der daraus berechnete Reduktionsfaktor  $f$  nach Taylor et al. [1949] die Schwankungsgröße der Geschwindigkeit  $u'$  weitestgehend beseitigt. Gleichzeitig wird dabei die Gültigkeit dieser Abschätzung eingehalten, welche über die Reynoldszahl des Drahtes von Mehta und Bradshaw [1979] experimentell bestätigt wurde.

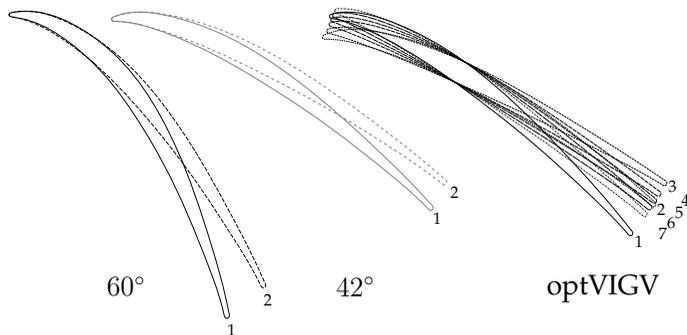
Die Düse besitzt eine Kontraktion von  $k = 11,3 : 1$  und beschleunigt die Strömung auf einen zylindrischen Austrittsquerschnitt mit einem Durchmesser von 595 mm. Die Auslegung der Düsenkontur erfolgte nach Bell und Mehta [1988] unter Verwendung eines Polynomansatzes. Numerische Untersuchungen un-

ter Variation der Düsenlänge sowie der Ordnung des Polynoms für die Innenkontur zeigten ein Optimum hinsichtlich Strömungsführung und Druckverlust und führten zu einer finalen Länge von 1,3 m unter Verwendung eines Polynoms mit 5. Ordnung. Die Variation der Geschwindigkeiten am Austritt zwischen wandnaher und mittiger Strömung betragen weniger als 1%, gleichzeitig treten keine Ablösungen innerhalb der Düse auf. Letzteres ist auf die Ordnung des Polynoms zurückzuführen, da z. B. ein Polynom 7. Ordnung eine stärker gekrümmte Kontur generiert als ein Polynom 3. Ordnung, was eine Ablösung am Eintritt der Düse hervorrufen kann. Ein Polynom 3. Ordnung erzeugt erst ab einer größeren Düsenlänge eine gleichmäßige Austrittsgeschwindigkeit über den Querschnitt, jedoch ist durch die Lauflänge die Grenzschicht bereits stark angewachsen. Das Polynom 5. Ordnung bildet den besten Kompromiss zwischen Düsenlänge und Austrittsbedingungen.

## 4.3 Nabe und Vorleitgitter

Die Dimension der Nabe des Windkanals und der entsprechende Gehäusedurchmesser sind durch das stromab liegende Verdichtergitter festgelegt (siehe Kapitel 4.4). Der Nabendurchmesser beträgt 295 mm und beginnt mit einem abgerundeten Konus im Bereich des Düsenendes. Die Nabe wird durch vier Struts mit NACA0025 Profilform gelagert und beinhaltet das Festlager für die Rotorwelle.

Stromabwärts ist das Segment mit dem variablen Vorleitgitter angeordnet, welches insgesamt 19 verstellbare Schaufeln enthält. Über einen Ring an der Außenseite des Gehäuses ist eine gleichzeitige Verstellung aller Schaufeln um  $\pm 10^\circ$  möglich. Diese generieren Drall für die stromab liegende Messstrecke entsprechend der dort verbauten Statorbeschaufelung. Die Auslegung der VIGVs wurde gemäß der Vorgehensweise von Banjac et al. [2014] auf Basis eines NACA65 Profils vorgenommen und führte zu insgesamt drei verschiedenen Schaufelsätzen:  $60^\circ$  VIGV,  $42^\circ$  VIGV und  $42^\circ$  optVIGV.



**Abbildung 4.2:** Profilschnitte der variablen Vorleitschaukel von Nabe (1) zu Gehäuse (2) bzw. (7)

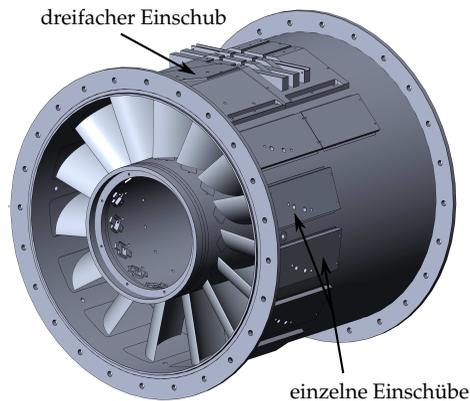
Abbildung 4.2 zeigt die Profilschnitte der unterschiedlichen Vorleitschaufeln an entsprechenden Radialschnitten von Nabe (Schnitt 1) in Richtung Gehäuse (ansteigende Nummerierung – höchste Zahl = Gehäuse). Diese erzeugen die Anströmbedingungen für die später erläuterten Statorprofile SH, SL und Opti. Der Fokus lag dabei auf einem gleichmäßigen Abströmwinkel über der Schaufelhöhe bei Einhaltung der Auslegungs-Reynoldszahl in mittlerer Kanalhöhe für die SH und SL Statorprofile. Opti wird in der stromab befindlichen Messstrecke mit Anströmbedingungen eines generischen Rotors ( $42^\circ$  optVIGV) betrieben. Das Opti Profil kann, in Hinblick auf eine Erweiterung des Prüfstandes hin zu einer gesamten Verdichterstufe, in einem potentiellen Nachfolgeprojekt somit weiter verwendet werden. Die Rotorabströmbedingungen, welche die Basis für das dritte optVIGV bilden, wurden mit Hilfe numerischer Berechnungen in Ansys CFX ermittelt. Grundlage des Rotors ist eine Auslegung anhand des radialen Gleichgewichts, der Prüfstandsgeometrie, maximale vorhandene Wellenleistung und Drehzahl des Rotorantriebs. Einen Überblick über die Parameter für den Mittenschnitt ist in Tabelle 4.1 dargestellt.

Parameter	Symbol	Wert	Einheit
Schaufelzahl	$z$	19	[-]
Sehnenlänge	$c_{VIGV}$	0,133	[m]
Teilung	$t$	0,0735	[m]
Teilungsverhältnis	$t/c$	0,55	[-]
Anströmwinkel	$\beta_0$	0	[°]
Umlenkung 60° / 42° / optVIGV	$\Delta\bar{\beta}$	60 / 42 / 42	[°]

**Tabelle 4.1:** Überblick der Parameter des Vorleitgitters

## 4.4 Messstrecke

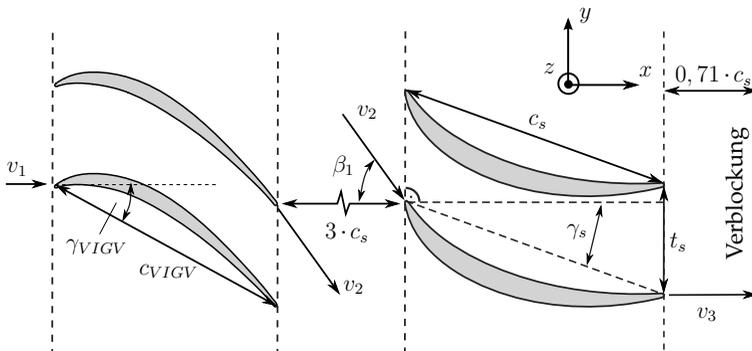
Die Messstrecke ist als eigenständiges Modul konstruiert und kann bei Bedarf separat vom Windkanal demontiert und ausgetauscht werden. Dies bietet neben dem einfachen Umbau auf eine alternative Beschauelung auch die Möglichkeit, ein alternatives Statorgitter in kurzer Zeit in Betrieb zu nehmen.



**Abbildung 4.3:** Darstellung der Messstrecke mit eingebauten Verdichterstatorprofilen und zugehörigen Schaufelfüßen (Einschübe)

Die Messstrecke besteht aus zwölf kleinen Einschüben für jeweils ein Profil und einer größeren Aussparung im Gehäuse für ein Segment aus drei Schaufeln (vgl. Abb. 4.3). Insgesamt sind im Verdichtergitter immer 15 Statoren verbaut. Das 3er-Segment kann separat entnommen werden und eignet sich besonders für die Ölanstrichvisualisierung (Kapitel 3.1). In die jeweiligen Öffnungen werden Schaufelfußsegmente eingebaut, an welchen unterschiedliche Beschauelungen angebracht, individuell mit Messtechnik bestückt und montiert werden können. Zusätzlich befindet sich stromab des 3er-Segments Platz für ein Sichtfenster (Ölan-

strich) oder eine Montageplattform, welche Messapparaturen (z. B. Traversen) aufnehmen kann. Die Plattform kann zudem an weiteren Stellen des Prüfstandes montiert werden und z. B. für eine flächige Zuströmmessung vor der Messstrecke genutzt werden. In dieser Arbeit ist ein zweiachsiges Miniaturtraversensystem ( $y, z$ ) auf der Montageplattform inkl. Fünflochsonde montiert. Insgesamt werden in dieser Arbeit drei unterschiedliche Profilkonfigurationen untersucht. Alle Verdichterstatoren besitzen eine Sehnenlänge von  $c_s = 187,5 \text{ mm}$ , ein Höhen-Längen Verhältnis von  $h/c_s = 0,8$  (Wide Chord Schaufel) und ein mittleres Teilungsverhältnis von  $t/c = 0,5$ . Die Auslegungs-Reynoldszahl im Mittelschnitt ist in allen Fällen  $Re = 600000$  und der Turbulenzgrad der Zuströmung beträgt  $Tu_x \approx 5\%$ . Die Definitionen der Winkel des Vorleitgitters und der gesamten Messstrecke können Abbildung 4.4 entnommen werden.

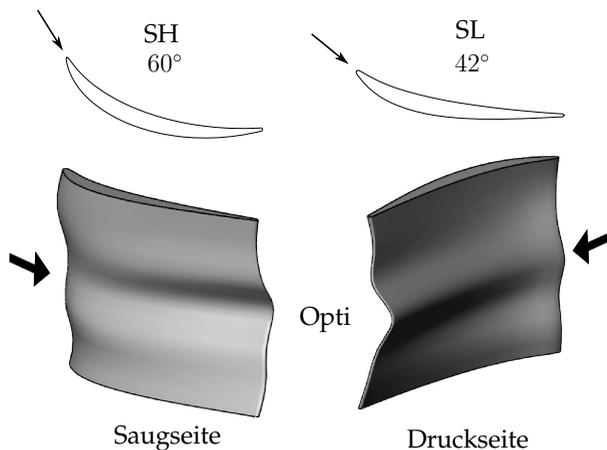


**Abbildung 4.4:** Definition der Auslegungsparameter und Strömungswinkel des Verdichtergitters und der Vorleitschaufeln

Das erste Profil (Stator High – SH) ist ein Controlled Diffusion Airfoil (CDA) mit einer nominalen Umlenkung von  $\beta_1 = 60^\circ$  und einer De Haller Zahl von 0,5. Der aerodynamisch hochbelastete Verdichterstator ist eine um den Faktor 0,5 skalierte Ausführung aus einer linearen Verdichterkaskade nach Hecklau [2012] und besitzt eine prismatische Form über der Höhe des Strömungskanals.

Bei dem zweiten Profil (Stator Low – SL) handelt es sich ebenfalls um ein CDA mit einer nominalen Umlenkung von  $\beta_1 = 42^\circ$  sowie einer De Haller Zahl von  $\approx 0,66$ . Dieser Stator wurde von Rolls-Royce Deutschland bereitgestellt und in einer 2D Kaskade von Kiesner [2018] untersucht. Diese Schaufel ist ebenfalls ein prismatisches Profil und um den Faktor 0,5 skaliert auf die Dimension der Messstrecke.

Der dritte Schaufelsatz (Opti) ist ein mit Hilfe von Rolls-Royce Deutschland optimierter Verdichterstator auf Basis des SL-Profiles. Die Optimierung erfolgte anhand eines gradientenbasierten Ansatzes unter Anwendung adjungierter Methoden. Details dazu finden sich in Mihalyovics et al. [2018]. Das zugrunde gelegte Optimierungsziel lag in der Erhöhung des statischen Druckaufbaus  $c_p$  und der Verminderung des Verlustbeiwertes  $\omega$ . Zusätzlich dazu wurde die experimentell gemessene Geschwindigkeitsverteilung der  $42^\circ$  optVIGVs als Eintrittsbedingung verwendet, damit der optimierte Stator bei einer möglichen Erweiterung des Prüfstandes zu einer gesamten Verdichterstufe weiterverwendet werden kann. Ein Vergleich der Profile ist schematisch in Abbildung 4.5 dargestellt.



**Abbildung 4.5:** Schematische Darstellung der Profilschnitte von SH und SL sowie die geometrische Form des Opti-Profiles

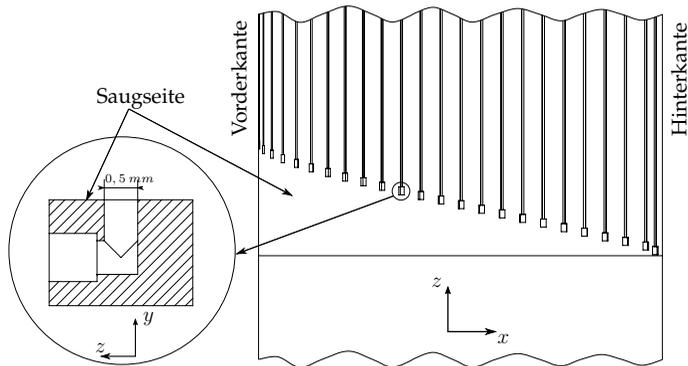
Für die Verdichterschaufeln SH und SL bleiben die Profilquerschnitte über der Höhe konstant. Das Opti-Profil hingegen zeigt deutliche Veränderungen an den radialen Schnitten sowie in dem Verlauf der Vorder- und Hinterkanten verglichen zum SL-Profil. Eine Übersicht der Parameter aller Profile ist in Tabelle 4.2 zu finden.

Parameter	Symbol	Wert	Einheit
Schaufelzahl	$z$	15	[-]
Sehnenlänge	$c_s$	0,1875	[m]
Teilung	$t_s$	0,093	[m]
Teilungsverhältnis	$t/c$	0,5	[-]
Anströmwinkel	$\beta_1$	60 / 42 / 42	[°]
Umlenkung SH / SL / Opti	$\Delta\beta$	60 / 42 / 42	[°]
Reynoldszahl	$Re$	600000	[-]
Machzahl	$Ma = v_2/a$	0,15	[-]
De Haller	$v_3/v_2$	0,5	[-]

**Tabelle 4.2:** Überblick über die Parameter der unterschiedlichen Verdichterstatorprofile im Mittelschnitt

Für das SH- und SL-Profil wurden Schiebeschaufeln mit oberflächenbündigen Druckbohrungen entwickelt, welche die jeweils doppelte Höhe des Ringraumes besitzen und durch passgenaue Öffnungen in Gehäuse und Nabe traversiert werden können. Das SH-Profil besitzt insgesamt 24 äquidistant verteilte Bohrungen auf der Saugseite, welche unmittelbar stromab der Vorderkante bis zur Hinterkante angeordnet und in Strömungsrichtung um ca. 13° zueinander versetzt sind. Dies resultierte aus dem 3D-Druckverfahren Polyjet, mit welchem die Schaufel additiv hergestellt wurde. Nach Abschluss des 3D-Drucks besaß das Bauteil an den Messstellen nur Aussparungen. Die Einsätze mit 0,5 mm Bohrungen sind am Fachgebiet für Luftfahrtantriebe im

Stereolithografie-Verfahren (SLA) additiv gefertigt und mit Druckröhrchen in den Rohling eingearbeitet und verspachtelt worden (Abbildung 4.6). Einer potenziell dadurch entstandenen Ungenauigkeit an den Messpunkten auf der Saugseite konnte durch den leichten radialen Versatz der Aussparungen zueinander entgegengewirkt werden.



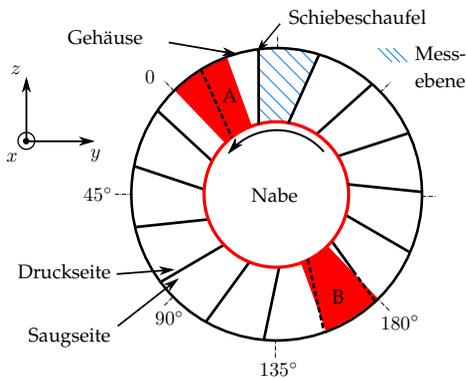
**Abbildung 4.6:** Positionierung der statischen Druckbohrungen auf der Saugseite des SH-Profiles

Die Schiebeschaufel des SL-Profiles ist aufgrund ihrer Größe extern im SLA-Verfahren hergestellt worden und konnte im Projektverlauf durch die technische Entwicklung komplett mit 0,6 mm Bohrungen und internen Druckkanälen produziert werden. Auf der Saugseite sind in diesem Fall alle 30 Messpunkte hintereinander angeordnet, was eine Ersparnis in der Messzeit bei gleicher Auflösung über der Kanalhöhe mit sich bringt. Die ersten zehn Bohrungen sind äquidistant in 2 mm Abständen von der Vorderkante angeordnet, der Abstand der weiteren 20 exponentiell ansteigend bis zur Hinterkante.

Eine Schiebeschaufel auf Basis des Opti-Profiles ist durch die Schaufelgeometrie in der zuvor angesprochenen Bauart nicht möglich. Eine mehrfach geteilte Bauweise mit wechselbaren Segmenten zur Messung des statischen Drucks auf der Oberfläche ist denkbar, wird aber in dieser Arbeit nicht weiter untersucht.

## 4.5 Drossel

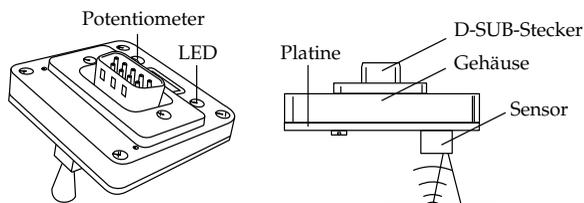
Stromab der Messstrecke ist eine rotierende Scheibe (Drossel) mit zwei gegenüberliegenden und normal zur Strömung ausgerichteten Auslegern installiert, die jeweils der Fläche einer Statorpassage entsprechen. Zum Antrieb dieser Drossel ist in der Nabe ein Getriebemotor (KEB G12A DM80K4 I) installiert, welcher über eine Leistung von 0,55 kW und über eine Übersetzung von  $i = 3,37$  verfügt. Diese rotierende Scheibe erzeugt die periodische Verblockung im Nachlauf der Verdichterstatoren und kann eine maximale Drehzahl von  $n = 417 \frac{1}{min}$  erreichen.



**Abbildung 4.7:** Schematische Darstellung der Drossel mit der verblockten Fläche (rot) und den Hinterkanten der SH-Profile

In Abbildung 4.7 ist schematisch der Blick von stromab auf die Hinterkanten der SH-Statoren gezeigt. Der rot markierte Bereich entspricht den Störflächen (Ausleger der Drossel, hier A und B) der Drossel im Ringraum, der blau gestreifte der Fläche der Nachlaufmessungen mit einer Fünflochsonde für die Statoren SH und SL. Zusätzlich dazu ist die Position der Schiebeschaukel markiert. Aufgrund der symmetrisch angeordneten Ausleger ist eine halbe Drehung der Scheibe ein Androsselungsereignis (Periode), wel-

ches sich stetig wiederholt. Anhand dessen wird die Definition der Phasenwinkel von  $\phi = 0^\circ$  bis  $\phi = 180^\circ$  vorgenommen, welche eine vollständige Drosselperiode beschreiben. Der Beginn ist auf die geometrische Position eines optischen Sensors (siehe Abb. 4.8) festgelegt, welcher durch einen optischen Zugang am Gehäuse den Durchgang der Drosselausleger detektiert und als Trigger für die Rotation dient. Maßgeblich dabei ist die erste Flanke des Triggersignals, entsprechend der Vorderkante des Auslegers in Drehrichtung.



**Abbildung 4.8:** Schematische Darstellung des optischen Sensors für die Drosseldetektion

Mit der hier gezeigten und im weiteren Verlauf ausschließlich verwendeten Drosselgeometrie kann eine maximale Störfrequenz von ca. 14 Hz, bezogen auf eine Passage bei maximaler Drehzahl, erreicht werden. Als Kennzahl für diese Instationarität wird die Strouhalzahl verwendet, welche bereits in Kapitel 3 vorgestellt wurde.

Eine Variation in der Verblockungsfläche oder der maximalen Störfrequenz (Erhöhung der Anzahl der Ausleger) kann über die Geometrie der Drosselscheibe realisiert werden, da diese ebenfalls separat austauschbar ist. Stromab der Androsselung wird dieser Teil der Nabe mit über den Umfang angeordneten Zylindern im Gehäuse gelagert.

## 4.6 Diffusor und Radialgebläse

---

Im Anschluss an das Drosselsegment des Prüfstandes ist ein Gewebekompensator mit einem beidseitigen Übergangsstück installiert. Das stromab vom Kompensator liegende Element ist als bewegliches Teleskoprohr konstruiert und kann in den nachfolgenden Diffusor geschoben werden. Mit der zusätzlich komprimierbaren Länge des Gewebekompensators lassen sich die Segmente des Prüfstandes um ca. 0,5 m in Axialrichtung auf dem Schienensystem verschieben. Anhand dieses Mechanismus kann der Windkanal leicht an verschiedenen Stellen geöffnet werden und ist dort für Umbauten oder Austausch von Abschnittsegmenten zugänglich. Der Diffusor stromauf des Gebläses hat ein Flächenverhältnis von 1:1,7 und bei einer Länge von 1000 mm einen Öffnungswinkel von  $10,4^\circ$ . Dieser Winkel wird von Mehta und Bradshaw [1979] als Bereich für die optimale Druckrückgewinnung beschrieben. An dem Austritt des Prüfstandes in Strömungsrichtung befindet sich ein 90 kW Radialgebläse, welches die Luft durch den Windkanal saugt und in einem Winkel von  $90^\circ$  nach oben hin ausbläst. Aufgrund der Hallengröße ist keine Rückwirkung des austretenden Luftstroms auf den Einlauf zu erwarten.

## 4.7 Steuerung

---

Der Prüfstand wird mit Hilfe der Software ViewLON der Firma IB Kuck ferngesteuert. Die einzelnen Motoren (Rotormotor, Drosselmotor und Gebläse) lassen sich dabei jeweils in ihrer Leistung einstellen bei gleichzeitiger Kontrollmöglichkeit z. B. der Reynoldszahl oder Strouhalzahl.

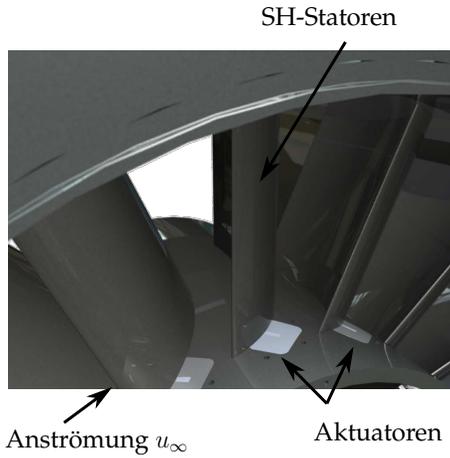
# 5

## STRÖMUNGS- BEEINFLUSSUNG

---

Mithilfe der Strömungsbeeinflussung soll ein positiver Effekt auf die Strömungscharakteristik des hochbelasteten Ringgitters bewirkt werden. Das in Kapitel 4.4 vorgestellte Opti-Profil stellt dabei eine passive Methode dar, welche im späteren Verlauf dieser Arbeit untersucht wird. Als aktive Methode der Strömungsbeeinflussung wird eine Ausblasung durch einen Schlitzaktuator aus der Nabe der Messstrecke eingesetzt. Dieser erzeugt einen Aktuationsstrahl, welcher auf die Saugseite der Verdichterprofile im Bereich der Saugspitze gerichtet ist und die Ausbildung der Eckenablösung beeinflusst. Ziel ist es, mit der Beeinflussung der energiearmen Nabengrenzschicht den statischen Druckaufbau  $c_p$  des Gitters zu erhöhen und den (korrigierten) Verlust  $\omega_{korrr}$  des Verdichtergitters zu verringern.

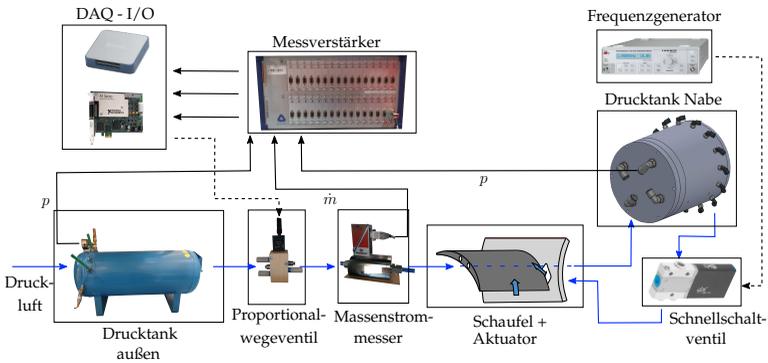
Abbildung 5.1 zeigt einen Teil des Ringraums als gerenderte CAD-Darstellung der SH-Profile mit den eingebauten Aktuatoren in der Nabe und in Abbildung 5.2 ist der vollständige Ringraum ebenfalls mit den SH-Profilen und Aktuatoren dargestellt. Die für den Betrieb der Strömungsbeeinflussung benötigte Druckluftversorgung ist dort in der Nabe der Messstrecke erkennbar und wird über ein mehrstufiges Druckluftsystem der Firma KAESER bereitgestellt und aufbereitet. Zwei Schraubenkompressoren stellen einen Massenstrom von 0,78 kg/s bei 14 bar bereit, welcher hinter Zyklonabscheidern und einem Kältetrockner in einem 2000 Liter Drucktank gespeichert wird. In Abbildung 5.3 ist der Aufbau der Strömungsbeeinflussung schematisch dargestellt.



**Abbildung 5.1:** Gerenderte CAD-Darstellung eines Ringraumausschnitts der SH-Statoren mit eingebauten Aktuatoren



**Abbildung 5.2:** Ringraum mit SH-Statoren und eingebauten Drucktank mit angeschlossenen Aktuatoren in der Nabe

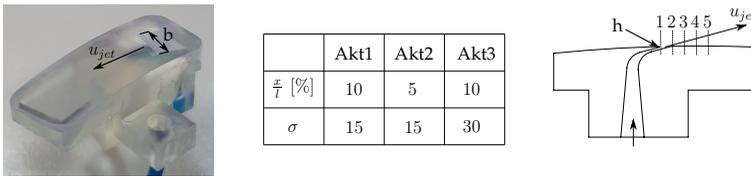


**Abbildung 5.3:** Darstellung des Druckluftsystems und der dazugehörigen Steuer- und Messapparaturen

tisch dargestellt, in welcher der Luftmassenstrom durch den blauen Pfad und der Datenstrom ( $p$ ,  $m$ ) zwischen den Elementen durch die schwarzen Pfeile repräsentiert wird. Über den 2000 Liter Druckspeicher wird der Aufbau am Versuchsstand beginnend mit einem 40 Liter Drucktank als Puffervolumen gespeist. Über ein Proportionalwegeventil (FESTO MPYE), einen Massenstrommesser (FESTO SFAB bzw. Bronkhorst Flow) und zwei Absolutdrucksensoren (Bell & Howell) im äußeren Drucktank (Puffervolumen) und im nabenseitigen Drucktank wird der Massenstrom oder der Druck geregelt. Dazu werden die Daten über einen Messverstärker (Dewetron) an eine NI DAQ I/O Karte gesendet, welche mittels eines Echtzeitsystems das Proportionalwegeventil steuert, um die Randbedingungen der Ausblasung für den jeweiligen Versuch zu regeln.

Über mehrere Zugänge wird die Druckluft durch die hohlen Verdichterschaufeln in die Nabe in den dortigen Drucktank geleitet. An diesem befinden sich insgesamt 15 Ausgänge (vgl. Abbildung 5.2), welche jeweils über ein Schnellschaltventil (FESTO MHE2) die einzelnen Aktuatoren in der Nabe an jedem Profil versorgen. Der Aktuatorschlitz hat eine Höhe von  $h = 0,4 \text{ mm}$ , eine Breite von  $b = 10 \text{ mm}$  und einen Austrittswinkel

von  $\sigma = 15^\circ$  bzw.  $30^\circ$ . Neben dem Winkel werden in dieser Arbeit auch zwei verschiedene Ausblaspositionen  $x/l$  untersucht. Zum einen bei 10% Sehnenlänge und zum anderen bei 5%. Die Basiskonfiguration von  $\sigma = 15^\circ$  und  $x/l = 10\%$  ist aus dem Übertrag von der 2D Kaskade von Hecklau [2012] zum 3D Ringgitter übernommen. Die alternativen Varianten sind aus der Überlegung gewählt, dass durch die kleinere Teilung an der Nabe im Ringgitter die Eckenablösung früher startet ( $x/l = 5\%$ ) und sich schneller in Richtung Gehäuse ausbreitet ( $\sigma = 30^\circ$ ). Einen Überblick über den verwendeten Aktuator, die gewählten Konfigurationen und einen Querschnitt zeigt Abbildung 5.4.



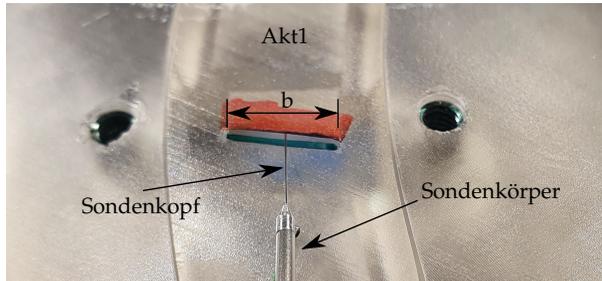
**Abbildung 5.4:** Überblick über das Aktuatordesign und der verwendeten Konfigurationen sowie der Messebenen für die Untersuchungen des Geschwindigkeitsprofils stromab des Schlitzaustritts

Im linken Teil von Abbildung 5.4 ist ein 3D-gedruckter Aktuator vor dem Einbau in die Nabe für die SL-Profile dargestellt, an welchem die Dimensionen anhand der Schlitzbreite  $b$  veranschaulicht werden. Neben der Auflistung der untersuchten Konfiguration in der mittleren Tabelle ist in Abb. 5.4 rechts ein Schnittbild des Aktuatorströmungskanals gezeigt. Die Messebenen 1 bis 5 dienen der Untersuchung des Geschwindigkeitsprofils (vgl. Abb. 5.7) und folgen unmittelbar auf den Austritt, welcher gleichzeitig der engste Querschnitt mit der Höhe  $h$  ist.

Mittels eines Frequenzgenerators und einer Leistungselektronik kann zusätzlich eine Pulsfrequenz für die Aktuation eingestellt werden. Im Rahmen dieser Arbeit wird nur die stationäre Ausblaspung betrachtet. Die Schnellschaltventile sind in diesem Fall stromlos und somit offen.

Die Aktuatoren werden am Fachgebiet Luftfahrtantriebe im addi-

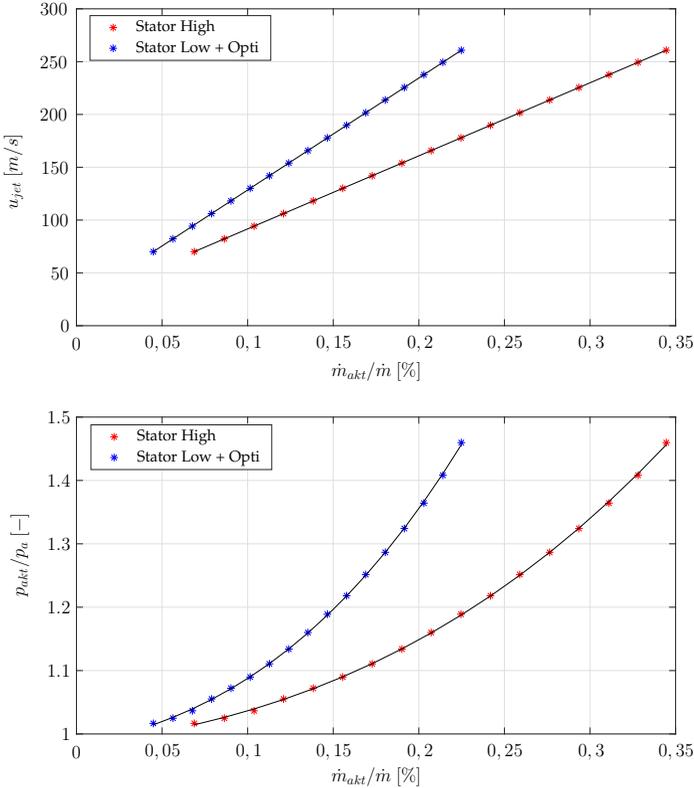
tiven Stereolithografie-Verfahren (SLA) hergestellt. Zur Anwendung kommen dabei die 3D-Drucker Form 2 und Form 3 der Firma Formlabs Inc., welche auf Basis flüssiger Kunstharze die entsprechenden Bauteile fertigen.



**Abbildung 5.5:** Experimenteller Aufbau der Aktuatorenmessungen mit einer Miniatur-Pitot-Sonde

Für die Bestimmung des korrigierten Verlustbeiwertes  $\omega_{korr}$  (Gleichung 3.9) wird der Totaldruck des Aktuatorstrahls  $p_{t,jet}$  am Austritt und für den Impulsbeiwert (Gleichung 2.4) die Geschwindigkeit  $u_{jet}$  an gleicher Stelle benötigt. Die Messungen wurden mit einer Miniatur-Pitot-Sonde (Fietzke et al. [2021]) durchgeführt, welche lediglich eine Verblockung von 1% der projizierten Austrittsfläche aufweist und somit einen vernachlässigbaren Einfluss auf die Messdaten hat. Der Versuchsaufbau mit Sondenkopf und -körper ist in Abbildung 5.5 gezeigt.

Abbildung 5.6 zeigt im unteren Abschnitt das Totaldruckverhältnis  $p_{akt}/p_a$  aufgetragen über das Massenstromverhältnis von Aktuationsmassenstrom zu Kanalmassenstrom  $\dot{m}_{akt}/\dot{m}$ , unterteilt für die Profile SH und SL/Opti. Da die Schaufelgitter durch ihre unterschiedlichen Schaufelumlenkungen verschiedene Massendurchsätze im Ringraum besitzen (SH ca.  $\dot{m} = 6,25 \text{ kg/s}$  und SL/Opti ca.  $\dot{m} = 9,7 \text{ kg/s}$ ), wird eine Differenzierung vorgenommen. Die Kurven beschreiben ein exponentielles Wachstum des Totaldrucks für steigende Aktuations-



**Abbildung 5.6:** Darstellung der Aktuator-Austrittsgeschwindigkeit (oben) und des -Totaldruckverhältnisses (unten) über dem Massenstromverhältnis

massenströme. Anhand des Impulsbeiwertes wird im späteren Verlauf in Kapitel 7 die Vergleichbarkeit zwischen den Massenstromverhältnissen gewährleistet. Im oberen Teil von Abbildung 5.6 sind die mittleren Strahlgeschwindigkeiten am Austritt des Aktuators aufgezeigt, ebenso über das Verhältnis der Massenströme. Abweichend vom Totaldruck ist die Geschwindigkeit linear ansteigend mit dem Aktuationsmassenstrom. Es zeigt sich, dass das Aktuatordesign ein stabiles Strömungsverhalten ohne signifikante Abweichungen oder Sprungstellen mit steigenden Mas-

senströmen und Drücken aufweist und eine solide Basis für die weiteren Untersuchungen darstellt.

	Sr [-]		
SH	0,01		0,04
SL/Opti	0,01	0,028	0,04

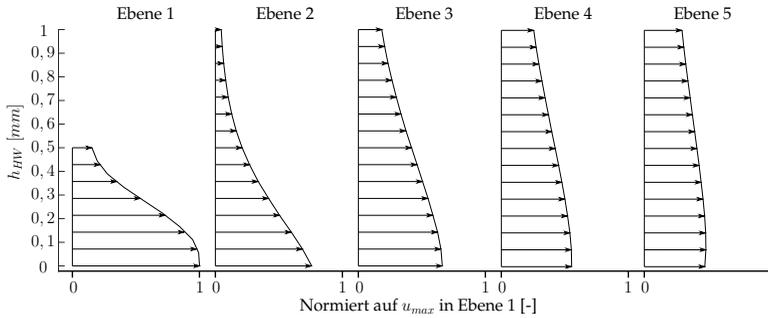
	$c_\mu$ [%]		
SH	0,13	0,44	1,51
SL/Opti	0,19	0,36	0,52

	$\dot{m}_{akt}$ [kg/s]		
SH	0,006	0,011	0,022
SL/Opti	0,008	0,012	0,015

**Tabelle 5.1:** Überblick über die Parameter der periodischen Androsselung und der verwendeten Impulsbeiwerte

Tabelle 5.1 gibt einen Überblick über die in dieser Arbeit analysierten Parameter. Die dimensionslose Größe der Strouhalzahl bildet die Drosselfrequenz ab und wird mit den Werten  $Sr = 0,01$  (SR001) und  $Sr = 0,04$  (SR004) für alle Profile untersucht. Zusätzlich dazu werden die Profile SL und Opti ebenfalls bei einer Androsselung von  $Sr = 0,028$  (SR0028) betrieben. Die Impulsbeiwerte  $c_\mu$  sind unterteilt nach SH und SL/Opti, welche jeweils in Kombination mit den drei Aktuatorgeometrien und den Drosselfrequenzen angewendet werden. Die Wahl der Maximalwerte für  $c_\mu$  wird in Kapitel 7 erläutert. Die Gesamtmassenströme der aktiven Strömungsbeeinflussung zu den entsprechenden Impulsbeiwerten sind im unteren Abschnitt der Tabelle angegeben.

In Abbildung 5.7 ist die Entwicklung des Strahls aus dem Aktuator in Ausblasrichtung über mehrere Ebenen dargestellt, auf-



**Abbildung 5.7:** Entwicklung des Grenzschichtprofils des Aktuatorjets stromab der Ausblasung

genommen mit Hilfe einer Eindraht-Hitzdrahtsonde. Die Ebenen befinden sich in einem gleichmäßigen Abstand mit einer Schrittweite von 2 mm stromab, beginnend mit Ebene 1 unmittelbar hinter dem Aktuatorschlitz. Bis auf die erste Messposition mit 0,5 mm sind alle Ebenen bis zu einer Höhe von 1 mm vermessen (ausgehend von der Aktuatoroberfläche). Da die Schlitzhöhe nur 0,4 mm beträgt, ist für eine qualitative Aussage in der Ebene 1 diese Messhöhe ausreichend.

Die Geschwindigkeitsprofile in Abbildung 5.7 sind über der Höhe in z-Richtung gemittelt und auf die Maximalgeschwindigkeit in Ebene 1 bezogen. Die Entwicklung zeigt zu Beginn einen deutlich ausgeprägten Strahl, dessen Geschwindigkeit mit der Höhe schnell abnimmt. Es ist in keiner Ebene eine Grenzschicht an der Aktuatoroberfläche zu erkennen, da diese nur eine sehr geringe Ausdehnung besitzt und vom Hitzdraht nicht erfasst werden kann. Der Abstand zwischen den Spitzen der Sondenzinken zum aufgeschweißten Draht ist größer als die auftretende Grenzschicht, so dass selbst bei maximaler Annäherung (Zinkenkontakt zur Oberfläche) diese nicht erfasst wird. Zu erkennen ist, dass der Strahl eine gleichmäßige Geschwindigkeitsverteilung über die Höhe bis zur letzten Ebene aufbaut und weiterhin im

wandnahen Bereich Energie in das Fluid einbringt (Grenzschicht wird reenergetisiert) und anliegend bleibt. Das Anlegen des Strahls an die Nabe mittels des Coandă-Effekts ist von entscheidender Bedeutung für die Wirksamkeit der Beeinflussung, da so der Entstehung der Eckenablösung entgegengewirkt und sie so verzögert werden kann.



# 6

## AUSWERTUNG

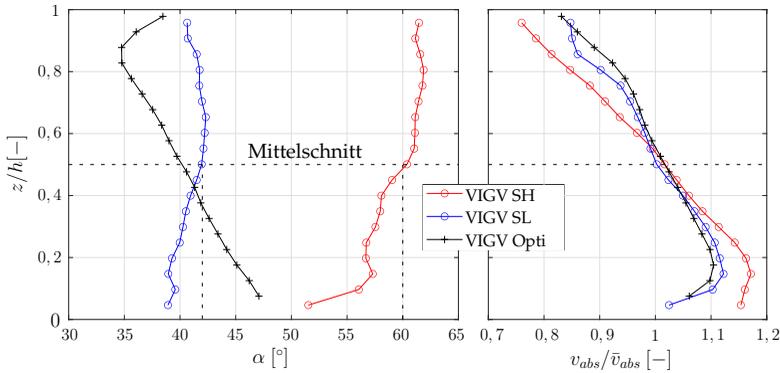
---

Nachfolgend werden die Ölanstrichbilder und Druckmessungen für die verschiedenen Schaufelreihen gezeigt und diskutiert. Anhand der unterschiedlichen Statorbeschaufelungen, Störfrequenzen und Parameter der aktiven Strömungsbeeinflussung wird deren Einfluss in Kombination verdeutlicht. Zu Beginn wird die Grundströmung des Windkanals anhand der 60°-Statorbeschaufelung (SH-Profil) untersucht, nachdem die Zuströmbedingungen, eingestellt durch die VIGVs, vorgestellt wurden. Nachfolgend wird auf die Auswirkungen der instationären Verblockung eingegangen sowie auf den Effekt der Aktuation mittels stationärer Ausblasung. Ein Vergleich der Verdichterschaufeln untereinander zeigt schlussendlich die Auswirkungen der Profilvariation für die definierten Drosselfrequenzen mit und ohne Einsatz von aktiver Strömungsbeeinflussung.

### 6.1 Anströmung

---

Der Vordrall für das jeweils eingesetzte Statorgitter muss in diesem Saugkanal über stromauf installierte VIGVs eingebracht werden. Wie bereits in Kapitel 4.3 erwähnt, lag der Fokus in der Auslegung auf einem gleichförmigen Anströmwinkel über der Kanalhöhe zum einen sowie der Auslegungs-Reynoldszahl im Mittelschnitt zum anderen. In Abbildung 6.1 ist der radialmassenstromgemittelte Anströmwinkel  $\alpha$  und die Absolutgeschwindigkeit  $v_{abs}$  der Zuströmung für die drei Ver-



**Abbildung 6.1:** Zuströmwinkel  $\alpha$  (links) und normierte Anströmgeschwindigkeit  $v_{abs}/\bar{v}_{abs}$  (rechts) über der Höhe für die Profile SH, SL und Opti

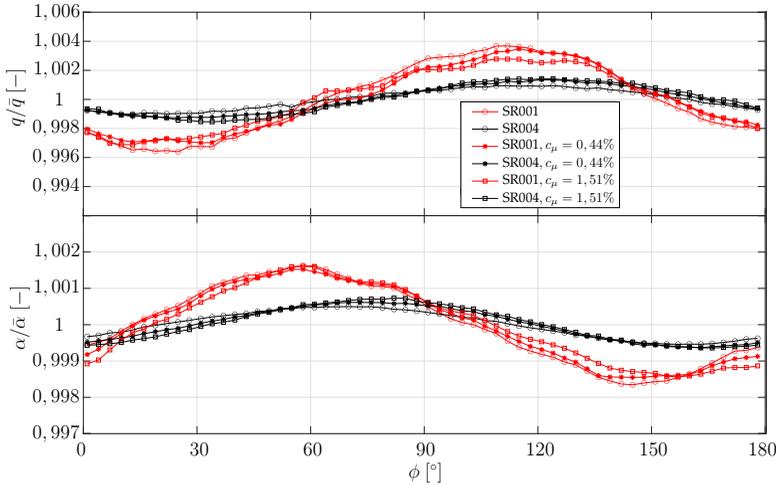
dichtergitter SH, SL und Opti aufgetragen. Die Ergebnisse sind jeweils über der normierten Kanalhöhe  $z/h$  dargestellt.

Die linke Grafik zeigt für die Anströmwinkel von SH und SL im Mittelschnitt nahezu den Auslegungskriterien entsprechende Winkel, was eine sehr gute Grundlage für die weiteren Untersuchungen der Verdichtergitter darstellt. Um die jeweils anvisierten  $\alpha = 60^\circ$  bzw.  $\alpha = 42^\circ$  sind nur geringe Schwankungen zu sehen. Lediglich im Nebenbereich des VIGVs für das SH-Profil kommt es zu Abweichungen von bis zu  $7^\circ$ , da die Strömung aufgrund der großen aerodynamische Belastung nicht komplett dem Profil folgen kann. Der durch die optVIGV-Konfiguration generierte Verlauf des Anströmwinkels zeigt eine sehr gute Übereinstimmung mit einer vergleichbaren Rotorabströmung entsprechend Tiow und Zangeneh [2002]. Die dort gezeigte Abströmung des NASA Rotor 67 ist vergleichbar mit der des optVIGV (ohne Nachlaufdehle), auf welche das Opti-Profil optimiert ist. Beide Fälle (NASA Rotor 67 und optVIGV) sind anhand des radialen Gleichgewichts ausgelegt. Typisch für den Verlauf des Abströmwinkels ist die Reduktion der Umlenkung mit steigendem Abstand zur Nabe, was einen deutlichen Unterschied zu den zuvor

gezeigten Verläufen von  $\alpha$  für das VIGV des SH- und SL-Profiles darstellt.

Die rechte Grafik in Abbildung 6.1 zeigt die auf die mittlere Absolutgeschwindigkeit normierte Größe  $v_{abs}/\bar{v}_{abs}$  vor dem jeweiligen Verdichtergitter mit dem zugehörigen VIGV. Auf den ersten Blick ist zu sehen, dass sich die grundlegenden Verläufe aller drei Verteilungen kaum voneinander unterscheiden. Für die Anströmgeschwindigkeit von SL und Opti ist kein nennenswerter Unterschied zu vermerken. Die Steigerung und Überbeschleunigung bei  $\bar{v}_{abs}$  für SH im Nabenbereich im Vergleich zu den anderen Verläufen lässt sich durch die höhere Umlenkung gepaart mit der geringen Teilung in diesem Bereich erklären. Grundsätzlich ist zu erkennen, dass in allen Fällen die mittlere Anströmgeschwindigkeit  $\bar{v}_{abs} \approx 1$  im Mittelschnitt vorherrscht (eingestellt auf  $Re = 600000$ ). Somit ist der Fokus der Auslegung auf die Reynoldszahl erfüllt.

Anhand dieser beiden Parameter sind die grundlegenden Anströmbedingungen definiert. Allerdings muss für den Einsatz der periodischen Androsselung stromab des Verdichtergitters geklärt werden, welchen Einfluss diese, und auch die aktive Strömungsbeeinflussung, auf die Zuströmbedingungen hat. Abbildung 6.2 zeigt anhand der Schwankung des Anströmwinkels  $\alpha$  und des dynamischen Drucks  $q$  in der Messebene der Zuströmung die Auswirkung der instationären Drosselung über eine Phasenlänge zwischen maximaler und minimaler Androsselung. In der oberen Grafik ist die Änderung des massenstromgemittelten  $\alpha$  bezogen auf den Mittelwert  $\bar{\alpha}$  für eine komplette Drosselphase zu sehen. Damit die entsprechenden Effekte der aktiven Strömungsbeeinflussung berücksichtigt werden, ist für den Fall von  $Sr = 0,01$  (*SR001*) und  $Sr = 0,04$  (*SR004*) zusätzlich die Aktuation mit einem Impulsbeiwert von  $c_{\mu} = 0,44\%$  und  $c_{\mu} = 1,51\%$  dargestellt. Es lässt sich anhand der Verläufe erkennen, dass die Aktuation keinen nennenswerten Einfluss auf die Zuströmbedingungen für beide Drosselfrequenzen hat. Die Schwankung des Anströmwinkels  $\alpha$  beträgt im Maximum weniger als  $0,2\%$  bezogen auf den Mittelwert  $\bar{\alpha}$  und fällt für *SR004* noch geringer aus. Die untere



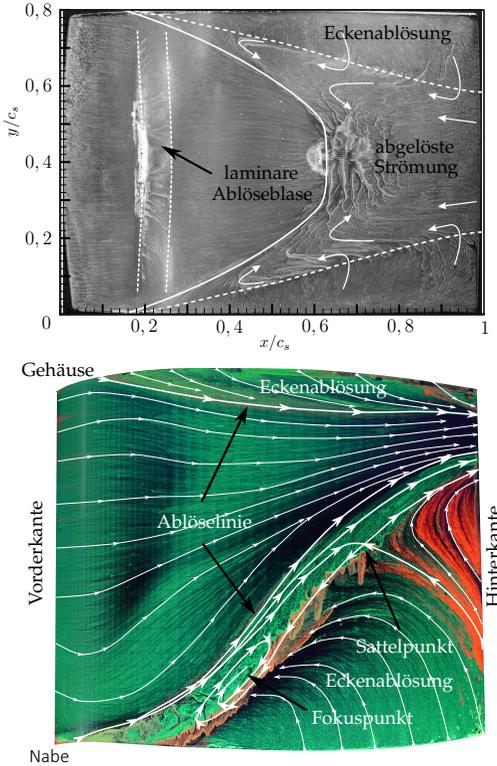
**Abbildung 6.2:** Darstellung des normierten Zuströmwinkels  $\alpha/\bar{\alpha}$  und des normierten dynamischen Drucks  $q/\bar{q}$  über die Drosselperiode für unterschiedliche Drosselfrequenzen mit und ohne Aktuation

Grafik zeigt den dynamischen Druck  $q$  bezogen auf dessen Mittelwert  $\bar{q}$  als Maß für die Anströmgeschwindigkeit und somit die Reynoldszahl. Es zeigt sich, dass die maximale Amplitude unter 0,4% liegt und die Verläufe kaum Abweichungen zueinander aufweisen. Anhand dieser Ergebnisse können die Schwankungen in der Anströmung durch die periodische Androsselung vernachlässigt werden und die Auswertung der Schaufelumströmung der Verdichterstatoren kann auf die Druckmessung auf der Saugseite und im Nachlauf fokussiert werden. Ebenso wichtig ist die Erkenntnis, dass die Ausbreitung der Störung stromauf derart stark gedämpft wird, dass ein Effekt auf einen stromauf liegenden Rotor ebenso vernachlässigt werden könnte.

## 6.2 Verdichterstator SH

Das Statorprofil SH wurde bereits ausführlich in einer 2D-Stator-kaskade untersucht (Zander et al. [2011], Hecklau [2012]). Wie vorab erwähnt, zielt die Verwendung dieser Schaufel in einer annularen Kaskade auf die Klärung ab, ob der Aktuierungserfolg beim Übergang von einem 2D-Profil zu einem prismatischen Stator im Ringraum bestehen bleibt. Die in dieser Arbeit verwendete Seitenwandaktuatorgeometrie fand ebenfalls bereits Anwendung in der 2D-Verdichterkaskade von Zander et al. [2011] und dient als Grundlage für die aktive Strömungsbeeinflussung im annularen Aufbau.

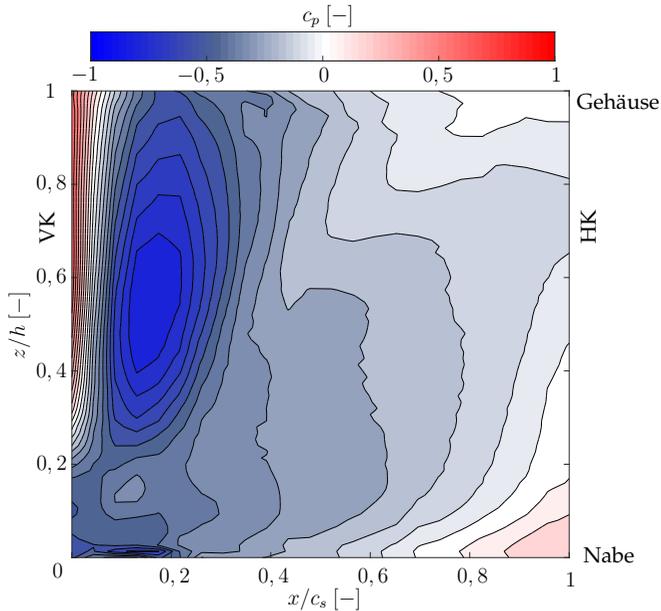
Abbildung 6.3 zeigt die Ölanstrichbilder der Profilsaugseite in der 2D-Kaskade (oben) und im Ringraum (unten). Im unteren Ölanstrich ist auf der Saugseite grüne und auf der Druckseite rote Farbe aufgetragen. Deutlich zu erkennen ist die Symmetrie der Strömung auf der Saugseite im oberen Ölanstrichbild. Der Stator im Ringraum weist eine asymmetrische Ausbildung der Sekundärströmungen an Gehäuse und Nabe auf. Das ist in erster Linie der veränderlichen Teilung über der Schaufelhöhe zuzuschreiben sowie der Verteilung der Anströmgeschwindigkeit über der Höhe auf die Vorderkante. Die Anströmgeschwindigkeit hat jedoch einen geringeren Einfluss, da die Änderung der Reynoldszahl über der Schaufelhöhe vergleichsweise niedrig ausfällt. In der linearen Kaskade ist die Teilung konstant und die Zuströmung gleichmäßiger in Geschwindigkeit und Winkel, da dort keine VIGVs für den Vordrall eingesetzt werden müssen. Die Ausbildung von Eckenablösungen an den Seitenwänden bzw. an Nabe und Gehäuse sind eine Gemeinsamkeit der beiden Profile. Im Ringraum ist die Eckenablösung an der Nabe dominierend und bildet dort ebenfalls ein Rückströmgebiet aus, was zu einer Umströmung der Hinterkante von Druck- zu Saugseite führt. Zu erkennen ist das an der roten Farbe, welche sich entgegen der Hauptströmungsrichtung in die Ablösung be-



**Abbildung 6.3:** Vergleich der Ölstrichvisualisierung für das SH-Profil in der Linearkaskade (oben) und im annularen Ringgitter (unten, vgl. Zander et al. [2011])

wegt und im Bereich der Ablöselinie entsprechend umgelenkt wird. Weiterhin ist deutlich die Ausbildung eines Fokus- und Sattelpunkts innerhalb dieses Bereichs zu sehen. Die Einschnürung des Strömungsfeldes durch die Eckenablösung verdrängt die saugseitigen Stromlinien bis zur Hinterkante hin zum Gehäuse. Die gehäuseseitige Eckenablösung wird dadurch unterdrückt und es ist keine Rückströmung zu erkennen. Zwischen diesen beiden Ablösegebieten befindet sich ein schmaler Bereich auf der Saugseite, in welchem die Strömung bis zur Hinterkante

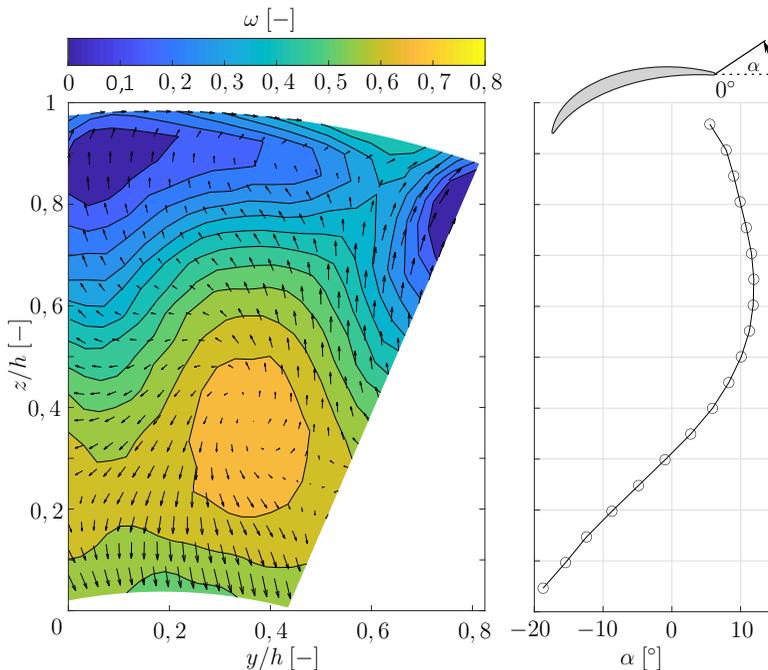
anliegend bleibt. Eine laminare Ablöseblase ist im Gegensatz zur 2D-Kaskade nicht auf dem Profil im Ringraum zu erkennen. Das lässt sich auf die hohe Turbulenz in der Anströmung zurückführen, welche einen laminar-turbulenten Umschlag der Strömung unmittelbar nach der Vorderkante verursacht und somit auf den Ölanstrichbildern nicht erfasst werden kann.



**Abbildung 6.4:** Druckbeiwertverteilung  $c_p$  auf der Saugseite des SH-Profiles

In Abbildung 6.4 ist der Druckbeiwert  $c_p$  auf der Saugseite dargestellt, welcher unter Verwendung der Schiebeschaufel des SH-Profiles ermittelt wurde. Die Anströmbedingungen entsprechen denen des Ölanstriches in Abb. 6.3. Ab einer Schaufelhöhe von ca. 20% ist deutlich zu erkennen, dass stromab der Vorderkante eine Beschleunigung hin zur Saugspitze ( $x/c_s \approx 0,2$ ) stattfindet und anschließend eine Verzögerung auftritt. Unterhalb von  $z/h = 0,2$  ist diese Beschleunigung nicht zu sehen, da dort eine ausgeprägte Grenzschicht vorherrscht und der Anströmwinkel

geringer ist (vgl. Abb. 6.1, Rückeninzidenz). Die Stromaufwir-  
kung der Eckenablösung führt an dieser Position bereits zu einer  
Ablenkung der Stromlinien in Richtung Gehäuse und zu einer  
Verzögerung der Strömung. Gut zu erkennen ist dies ebenfalls  
durch die Konturlinien von  $c_p$ , welche einen ansteigenden Druck-  
beiwert von der nabenseitigen Vorderkante zur gehäuseseitigen  
Hinterkante auf der Saugseite aufzeigen. Die hohen  $c_p$ -Werte im  
Nahbereich des Gehäuses entstehen durch die dort anliegende  
und verzögerte Strömung, wohingegen die maximalen Druck-  
beiwerte im Nabebereich durch die Rückströmung bzw. niedri-  
gen Geschwindigkeiten innerhalb der Eckenablösung zu erklä-  
ren sind.



**Abbildung 6.5:** Verlustbeiwert  $\omega$  im Nachlauf von SH mit Strömungs-  
vektoren der  $y$ - $z$ -Ebene (links) und massenstromgemittelter Abström-  
winkel  $\alpha$  über der Schaufelhöhe (rechts)

Die im Gitter entstandene Strömungstopologie lässt sich ebenfalls im Nachlauf der Passage zeigen. Hierzu ist in Abbildung 6.5 der massenstromgemittelte Verlustbeiwert  $\omega$  im Nachlauf dargestellt. Diese Messebene befindet sich in einem Abstand von 60% der Sehnenlänge stromab der Hinterkante, wobei die Ränder links und rechts der Grafik die in x-Richtung projizierten Positionen der Hinterkanten der vorangegangenen Passage darstellen.

Auf den ersten Blick fällt der Bereich mit hohen Verlustbeiwerten auf, welche die abschwimmende Eckenablösung widerspiegeln mit einem stark verlustbehafteten Zentrum. Das zeigt die große Ausdehnung der Ablösung in der Passage und die daraus resultierende Verdrängung der Strömung, welche auf der Saugseite des Ölanstriches in Abb. 6.3 zu sehen ist. Die dargestellten Strömungsvektoren in der y-z-Ebene basieren auf den entsprechenden Geschwindigkeitsanteilen der Absolutgeschwindigkeit. Zur Verdeutlichung des Strömungsfeldes ist der jeweilige Mittelwert der y- bzw. z-Komponente von den lokalen Größen abgezogen. Anhand der Vektoren ist die Rotation des Eckenwirbels gegen den Uhrzeigersinn im Nachlauf deutlich zu erkennen. Ersichtlich ist ebenso die Verdrängung des Fluids in Richtung Gehäuse, jedoch ist kein gegenläufig rotierendes Wirbelsystem oberhalb der Eckenablösung zu identifizieren. Am Gehäuse existiert eine verlustarme Region mit geringerem  $\omega$ , welche mit der anliegenden Strömung auf der Saugseite korreliert. Die schmale Unterbrechung mit leicht erhöhtem Verlustbeiwert im gehäusenahen Bereich ist die Auswirkung der Nachlaufdelle des Profils. Die Position der Nachlaufdelle und das Zentrum der Eckenablösung in Bezug auf die projizierte Hinterkantenposition verdeutlichen die Minderumlenkung des Profils.

Abbildung 6.5, rechts, zeigt den radialen Verlauf über der Kanalhöhe des massenstromgemittelten Abströmwinkels  $\alpha$ . Über einen Großteil der Schaufelausdehnung (ab ca. 30% Schaufelhöhe) besitzt  $\alpha$  positive Werte bis maximal  $+11^\circ$  und zeigt somit eine deutliche Minderumlenkung. Im Nabebereich ist die Umlenkung durch die Drehrichtung des Eckenwirbels bestimmt und

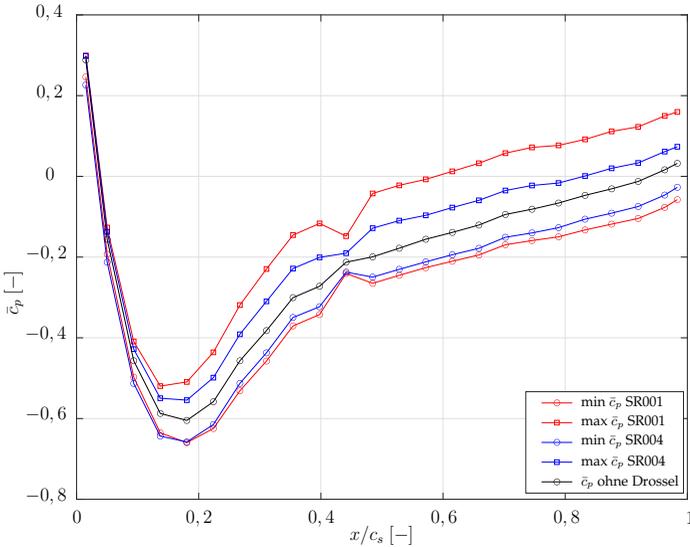
führt zu negativen Werten von  $\alpha$ , was mit einer Steigerung der Schaufelumlenkung einhergeht. Diese ist jedoch lokal begrenzt und die Totaldruckverluste im Bereich des Eckenwirbels überwiegen hinsichtlich der Verluste. Die Unterschiede in  $\omega$  über der Nachlauffläche zeigen die hohe Belastung des Gitters im Nabebereich durch die große Profillumlenkung und gleichzeitig geringe Teilung.

## 6.3 SH mit Drossel

Die Auswirkungen der instationären Randbedingungen durch die rotierende Verblockung sollen nun am SH-Profil untersucht werden. Die im Windkanal verwendete Drossel hat eine Verblockung des Strömungskanals stromab des Schaufelgitters zur Folge und rotiert entgegen des mathematisch positiven Drehsinns um die x-Achse (stromauf betrachtet - von der Druckseite in Richtung Saugseite). Für die Vergleichbarkeit wird auch in dieser Konfiguration die Reynoldszahl im Zulauf als Kriterium für die Versuchsdurchführung verwendet, so dass der Massenstrom in der Messstrecke, im Vergleich zur Konfiguration ohne Drossel, im Mittel identisch bleibt.

In Abbildung 6.6 sind die radial gemittelten  $c_p$ -Verläufe der Saugseite gezeigt. Dort werden neben der unbeeinflussten Referenz (Konfiguration ohne Drossel) jeweils zwei Verläufe für die Strouhalzahlen  $SR001$  und  $SR004$  abgebildet. Die Auswahl dieser erfolgt anhand des gemittelten  $c_p$ -Wertes der gesamten Saugseite und stellt jeweils den maximalen (angedrosselten) und minimalen (entdrosselten) Fall dar, welcher innerhalb einer Periode der Androsselung erreicht wird. Zu sehen ist, dass über der gesamten Profillänge die entdrosselten  $c_p$ -Verläufe der jeweiligen Strouhalzahlen unterhalb und die angedrosselten oberhalb der Referenz verlaufen.

Weiterhin sind die Abweichungen der Verläufe bei  $SR004$  kleiner zum Referenzverlauf und werden jeweils von den beiden Kurven von  $SR001$  eingeschlossen. Dementsprechend wird deutlich, dass die geringere Drosselfrequenz  $SR001$  auf der Saugseite einen größeren Einfluss auf die Schaufelumströmung ausübt. Das zeigt sich weniger beim minimalen Verblockungseinfluss, jedoch umso mehr im maximal abgedrosseltem Fall. Demnach ist die absolute Schwankungsamplitude bei kleinerer Frequenz höher. Die Entwicklung der Verläufe zeigt bereits im Bereich der Beschleunigung vor der Saugspitze einen divergenten Verlauf zu-



**Abbildung 6.6:** Radial gemittelter Druckbeiwert  $c_p$  des SH-Profiles für SR001 und SR004 bei maximaler An- und Entdrosselung

einander und die Abstände verändern sich in der anschließenden Verzögerung nur wenig. Die Verblockung erzeugt mit den rotierenden Auslegern im Ringraum einen Aufstau stromab des Gitter, welcher die Strömung in der Passage verzögert und die Saugspitze reduziert. Aus diesem Grund ist der Unterschied der Verläufe bei minimalen gemittelten  $c_p$ -Wert gering, da dort von einem nahezu ungestörten Strömungszustand ausgegangen werden kann.

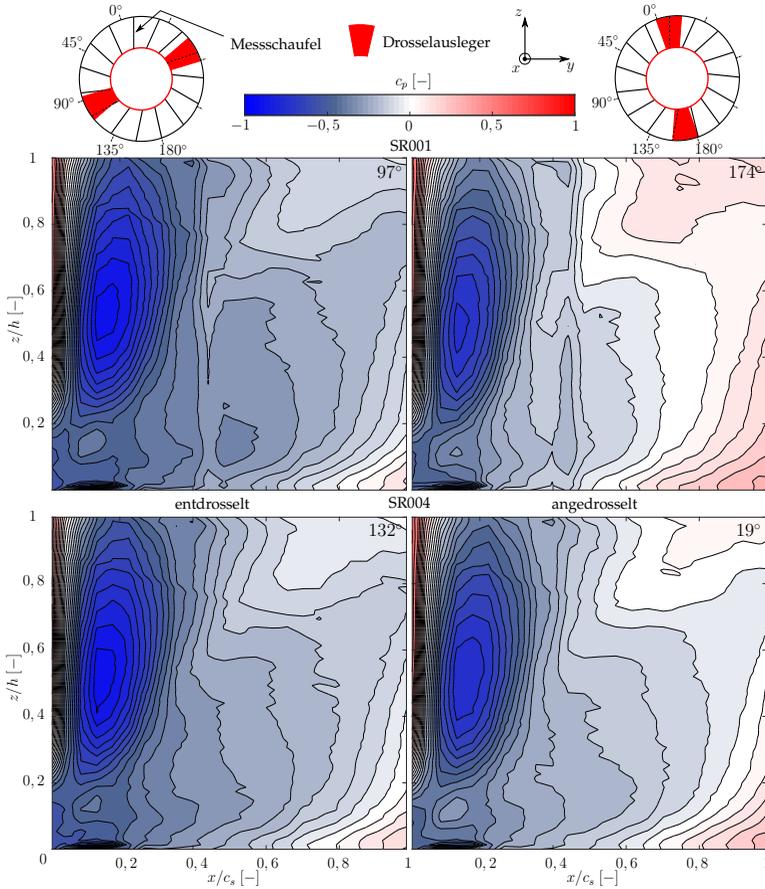
Die Unstetigkeiten der  $c_p$ -Verläufe mit Drossel an der Position  $x/c_s \approx 0,45$  sind auf eine Beeinträchtigung in der Messkette zurück zu führen. Eine Verunreinigung im Druckschlauch zur Weiterleitung der Druckinformationen zum Sensor hat zu einer erhöhten Dämpfung geführt und somit zu einer schlechten Frequenzauflösung. Zu erkennen ist dies daran, dass der Messwert bei jedem  $c_p$ -Verlauf an dieser Position in Richtung Referenzwert ohne Drossel tendiert. Die Änderung des Drucks durch den Ein-

fluss der rotierenden Verblockung stellt sich nicht, wie bei allen anderen Messpositionen, schnell genug am Sensor ein. Aus diesem Grund gibt es eine Abweichung zur Referenz, jedoch nicht die zu erwartende.

Der Aufstau an der Vorderseite des sich im Ringraum befindlichen Auslegers der Drossel verursacht im Gegenzug einen vergleichsweise geringen Druck an dessen Rückseite. Bewegt sich nun die Verblockung im Ringraum, wird nach der Phase des maximalen Aufstaus an der entsprechenden Stelle ein Druckgefälle freigegeben, welches eine kurzzeitige Überbeschleunigung der Strömung zur Folge hat. Dieser Druckabfall führt stromauf zu einer zeitversetzten Reduktion der  $c_p$ -Werte auf der Saugseite, was einen Phasenversatz zwischen Androsselung und  $c_p$ -Entwicklung beschreibt. Aus diesem Grund liegt der  $c_p$ -Verlauf des entdrosselten Zustandes unterhalb der Referenz. Diese Druckdifferenz an der Drossel wird umso größer, je kleiner die Drosselfrequenz ist, da die Trägheit der Strömung den Aufstau begünstigt. Dementsprechend ist die Beschleunigung bei *SR001* größer, was den niedrigeren  $c_p$ -Verlauf unterhalb von *SR004* erklärt.

Die erste Messposition stromab der Vorderkante auf der Saugseite zeigt, dass im Falle der maximalen Drosselwirkung der  $c_p$ -Wert nahezu identisch zum Referenzfall ist. Dies bestätigt die bereits gezeigten Messungen der Zuströmung, bei welchen die Effekte der instationären Randbedingungen über dem Profil gedämpft werden. Demnach hat die Androsselung stromauf der Vorderkante eine vernachlässigbare Auswirkung und beeinflusst die Inzidenz kaum.

Anhand der Druckmessungen auf der Saugseite lassen sich die in Abbildung 6.6 aufgezeigten gemittelten Verläufe der Druckbeiwerte weiter veranschaulichen. Zu sehen sind in Abbildung 6.7 jeweils die Fälle des maximalen und minimalen  $c_p$ -Wertes für die gesamte Saugseite mit den entsprechenden Phasenwinkeln der Drossel für die gezeigten Zustände. Die linken Abbildungen oben (*SR001*) und unten (*SR004*) stellen den entdrosselten und die rechten den jeweils androsselten Fall dar. Es lässt sich erkennen, dass der flächenmäßige Anstieg des Druck-



**Abbildung 6.7:** Druckbeiwert  $c_p$  auf der Saugseite für maximale An- und Entdrosselung für  $SR001$  und  $SR004$

beiwertes zwischen An- und Entdrosselung bei  $SR001$  deutlich stärker ausfällt als bei  $SR004$ . Die Saugspitze im rechten oberen Bild ist kleiner als im linken oberen, der Bereich der Beschleunigung ist sichtlich gestaucht und leicht stromaufwärts verschoben, was beides zum gemittelten Verlauf von  $SR001$  in Abbildung 6.6 passt. Diese Änderungen sind ebenso für die höhere Drosselfrequenz  $SR004$  zu sehen, jedoch in einem geringeren Maße

bzgl. der Ausdehnung. Anhand der Isolinien ist wiederum die Einschnürung der Hauptströmung in Richtung Gehäuse gut zu sehen. Die Unterschiede in der Topologie beider Drosselfrequenzen im entdrosselten Zustand sind gering, lediglich leicht höhere  $c_p$ -Werte für *SR004* sind zu erkennen, da das Zeitintervall des entdrosselten Zustandes geringer ist und die Beschleunigung kleiner ausfällt. Eine Stauchung des Bereichs der Überbeschleunigung ist hingegen für *SR004* nicht sichtbar.

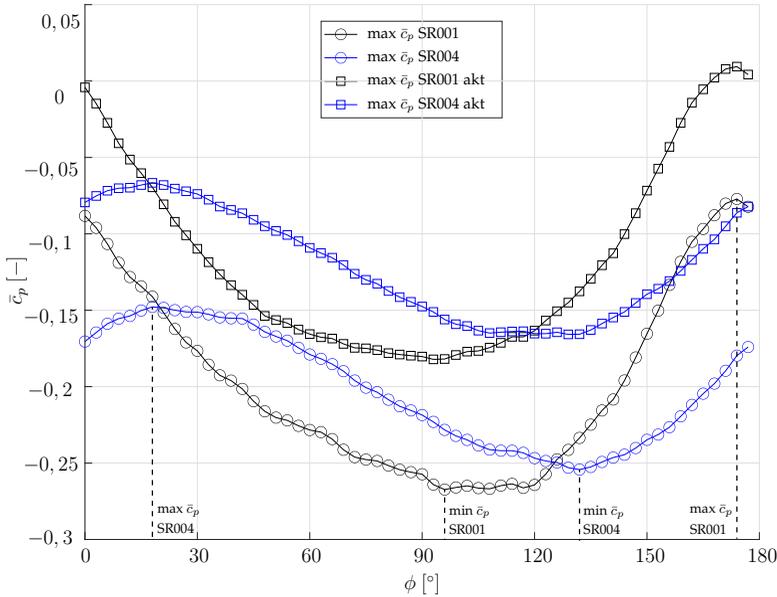
Anschaulich wird zudem, dass der Phasenversatz zwischen Verblockung und  $c_p$ -Entwicklung für beide Strouhalzahlen sich aufgrund der Rotationsgeschwindigkeit der Drossel unterscheidet. Die Druckinformation der Verblockung stromab der Messebene wandert für beide Strouhalzahlen gleich schnell stromauf in Richtung Schaufelgitter, jedoch ist die Drosselposition bei *SR004* aufgrund der größeren Drehzahl weiter fortgeschritten als für *SR001*. Die Phasenlagen der jeweiligen Darstellungen aus Abbildung 6.7 sind in Abbildung 6.8 zur Verdeutlichung eingetragen.

## 6.4 SH mit Drossel und Aktuation

Im weiteren Verlauf werden die Auswirkungen der aktiven Strömungsbeeinflussung auf die Schaufelumströmung untersucht. Hierfür ist in Abbildung 6.8 der gemittelte Druckbeiwert  $\bar{c}_p$  der Saugseite über eine vollständige 180°-Drosselperiode aufgetragen.

Neben den Verläufen für beide Strouhalzahlen *SR001* und *SR004* ohne Aktuation wird ebenfalls die Veränderung mit aktiver Strömungsbeeinflussung dargestellt. Exemplarisch für den Effekt der Aktuation wird an dieser Stelle der Aktuator 1 (Akt1) mit einem Impulsbeiwert von  $c_\mu = 0,44\%$  verwendet. Dieser Wert

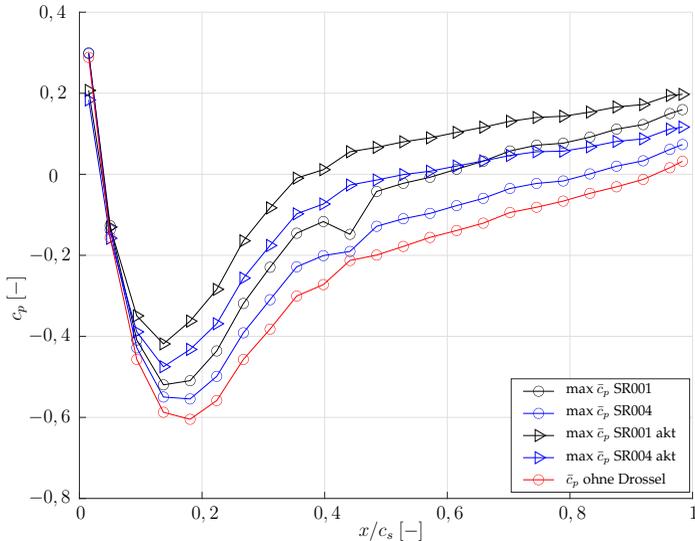
beschreibt für das Schaufelgitter SH ein mittleres  $c_\mu$  der zu untersuchenden Parameter. Der Einfluss der geringeren Drosselfre-



**Abbildung 6.8:** Gemittelter Druckbeiwert  $\bar{c}_p$  der Saugseite in Abhängigkeit der Drosselfrequenz SR001 und SR004 mit und ohne Aktuation

quenz *SR001* ist beim Druckbeiwert anschaulich größer im Vergleich zu *SR004*. Die maximalen Werte von  $\bar{c}_p$  der kleinen Strouhalzahl übersteigen die der größeren Drosselfrequenz deutlich. Hingegen sind die Minima von *SR001* mit denen von *SR004* nahezu vergleichbar. Die Drosselfrequenz *SR004* zeigt über alle Phasenwinkel eine geringere Schwankungsamplitude sowie geringere Steigungen zwischen den Extremstellen. Dies passt zu den kürzeren Beschleunigungsphasen während der Entdrosselung durch die kleinere Zeitspanne der Androsselung. Ein Blick auf die Auswirkungen der aktiven Strömungsbeeinflussung zeigt, dass diese in beiden Fällen eine Erhöhung der  $\bar{c}_p$ -Werte über alle Phasenwinkel hervorruft, den charakteristischen Verlauf von  $\bar{c}_p$  für die jeweiligen Strouhalzahlen jedoch nicht verändert.

Die radial gemittelten  $c_p$ -Verläufe auf der Saugseite des Statorprofils SH bei maximaler Androsselung in Abbildung 6.9 zei-



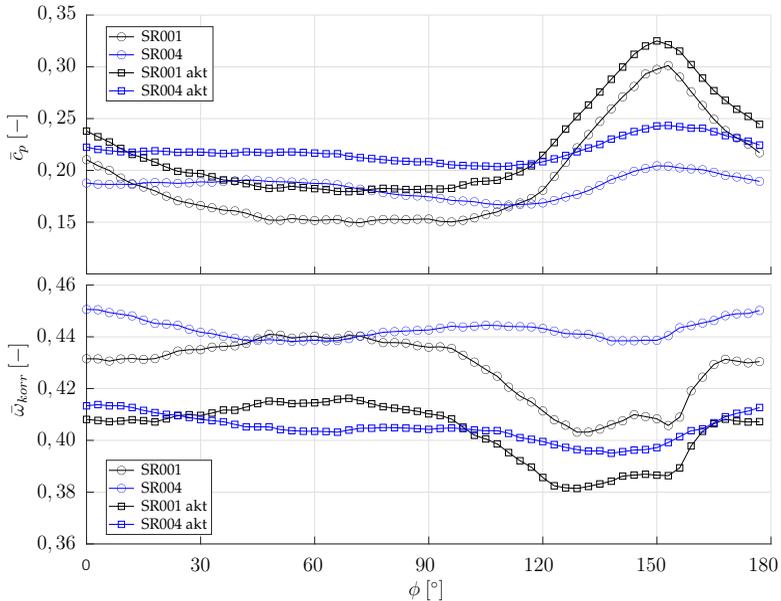
**Abbildung 6.9:** Radial gemittelte Verläufe des Druckbeiwertes  $c_p$  für die jeweils maximale Androsselung mit und ohne Aktuation und der Referenz

gen ebenfalls diese Steigerung im Druckbeiwert mit Aktuation. Grundsätzlich ist ein Anstieg von  $c_p$  nicht alleine auf eine verbesserte Strömungsführung um das Profil zurück zu führen. Durch die Aktuation wird Luft mit einem höheren Druck in die Passage eingeblasen, was in Bezug auf den Referenzdruck einen Anstieg des lokalen statischen Drucks verursacht und somit den  $c_p$ -Wert erhöht. In Abbildung 6.9 ist zu erkennen, dass der maximale Anstieg des Druckbeiwertes zum jeweils nicht aktuierten Verlauf bei etwa 30% Sehnenlänge liegt. In diesem Bereich beginnt auch die Eckenablösung auf dem Profil überproportional anzuwachsen, was eine verminderte Verzögerung der Strömung stromab hervorruft. Die Differenz der  $c_p$ -Verläufe zwischen dem beeinflusstem und nicht beeinflusstem Fall verringert sich ab dieser Schaufelposition, zeigt an der Hinterkante dennoch eine bleibende Erhöhung. An der ersten Messposition  $x/c_s = 0,01$  tritt unter Verwendung der Strömungsbeeinflussung eine leicht verstärkte

Beschleunigung auf, welche jedoch durch den Eintrag des Aktuationsmassenstroms kurz darauf stromab ausgeglichen wird. Anhand der sich verändernden Differenz zwischen den Druckbeiwerten über der Saugseite ist festzuhalten, dass neben dem Eintrag der Druckluft auch die Beeinflussung durch den Aktuatorstrahl zur Steigerung von  $c_p$  beiträgt. Die Bewertung dieses Hinzugewinns von  $c_p$  mit Berücksichtigung des energetischen Aufwands der Aktuation wird anhand des korrigierten Verlustbeiwerts  $\omega_{korrr}$  im Nachlauf durchgeführt. Es ist ebenfalls zu sehen, dass die aus Abbildung 6.6 erläuterte Unstetigkeit in den Messungen mit Aktuation nicht auftritt, da der Fehler behoben wurde.

Im oberen Abschnitt von Abbildung 6.10 ist der phasengemittelte Druckbeiwert  $\bar{c}_p$  im Nachlauf über dem Phasenwinkel der Androsselung dargestellt. Es ist zu sehen, dass ein starker  $\bar{c}_p$ -Anstieg vorliegt, wenn die Drossel die Passage mit der Messschaufel passiert. Der Anstieg ist auf den lokalen Aufstau der Strömung vor dem Drosselausleger zurück zu führen und den damit anwachsenden statischen Druck im Bereich der Fünflochsonde. In Bezug auf den nahezu unbeeinflussten Referenzdruck vor dem Schaufelgitter in der Anströmung verursacht dies den erhöhten Druckbeiwert. Der Einfluss der Drosselfrequenz zeigt auch hier den deutlichen Unterschied zwischen *SR001* und *SR004* anhand der Amplitude im jeweiligen Maximum. In der Phase ohne Drosseleinfluss erreicht  $\bar{c}_p$  für *SR004* höhere Werte als für *SR001*. Die Drosselfrequenz bewirkt in Kombination mit der Trägheit der Luft, dass die Verblockung des Ringraums im Nachlauf für *SR004* größer erscheint, obwohl die reale Verblockungsfläche identisch zu *SR001* ist.

Der Einsatz der Strömungsbeeinflussung verschiebt die jeweiligen Kurven zu höheren Druckbeiwerten und verändert die Charakteristik der Verläufe nicht. Die Differenz zwischen den Kurven ist der eigentliche Benefit durch die Strömungsbeeinflussung. Im unteren Teil von Abbildung 6.10 ist der massenstromgemittelte und korrigierte Verlustbeiwert  $\bar{\omega}_{korrr}$  für beide Strouhalzahlen über dem Phasenwinkel der Androsselung aufgetragen. Es ist er-



**Abbildung 6.10:** Gemittelter Druckbeiwert  $\bar{c}_p$  (oben) und korrigierter Verlustbeiwert  $\bar{\omega}_{korr}$  (unten) im Nachlauf in Abhängigkeit der Drosselfrequenz mit und ohne Aktuation

sichtlich, dass der große Einfluss der Drossel, verglichen zu  $\bar{c}_p$  im oberen Bild, nicht zu sehen ist. Der Totaldruck  $p_{t,2r}$ , welcher in den Verlustbeiwert mit eingeht, ist durch den lokalen Aufstau an der Messposition unbeeinflusst. Die Änderungen von  $\bar{\omega}_{korr}$  erfolgen ausschließlich durch die von der Schaufel generierte Strömungscharakteristik und einhergehende Totaldruckverluste im Gitter und Nachlauf. Im Fall ohne Strömungsbeeinflussung gleichen sich die Verluste über Abschnitte der Phase zwischen ca.  $\phi = 40^\circ$  und  $\phi = 80^\circ$ , wobei es für  $SR001$  in genannte Phasenbereich das Maximum und für  $SR004$  das Minimum von  $\omega_{korr}$  darstellt.  $SR004$  hat somit den höheren gemittelten Verlustbeiwert der beiden Fälle ohne aktive Strömungsbeeinflussung. Diese Beobachtung korreliert mit dem leicht erhöhten  $\bar{c}_p$ -Wert der höherfrequentierten Störung, welche im Mittel eine größere An-

drosselung des Profils darstellt und die Verluste durch die Sekundärströmungen auf der Schaufel und in der Passage kumuliert steigen lässt.

Im Vergleich zum Druckbeiwert aus Abbildung 6.10, oben fallen die Schwankungen der Verläufe über die gesamte Drosselperiode geringer aus. Die Extremstellen der Kurven sind zwischen dem Verlust- und Druckbeiwert verschoben, da die Ursache der Druckschwankung für  $\bar{c}_p$  die Drossel selbst ist und die Druckinformation zuerst stromauf und die Wirkung wieder stromab wandern muss. Die Nutzung der aktiven Strömungsbeeinflussung verringert den korrigierten Verlustbeiwert für  $SR001$  und  $SR004$ . Im Falle von  $SR004$  fällt dieser positive Effekt in der Konfiguration mit Akt1 und  $c_\mu = 0,44\%$  größer aus, zu erkennen durch die Differenz der jeweiligen Verläufe zueinander. Die zugeführte Energie in Form der Druckluft kann demnach die Strömung positiv beeinflussen, was gesamtheitlich einen Benefit für beide Drosselfrequenzen erzielt.

Die Entwicklung des massenstromgemittelten Verlustbeiwertes für verschiedene Phasenwinkel kann über die Auftragung der gesamten Messebene im Nachlauf verdeutlicht werden. Hierfür ist  $\omega$  in Abbildung 6.11 dargestellt und unterteilt in  $SR001$  (links) und  $SR004$  (rechts).

Zu Beginn einer Drosselperiode mit  $\phi = 0^\circ$  existiert für  $SR001$  neben der deutlich erkennbaren Eckenablösung an der Nabe ein weiteres Gebiet mit erhöhten Verlusten. In den folgenden Phasenwinkeln bis  $\phi = 90^\circ$  entwickelt sich ein definiertes Zentrum mit erhöhten Werten von  $\omega$ , welches eine nahezu identische Topologie zum stationären und unbeeinflussten Fall des SH-Profiles in Abbildung 6.5 darstellt. In Übereinstimmung mit Abbildung 6.10 ist zwischen  $\phi = 60^\circ$  und  $\phi = 90^\circ$  in der Messebene der größte Verlust zu sehen, da erst in dieser Phase die Auswirkung der Drossel auf das Profil an der Messposition nachzuweisen sind. Dem folgend beginnt die Entdrosselung und für  $\phi = 120^\circ$  tritt eine deutliche Verkleinerung des Verlustzentrums (lokales Maximum) der Eckenablösung auf. In der Phasenlage  $\phi = 150^\circ$  hat

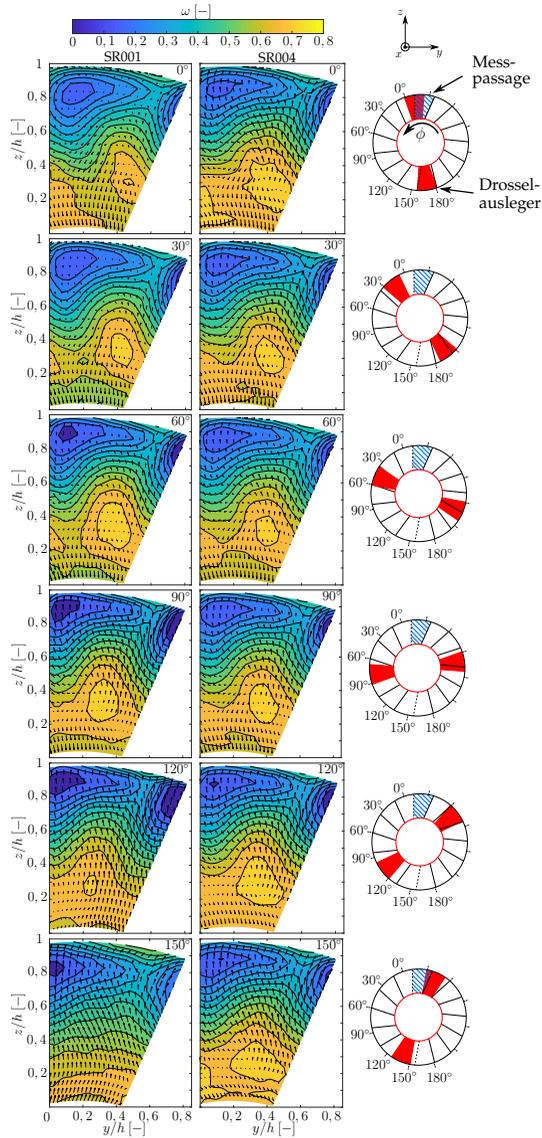
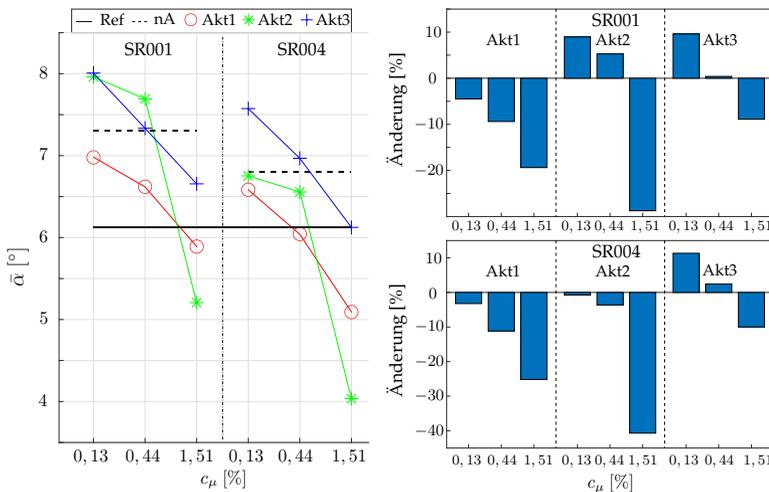


Abbildung 6.11: Verlustbeiwert  $\omega$  des SH-Profiles im Nachlauf für *SR001* (links) und *SR004* (rechts) für verschiedene Phasenwinkel

die Überbeschleunigung der Passagenströmung das charakteristische Verlustgebiet derart verändert, dass kein Verlustkern einer Ablösung mehr auszumachen ist. Mit fortschreitendem Phasenwinkel steigt  $\omega$  wieder an und es entwickelt sich ein neues Verlustzentrum, da die Entdrosselung im Schaufelgitter abnimmt und die Entwicklung der Strömungstopologie sich wiederholt. Die Änderungen von  $\omega$  im Nachlauf von SR004 fallen über alle Phasenwinkel geringer aus im Vergleich zu SR001, was ebenfalls die bisherigen Erkenntnisse bestätigt. Ein definiertes Zentrum mit maximalem  $\omega$  ist in der Verlustverteilung über der Messebene für alle dargestellten Phasenwinkel erkennbar. In Übereinstimmung mit Abbildung 6.10 ist der Unterschied für SR004 zwischen den größten gemittelten Verlustbeiwerten bei  $\phi = 0^\circ$  und dem Kleinsten bei  $\phi = 60^\circ$  klar auszumachen.



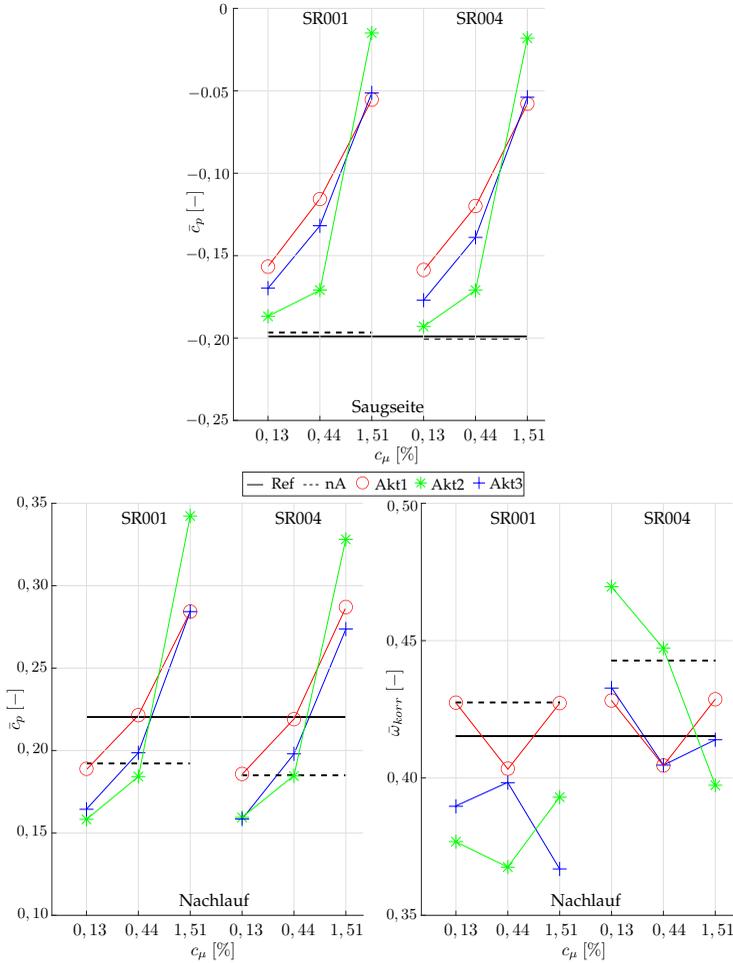
**Abbildung 6.12:** Entwicklung des Abströmwinkels  $\bar{\alpha}$  im Nachlauf in Abhängigkeit der Strouhalzahlen, der Aktuatorgeometrien und der Impulsbeiwerte (links) sowie prozentuale Änderung zum nicht aktuierten Fall für das SH-Profil (rechts)

Für alle untersuchten Parametervariationen am SH-Profil zeigt Abbildung 6.12, links die massenstromgemittelten Abströmwin-

kel  $\bar{\alpha}$  und rechts die prozentuale Änderung, bezogen auf die periodisch androsselte Konfiguration ohne Aktuation.

Die durchgezogene Linie im linken Teil der Abbildung markiert die Mittelwerte der ungestörten Referenzfälle, die gestrichelte Linie das entsprechende Mittel von *SR001* und *SR004* ohne Strömungsbeeinflussung. Die Minderumlenkung ( $\bar{\alpha} \geq 0$ ) steigt mit einer Androsselung des Gitters im Vergleich zum Referenzfall für beide Drosselfrequenzen, höhere Werte verzeichnet *SR001*. Der Einsatz der unterschiedlichen Aktuatorgeometrien kann nicht für alle Konfigurationen eine Senkung der Minderumlenkung hervorrufen. Mit Ausnahme von Akt1 stellt sich bei geringen Impulsbeiwerten zunächst eine Erhöhung von  $\bar{\alpha}$  ein. Das lässt darauf schließen, dass sich der eingebrachte Effekt des Aktuatorstrahls bei kleinen  $c_\mu$  negativ auf die Passagenströmung auswirkt. Mit steigendem Impulsbeiwert ist für alle Aktuatoren ein positiver Trend zu erkennen und ermöglicht teilweise die Senkung der Minderumlenkung unterhalb des Referenzfalls. Akt2 erreicht bei maximalem  $c_\mu$  die größte Reduktion für beiden Drosselfrequenzen mit 27% für *SR001* respektive 39% bei *SR004*. Abbildung 6.13 fasst nun die Druck- und Verlustbeiwerte des SH-Profiles an den verschiedenen Messpositionen zusammen. Im oberen mittleren Teil der Abbildung ist der gemittelte Druckbeiwert  $\bar{c}_p$  der Saugseite für die untersuchten Impulsbeiwerte zu sehen. In der unteren linken Hälfte von Abb. 6.13 ist das massenstromgemittelte  $\bar{c}_p$  der Nachlauffläche aufgetragen. Rechts davon befinden sich die massenstromgemittelten Verlustbeiwerte  $\bar{\omega}_{korrr}$  über den Impulsbeiwerten. Diese Beiwerte sind wiederum entsprechend analysiert für die Drosselfrequenzen *SR001* und *SR004* und die drei verschiedenen Aktuatorgeometrien Akt1, Akt2 und Akt3.

Verglichen zur Referenzkonfiguration ist die Änderung des Druckbeiwerts auf der Saugseite mit periodischer Androsselung ohne Aktuation sehr klein. Dies passt zu den in Abbildung 6.6 gezeigten Verläufen, welche im Minimum und Maximum der Störung zum Referenzfall einen relativ gleichmäßigen Abstand aufzeigen und sich gemittelt gegenseitig aufwiegen. Der Effekt



**Abbildung 6.13:** Entwicklung des gemittelten Druckbeiwertes  $\bar{c}_p$  der Saugseite, des Druck- ( $\bar{c}_p$ ) und Verlustbeiwertes ( $\bar{\omega}_{korr}$ ) im Nachlauf in Abhängigkeit der Strouhalzahl, der Aktuatorgeometrie und des Impulsbeiwertes  $c_\mu$

der Strömungsbeeinflussung zeigt mit steigendem  $c_\mu$  eine deutliche Erhöhung des  $\bar{c}_p$ -Wertes und liegt stets oberhalb des nicht aktuierten und andgerosselten Falls. Dabei fällt auf, dass bei ma-

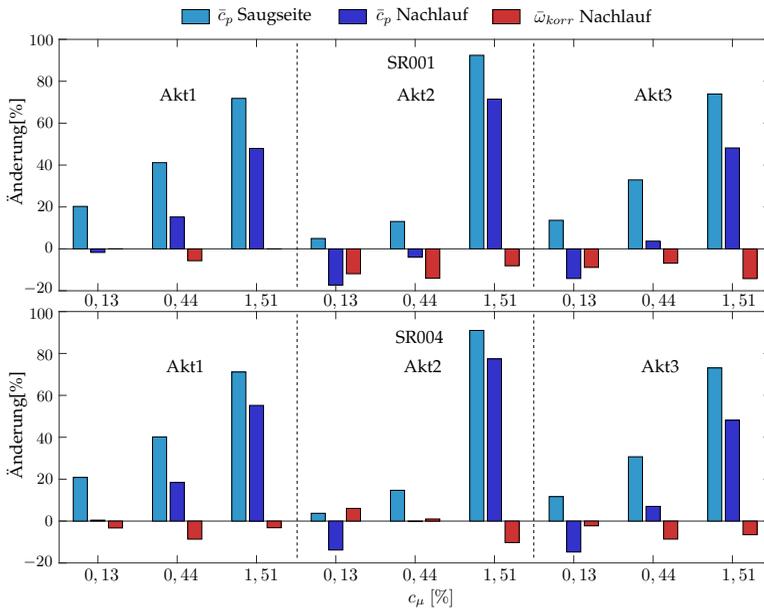
ximalem Impulsbeiwert die Konfiguration Akt2 die größte statische Druckerhöhung erzielt, wohingegen bei geringem Aktuatiionsmassenstrom Akt1 die maximale Steigerung erzielt. Die Unterschiede in den Ergebnissen zwischen den beiden Drosselfrequenzen fallen im Druckbeiwert in den jeweiligen Parameterkonfigurationen auf der Saugseite vergleichsweise klein aus und sind somit kaum von der Strouhalzahl abhängig.

Die  $\bar{c}_p$ -Werte des Nachlaufs in Abbildung 6.13 sind ein Maß für die gesamte Strömungstopologie der Passage. Die unterschiedlichen analysierten Konfigurationen zeigen einen ähnlichen Trend in der Entwicklung des Druckbeiwerts verglichen mit den Saugseitenmessungen. Die  $\bar{c}_p$ -Werte für die Untersuchungen mit periodischer Androsselung fallen in diesem Diagramm höher aus, da der Aufstau des Drosselauslegers mit in die gemessenen Größen einfließt. Da jedoch beide nicht aktuierten Drosselfrequenzen unterhalb der Referenz liegen, wird deutlich, dass die Druckrückgewinnung durch die instationären Randbedingungen über dem Profil stark eingeschränkt ist. In Abbildung 6.14 werden die prozentualen Änderungen untereinander später genauer betrachtet.

Anhand der Verlustbeiwerte im Nachlauf wird ermittelt, ob die unterschiedlichen Aktuatorgeometrien einen positiven, reduzierenden Effekt auf  $\bar{\omega}_{korrr}$  für *SR001* und *SR004* besitzen. Zu sehen sind die Größen in Abbildung 6.13, unten rechts. Es ist zu erkennen, dass für die niedrige Drosselfrequenz *SR001* große Unterschiede im  $\bar{\omega}_{korrr}$ -Wert für verschiedene Aktuatoren auftreten. Alle Konfigurationen erreichen mindestens den korrigierten Verlustbeiwert des nicht beeinflussten Falls, oder erzielen niedrigere Werte. Es wird dadurch deutlich, dass die aktive Strömungsbeeinflussung für *SR001* einen Benefit darstellt. Die größten Impulsbeiwerte führen jedoch bei Akt1 und Akt2 zu wieder steigendem  $\bar{\omega}_{korrr}$ , da der Totaldruckverlust in der Passage nicht ausreichend gemindert werden kann in Hinblick auf die aufgewendete Aktuationsenergie. Die Verlustbeiwerte für *SR004* generieren nahezu identische Werte für die Aktuatorgeometrie Akt1 in Vergleich zu *SR001*. Da jedoch die nicht aktuierte Konfiguration bei *SR004* einen höheren Verlust aufweist, ist die Reduktion größer.

Die Aktuatorgeometrien Akt2 und Akt3 zeigen einen kleineren Effekt für  $SR004$  und die minimal zu erreichenden Verlustbeiwerte unterscheiden sich nur geringfügig untereinander.

Nachfolgend wird in Abbildung 6.14 die Änderung der Beiwerte in Bezug auf das nicht aktuierte Mittel dargestellt. Die Konfigura-



**Abbildung 6.14:** Prozentuale Änderung von  $\bar{c}_p$  und  $\bar{\omega}_{korrr}$  bezogen auf die nicht aktuierten Fälle der Drosselfrequenzen  $SR001$  und  $SR004$  für alle Aktuatorgeometrien und Impulsbeiwerte

tionen sind aufgeschlüsselt nach den Drosselfrequenzen  $SR001$  und  $SR004$  (oben und unten) sowie den Aktuatorgeometrien und Impulsbeiwerten. Es sei an dieser Stelle darauf hingewiesen, dass die absoluten oder prozentualen Erhöhungen des Verlust- oder Druckbeiwerts nicht quantitativ miteinander verglichen werden können. Lediglich die Entwicklung beider Werte über die Parametervariation können mit einer qualitativen Abschätzung untereinander eine Aussage über sinnvolle Konfigurationen geben.

Zu Beginn fällt für  $SR001$  auf, das Akt1 lediglich eine geringfügige Verlustreduktion erzielen kann, wohingegen die Aktuatorgeometrien Akt2 und Akt3 für alle Impulsbeiwerte eine deutliche Senkung von  $\bar{\omega}_{korrr}$  erzielen. Werden nun die Steigerungen im Druckbeiwert von Saugseite und Nachlauf untereinander verglichen, erzielt Akt1 bei mittleren  $c_\mu$  die vergleichsweise beste Entwicklung. Unter Anwendung des kleinsten Impulsbeiwertes  $c_\mu = 0,13\%$  wird im Nachlauf in keiner Konfiguration ein positiver Druckrückgewinn erzielt verglichen zum nicht aktuierten Fall. Mit  $c_\mu = 1,51\%$  ist mit Akt3 die größte Verlustreduktion zu verzeichnen, jedoch zeigt dort Akt2 den besten Druckbeiwert  $\bar{c}_p$  im Nachlauf. Unter Einfluss der Drosselfrequenz  $SR004$  lassen sich für Akt1 deutliche Verbesserungen im Verlustbeiwert zu  $SR001$  erkennen. Die Reduzierung von  $\bar{\omega}_{korrr}$  kann für alle Impulsbeiwerte erreicht werden bei gleichzeitiger Erhöhung des Druckbeiwerts  $\bar{c}_p$  im Nachlauf. Ähnlich verhält es sich unter Anwendung von Akt3, jedoch werden dort nicht die Größenordnungen von  $\bar{c}_p$  auf der Saugseite oder im Nachlauf erreicht. Akt2 erzielt bei maximalen  $c_\mu$  den größten statischen Druck bei hoher Reduktion des korrigierten Verlustbeiwerts, erzielt jedoch in allen anderen Konfigurationen die schlechtesten Werte.

Die kombinierte Darstellung zeigt ebenfalls, dass die Steigerung des gemittelten Druckbeiwerts auf der Saugseite des Profils immer größer ausfällt als im Nachlauf. Der Aktuationsstrahl aus der Nabe beeinflusst die Druckmessungen auf der Schaufel in einem größeren Maße, als die Änderung der gesamten Strömungstopologie der Passage im Nachlauf zeigt. Die ermittelten Werte auf der Oberfläche des Profils veranschaulichen nur einen Teil des Einflusses der Aktuation auf die Passagenströmung, zeigen jedoch eine Tendenz und lassen einen ersten Schluss auf die Effektivität der gewählten Parameter zu. Im Grundsatz dieser Arbeit wird versucht, die massenstromgemittelten Verlustbeiwerte zu reduzieren und den gemittelten Druckbeiwert auf der Saugseite und im Nachlauf zu erhöhen. Demzufolge ist es das Ziel, so wenig wie möglich und so viel wie nötig zusätzliche Energie in das System einzubringen. Vergleichbare Anwendungen mit Strö-

mungsbeeinflussung in Staats et al. [2015] verwenden bei einem positiven Effekt weniger als 1,5%  $c_{\mu}$ , gemessen in einer linearen Stator-Kaskade. Im weiteren Verlauf der Untersuchungen an den Statorprofilen *SL* und *Opti* wird ein geringerer maximaler Impulsbeiwert verwendet, gerade weil der optimierte Stator *Opti* per se bereits eine passive Methode der Beeinflussung darstellt.

## 6.5 SH Zusammenfassung

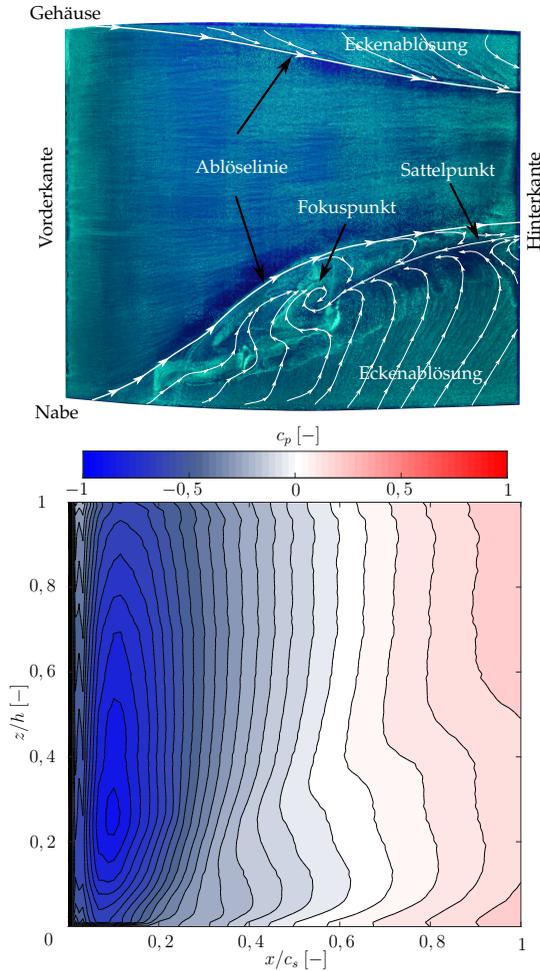
Auf der Grundlage der Untersuchungen zum SH-Profil lassen sich mehrere Erkenntnisse zusammenfassen:

- Das hochumlenkende SH-Profil zeigt bereits in der Referenzkonfiguration eine starke Eckenablösung an der Nabe und erhebliche Unterschiede in der Strömungstopologie zur 2D-Kaskade. Die zugehörigen Verlustbeiwerte übersteigen die der linearen Kaskade bereits in der Referenzkonfiguration sowie in den periodisch angedrosselten Fällen Staats et al. [2015].
- Die instationären Randbedingungen durch die rotierende Drossel im Nachlauf zeigen deutliche Auswirkungen auf die Schaufelumströmung. Die Strouhalzahlen  $SR001$  und  $SR004$  führen jeweils zu einem hohen gemittelten Verlust  $\bar{\omega}$  bei gleichzeitiger Reduktion des Druckbeiwerts  $\bar{c}_p$ .
- Die untersuchten Parameter der Strömungsbeeinflussung haben je nach Konfiguration unterschiedliche Auswirkungen und müssen einzeln gegeneinander abgewogen werden.
- Die deutlichen Steigerungen des  $\bar{c}_p$ -Werts im Nachlauf für maximale Impulsbeiwerte  $c_{\mu} = 1,51\%$  werden nicht gleichzeitig von großen Reduktionen im korrigierten Verlustbeiwert  $\bar{\omega}_{korrr}$  begleitet, verglichen zu dem jeweils geringeren  $c_{\mu}$ .
- Die Aktuatorgeometrie 1 zeigt bei mittlerem Impulsbeiwert  $c_{\mu} = 0,44\%$  ein gutes Maß zwischen  $\bar{c}_p$ -Erhöhung und Verlustreduktion, wohingegen Akt2 bei höherem Impulsbeiwert  $c_{\mu} = 1,51\%$  die größte Verbesserung aufzeigt. Das lässt den Schluss zu, dass die verwendete Position und Geometrie der Aktuatorik aus Hecklau [2012] für das SH-Profil auch im annularen Gitter einen positiven Einfluss auf die Strömungscharakteristik unter periodischen Randbedingungen hat.

## 6.6 Verdichterstator SL

Der Effekt der periodischen Androsselung zeigt für das hochumlenkende SH-Profil eine starke Änderung der Strömungstopologie über die Phasenwinkel und steigende Verluste. Es stellt sich nunmehr die Frage, ob ein Verdichterstator mit geringerer Umlenkung effektiver hinsichtlich  $c_p$  und  $\omega$  mit den veränderlichen Randbedingungen arbeitet. Hierzu wird das SL-Profil auf seine Tauglichkeit für diese Anwendung anhand der bereits bekannten Parameter der Androsselung und Aktuation untersucht. In Abbildung 6.15 ist im oberen Teil das Ölanstrichbild der Referenzschaufel des SL-Profiles ohne Störung zu sehen und unterhalb dessen die Druckbeiwerte  $c_p$  der Saugseite für identische Randbedingungen. Die Ölanstrichvisualisierung ist in dieser Ausführung nur mit einer Farbe und lediglich auf der Saugseite durchgeführt. Die Rückströmung im Ablösegebiet an der Nabe kann demnach nur anhand der Streichlinien identifiziert werden.

Die Ölanstrichvisualisierung zeigt anhand der Ablöselinien eine dominierende nabenseitige Eckenablösung, welche sich bis zu einer Passagenhöhe von 50% erstreckt. In dieser Ablösung ist deutlich die Ausbildung eines Fokus- und Sattelpunktes zu sehen. Ein kleiner Bereich stromab des Sattelpunktes zeigt Stromlinien, welche an der Hinterkante beginnen und ein kleines Rückströmgebiet darstellen. Im Vergleich zum SH-Profil ist die Ablösung erwartungsgemäß kleiner und das Fluid in der Passage wird weniger in Richtung Gehäuse verdrängt. Eine anliegende Schaufelumströmung bis zur Hinterkante mit einer Ausdehnung von ca. 30%, bezogen auf die Schaufelhöhe  $h$  im Ringraum, folgt auf den nabenseitigen Eckenwirbel. In Gehäusenähe entsteht ebenfalls eine Ablösung, welche jedoch keine Rückströmung und keine markanten Punkte in der Strömungscharakteristik ausbildet, demnach dort also kein Eckenwirbel existiert. Anhand des Druckbeiwertes  $c_p$  auf der Saugseite in Abbildung 6.15, unten ist die gehäuseseitige Sekundärströmung nur schwach anhand



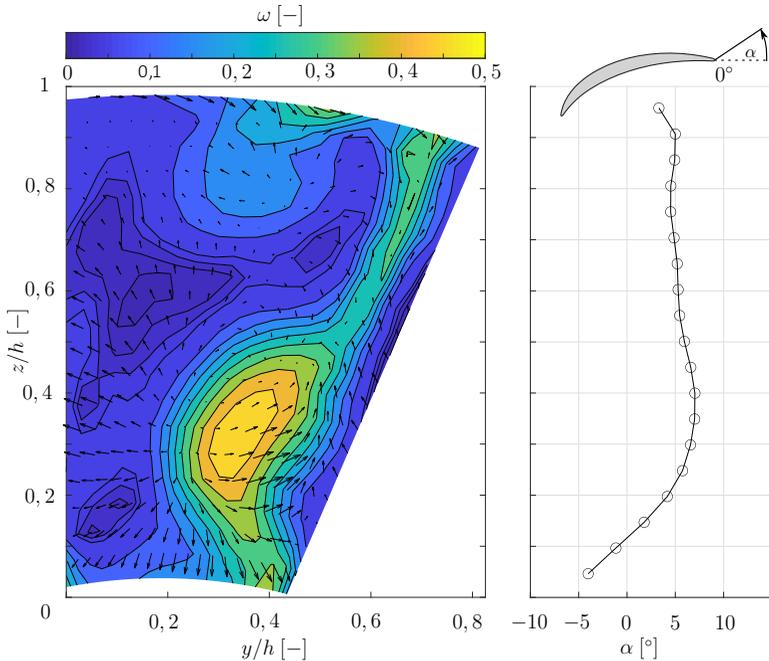
**Abbildung 6.15:** Ölstrichvisualisierung (oben) und Druckbeiwerte-  
verteilung  $c_p$  (unten) der Saugseite des unbeeinflussten SL-Profiles

der gekrümmten Isolinien erkennbar, wohingegen die nabenseitige Eckenablösung deutlich nachzuvollziehen ist. Des Weiteren ist anhand der  $c_p$ -Werte die Beschleunigung über die gesamte Höhe der Schaufel im vorderen Bereich zu sehen. Die kleinsten

Werte im Druckbeiwert in der Saugspitze befinden sich bei ca. 25% der Schaufelhöhe, da die Anströmgeschwindigkeit im Nabenbereich der Schaufel maximal ist. Die Höhe der ankommenden

Grenzschicht an den Seitenwänden ist kleiner im Vergleich zur Anströmung des SH-Profiles. Das ist anhand der für diese Konfiguration verbauten VIGVs zu erklären. Wie bereits in Abbildung 6.1 zu sehen war, ist die Umlenkung geringer und somit die Belastung im Nabenbereich und die Lauflänge des Fluids zum Verdichterstatorprofil kleiner. Beides führt zu einer verminderten Grenzschichtdicke im Bereich der Vorderkante des Statorgitters. Eine Ablöseblase ist weiterhin auf der Saugseite nicht zu erkennen, da die Zuströmturbulenz vergleichbar ist zur SH-Profil Konfiguration. Der turbulente Umschlag tritt unmittelbar stromab der Vorderkante auf.

Für die Referenzmessung des SL-Profiles ist in Abbildung 6.16 links der massenstromgemittelte Verlustbeiwert  $\omega$  im Nachlauf sowie der radial gemittelte Abströmwinkel  $\alpha$  im rechten Teil zu sehen. Die Darstellung von  $\omega$  zeigt die das Strömungsbild dominierende nabenseitige Eckenablösung mit dem Maximum im Zentrum. Anhand der Nachlaufdelle ist die Minderumlenkung ersichtlich, da die Grenzen des hier abgebildeten Ringraumauschnitts die projizierten Hinterkanten der Profile darstellen. Im Bereich des Gehäuses ist ebenfalls eine leichte Zunahme der Verlustbeiwerte zu sehen, die aus der Sekundärströmung an gleicher Stelle einhergehen und mit der Ölanstrichvisualisierung korrelieren. Ebenfalls bildet sich in Gehäusenähe eine weitere Region mit erhöhten  $\omega$ -Werten, welche aus dem gegenläufigen Wirbel zur nabenseitigen Ablösung entsteht. Die entsprechende Rotation der Eckenablösung an der Nabe ist anhand der Strömungsvektoren der y-z-Ebene zu sehen. Im Vergleich zum SH-Profil zeigt die Messung in der Ebene geringere Querströmungen im stationären Anwendungsfall, was dem Strömungsverhalten einer niedriger umlenkenden Statorschaufel entspricht. Der Verlauf des Abströmwinkels im rechten Teil von Abbildung 6.16 ist über weite Teile der Schaufelhöhe nahezu konstant und nimmt



**Abbildung 6.16:** Verlustbeiwert  $\omega$  im Nachlauf von SL mit Strömungsvektoren der  $y$ - $z$ -Ebene (links) und massenstromgemittelter Abströmwinkel  $\alpha$  über der Schaufelhöhe (rechts)

Werte von ca.  $5^\circ - 6^\circ$  Minderumlenkung an. Lediglich an der Nahe bis ca. 20%  $z/h$  weicht der Trend ab und das Gitter lenkt im Mittel mehr um, da dort der Einfluss der Eckenablösung dominiert. In diesem Bereich ist nochmals deutlich die Verschiebung der Nachlaufdecke hin zur projizierten Hinterkante zu sehen.

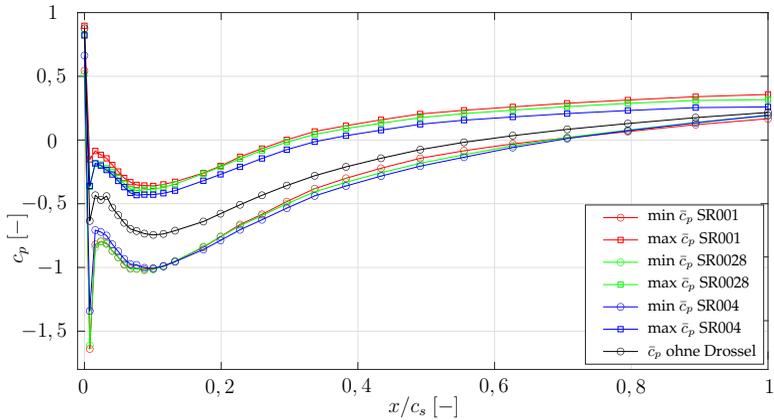
Für die stationäre Betrachtung lässt sich zusammenfassen, dass das SL-Profil im Gegensatz zum SH-Profil eine verlustärmere Statorbeschaufelung mit kleinerem  $\omega$  darstellt. Die Strömungscharakteristik zeigt viele Parallelen zu Abb. 6.5, jedoch unterscheidet sich die Ausprägung aufgrund der geringeren aerodynamischen Belastung.

## 6.7 SL mit Drossel

Unter Anwendung der periodischen Androsselung wird im weiteren Verlauf untersucht, welche Auswirkungen auf die Strömungscharakteristik des SL-Profiles die rotierende Verblockung ausübt. Die instationären Randbedingungen mit den Strouhalzahlen  $SR001$  und  $SR004$  werden um eine weitere Drosselfrequenz von  $Sr = 0,028$  ( $SR0028$ ) ergänzt. Diese hat ihren Ursprung in einer Untersuchung von Fietzke et al. [2021] vom Fachgebietes Mess- und Regelungstechnik der TU Berlin und wird für weiterführende Vergleichsmessungen benötigt. Diese werden in dieser Arbeit nicht diskutiert. Die Strouhalzahl  $SR0028$  ergänzt aber sinnvoll den Parameterbereich der vorliegenden Untersuchungen und wird fortan ebenso betrachtet. Desweiteren wird in Hinblick auf das Opti-Profil die Messebene im Nachlauf vergrößert (vgl. Abbildung 6.28), da die Profilform des optimierten Stators über der Kanalhöhe nicht prismatisch geformt ist. Dies führt dazu, dass mit dem bisher verwendeten Messgitter beim Opti-Profil keine komplette Passage betrachtet würde. Alle nachfolgenden Ergebnisse von SL und Opti basieren demnach auf der erweiterten Messebene zur besseren Vergleichbarkeit untereinander.

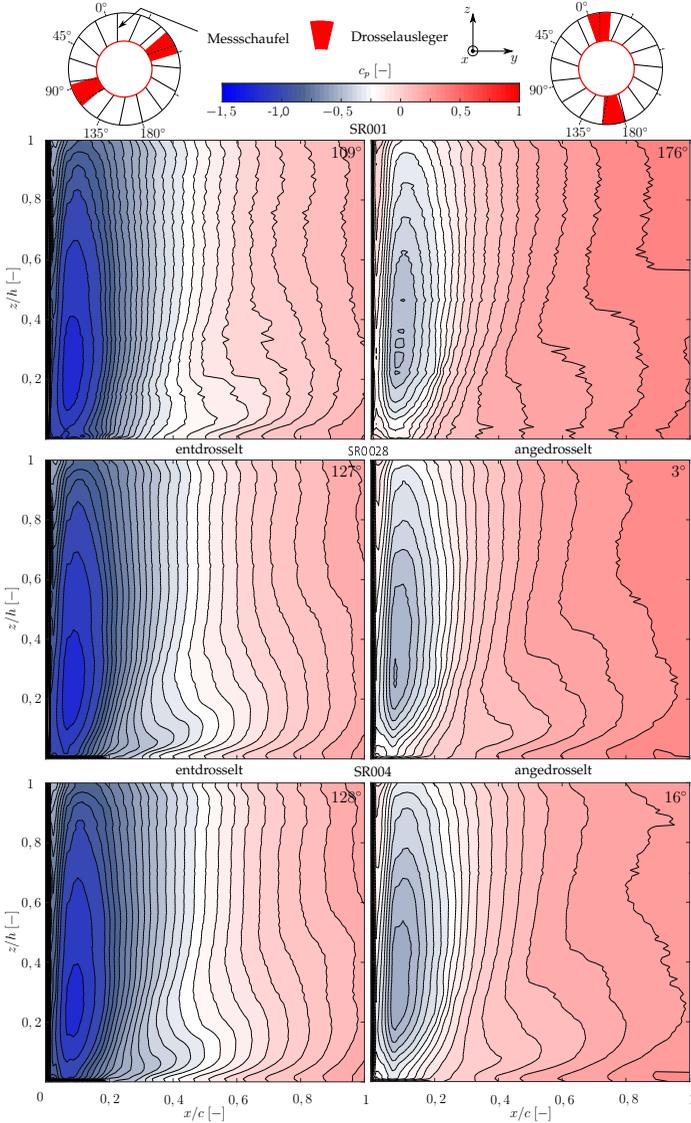
In Abbildung 6.17 sind die radial gemittelten Verläufe des Druckbeiwertes der Saugseite aufgezeigt, jeweils für das gemittelte maximale und minimale  $c_p$  der Gesamtfläche aus einer Drosselperiode. Zu erkennen ist, dass alle  $c_p$ -Verläufe im Zustand maximaler Androsselung den stationären Referenzverlauf des SL-Profiles übersteigen und im Fall der Entdrosselung unterschreiten. Hinsichtlich der Strouhalzahl zeigt  $SR001$  auch bei diesem Profil den größten Effekt bei maximalem Druckbeiwert, da die Amplitude des Aufstaus durch die langsame Drosselfrequenz am stärksten ausfällt.

Je schneller die Drossel im Nachlauf betrieben wird, desto klei-



**Abbildung 6.17:** Radial gemittelte Druckbeiwerte  $\bar{c}_p$  des SL-Profiles für *SR001*, *SR0028* und *SR004* bei maximaler An- und Entdrosselung

ner werden die Abstände der  $c_p$ -Verläufe zur Referenz. Es bleibt jedoch festzuhalten, dass die Änderungen durch die Strouhalzahlen untereinander bei maximaler Androsselung geringer sind. Die Differenz jeder Kurve zur ungestörten Umströmung des Statorprofils der Referenzkonfiguration ist dagegen größer. Im Falle der Entdrosselung und somit minimalem gemitteltem Druckbeiwert sind die Unterschiede in den Verläufen zueinander ebenfalls klein, jedoch generiert auch hier *SR001* die größten  $c_p$ -Werte. Im Bereich der Saugspitze werden bei allen Strouhalzahlen jeweils die maximalen Unterschiede zwischen An- und Entdrosselung erreicht. Diese Differenz ist an dieser Stelle deutlich größer als beim SH-Profil. Im weiteren Verlauf stromab verringern sich die Abstände zueinander und konvergieren in Richtung des Referenzverlaufs. An der Hinterkante stellen sich kleinere Differenzen zwischen dem an- und entdrosseltem Zustand ein im Gegensatz zum hochumlenkenden Stator SH. An der Vorderkante zeigt sich, dass die Androsselung keinen nennenswerten Effekt auf das maximale lokale  $c_p$  an dieser Stelle hat, da die Werte nur geringfügig vom ungestörten Fall abweichen.



**Abbildung 6.18:** Druckbeiwerte  $c_p$  auf der Saugseite für maximale An- und Entdrosselung für die Strouhalzahlen  $SR001$ ,  $SR0028$  und  $SR004$

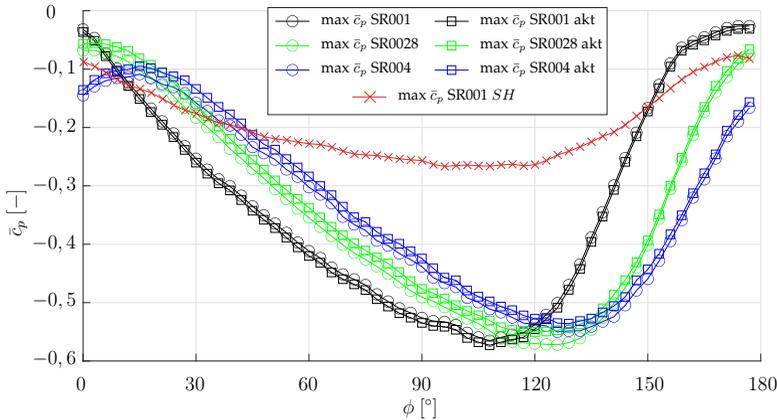
Im Gegensatz dazu wird bei der Entdrosselung eine deutliche Überbeschleunigung erzielt. Diese lässt sich ebenfalls anhand der Flächenplots des Druckbeiwertes  $c_p$  auf der Saugseite für die zuvor betrachteten Drosselpositionen nachweisen. Abbildung 6.18 zeigt dafür die an- (links) und entdrosselten (rechts) Zustände für alle Drosselfrequenzen. Im Vergleich zur Referenzkonfiguration in Abbildung 6.15 erreichen die Saugspitzen über der Schaufelhöhe für alle Strouhalzahlen bei der Entdrosselung deutlich niedrigere Druckbeiwerte und zeigen kaum Abweichungen untereinander. Ebenso sind die  $c_p$ -Werte im gedrosselten Zustand an der Hinterkante von *SR001* bis *SR004* stetig abfallend und verdeutlichen dadurch die Abhängigkeit von der Drosselfrequenz. Die Einschnürung der Hauptströmung ist für die Strouhalzahlen *SR0028* und *SR004* im entdrosseltem Zustand stromab der Saugspitze prägnanter ausgebildet aufgrund der effektiv größeren Verblockung durch die Trägheit des Fluids bei hohen Drosselfrequenzen. Dies gilt ebenso für den angedrosselten Fall. Für *SR001* wächst die Verdrängung der Strömung radial in Richtung Gehäuse schneller im Vergleich zu den beiden anderen Strouhalzahlen *SR0028* und *SR004*. Wie erwartet fallen die Unterschiede zwischen den Drosselfrequenzen für das SL-Profil geringer aus im Gegensatz zum SH-Profil, da die aerodynamische Belastung bereits für den Referenzfall kleiner ist. Die aufgezeigten Phasenwinkel zu den jeweiligen Belastungszuständen sind nahezu identisch mit der Auswertung der hochumlenkenden Statorschaufel in Abbildung 6.7, da die Phasenwinkel der Minima und Maxima maßgeblich von der Drosselfrequenz abhängen.

## 6.8

## SL mit Drossel und Aktuation

Unter Zuhilfenahme der Erkenntnisse aus der Analyse des SL-Profiles mit periodischen Randbedingungen wird nun der Effekt der Strömungsbeeinflussung untersucht. Hierzu werden zur Vergleichbarkeit die bereits bekannten Geometrien und Aktuations-

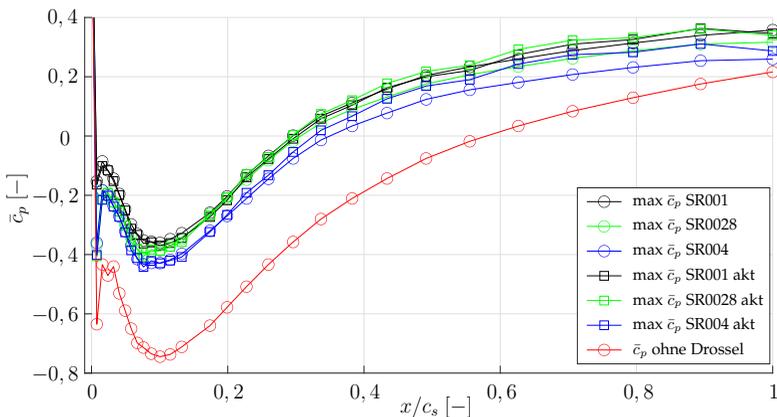
konfigurationen aus 5.1 verwendet und die Ausblaseung aus der Nabe auf die Saugseite vorgenommen. Abbildung 6.19 zeigt den gemittelten Druckbeiwert  $\bar{c}_p$  der Saugseite über eine Drosselperiode für alle Strouhalzahlen und einer Aktuation mit  $c_\mu = 0,36\%$  der Aktuatorgeometrie 1.



**Abbildung 6.19:** Gemittelter Druckbeiwert  $\bar{c}_p$  der Saugseite in Abhängigkeit von *SR001*, *SR0028* und *SR004* mit und ohne Aktuation (Akt1)

Die maximalen  $\bar{c}_p$ -Werte der jeweiligen Verläufe steigen mit der Abnahme der Drosselfrequenz, wie es bereits beim SH-Profil der Fall war. Die Differenz zwischen *SR001* und *SR004* verhält sich vergleichbar mit der des hochumlenkenden Stators. Die Schwankungsamplitude von  $\bar{c}_p$  übersteigt die des SH-Profiles um das Doppelte, wie anhand des bereits bekannten  $\bar{c}_p$ -Verlaufs der SH-Saugseite, zusätzlich in Abbildung 6.19 eingetragen, zu erkennen ist. Die größten Abweichungen zwischen dem SL- und SH-Profil treten dabei im Zustand der Entdrosselung auf, die maximalen  $\bar{c}_p$ -Werte im angedrosselten Zustand sind vergleichbar. Wie bereits anhand des eingetragenen Phasenwinkels in Abbildung 6.18 erkannt werden kann, ist die Phasenlage der Extremwerte der Verläufe beim SL-Profil zueinander verschoben. Dies ist eine Folge der Frequenz der Drossel und der Detektionsposition des optischen Sensors. Die allgemeinen Verläufe der Kurven

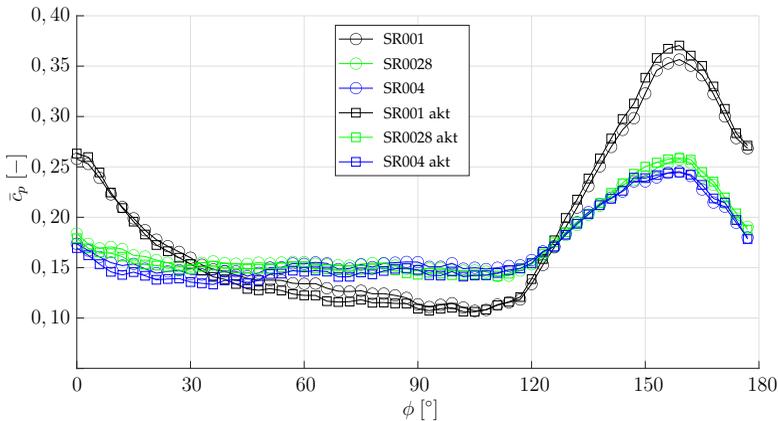
bezogen auf den jeweils aktuierten Fall zeigen wenig Änderung und keine Verschiebung der Extremstellen. Bis auf *SR001* kann in diesem speziellen Fall die Strömungsbeeinflussung einen geringen positiven Effekt bei *SR0028* und *SR004* erzielen. Im minimalen und somit entdrosselten Zustand zeigt sich nahezu kein Unterschied in  $\bar{c}_p$  für alle Drosselfrequenzen. Entsprechend der geringeren Umlenkung des SL-Profiles ist die Druckrückgewinnung in der Phase der Überbeschleunigung kleiner. Dieser Phase folgt eine größere Steigung hin zum angedrosselten Zustand, gerade im Vergleich zum SH-Profil für *SR004*.



**Abbildung 6.20:** Radial gemittelte Druckbeiwerte  $\bar{c}_p$  für die jeweils maximale Androsselung mit und ohne Aktuation und der Referenz

Die radial gemittelten Verläufe des Druckbeiwertes  $\bar{c}_p$  bei maximaler Androsselung mit und ohne Aktuation sind in Abbildung 6.20 abgebildet. Die Skala der y-Achse ist hier eingeschränkt aufgetragen für eine bessere Differenzierung der Werte, da sich, vergleichbar mit dem SH-Profil in Abb. 6.9, die Druckbeiwerte der ersten Sensorposition der Schiebeschaukel nicht nennenswert voneinander unterscheiden. Aufgrund der geringen Unterschiede zwischen den Drosselfrequenzen ist dies nötig, da der saugseitig über der Schaukelhöhe gemittelte Verlauf lediglich kleine

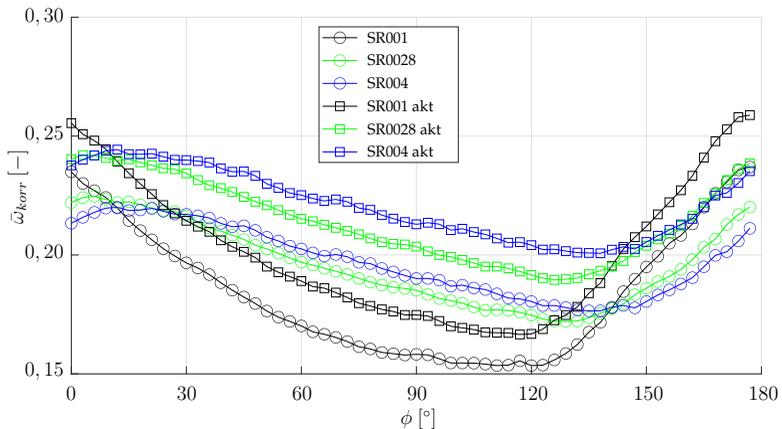
Änderung durch die Aktuation aufzeigt. Die Steigerung der  $\bar{c}_p$ -Werte durch die Androsselung in Bezug auf die Referenz ist im Bereich der Saugspitze maximal ausgeprägt. Sie übersteigt die entsprechenden Werte des SH-Profiles und konvergiert stromab in Richtung Hinterkante wieder zur Referenz. Dort erzielt die Strömungsbeeinflussung minimal größere Druckbeiwerte für die Strouhalzahlen  $SR0028$  und  $SR004$ . Für  $SR001$  tritt diese Steigerung nicht auf, was mit der Abbildung 6.19 korreliert.



**Abbildung 6.21:** Massenstromgemittelten Druckbeiwert  $\bar{c}_p$  im Nachlauf in Abhängigkeit von  $SR001$ ,  $SR0028$  und  $SR004$  mit und ohne Aktuation

In Abbildung 6.21 werden die massenstromgemittelten  $\bar{c}_p$ -Verläufe des Nachlaufs über den Phasenwinkel der Androsselung dargestellt. Die Maxima sind wiederum das Resultat des Aufstaus des Fluids vor der Drossel und haben qualitativ keinen Ursprung in der Schaufelumströmung. Vergleichbar mit dem SH-Profil ist diese Androsselung maximal für  $SR001$ , die größeren Drosselfrequenzen  $SR0028$  und  $SR004$  unterscheiden sich nur geringfügig voneinander, gleiches gilt für die Phasenwinkel der Entdrosselung. Im letztgenannten Zustand sinkt für  $SR001$  der Druckbeiwert deutlich ab, was für eine stärkere Überbeschleunigung spricht. Diese Überbeschleunigung ist für das hochumlenkende Statorprofil ebenfalls zu beobachten. Die Konfiguration

der Aktuation (Akt1,  $c_{\mu} = 0,36\%$ ) erzielt für den entdrosselten Bereich des SL-Profiles für alle Drosselfrequenzen keine Verbesserung in den  $\bar{c}_p$ -Werten. Beginnt jedoch die Phase der Androsselung, stellt sich ein positiver Effekt ein und die Druckbeiwerte übersteigen den nicht beeinflussten Verlauf für alle Strouhalzahlen. Der größte Benefit kann für  $SR001$  im Maximum beobachtet werden.



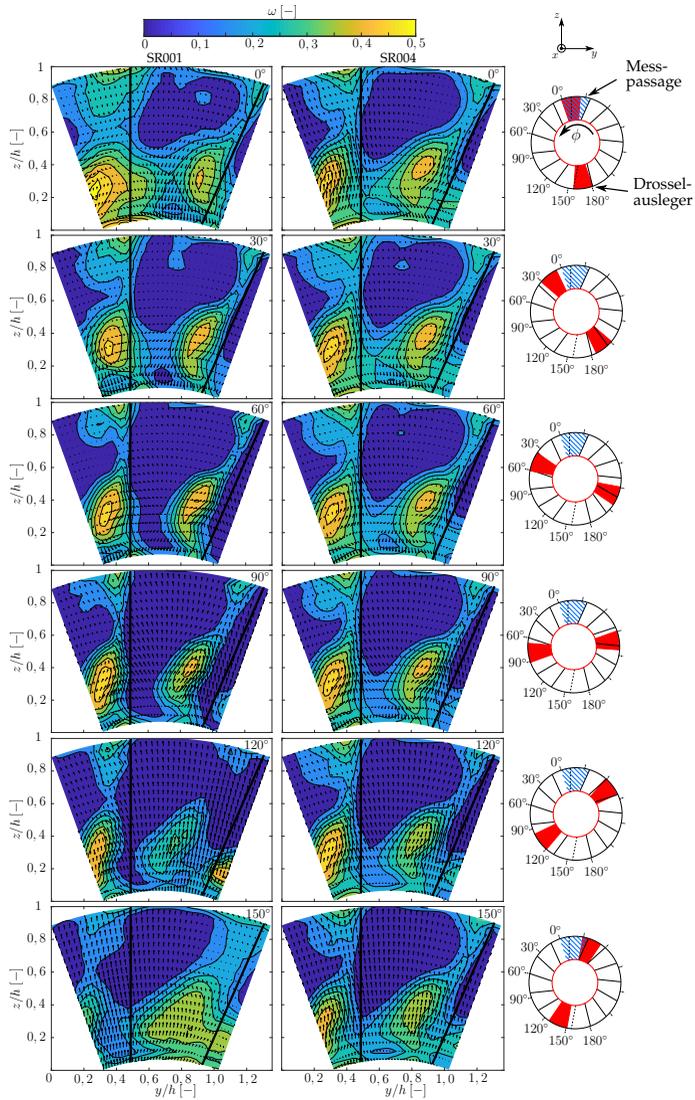
**Abbildung 6.22:** Gemittelter korrigierter Verlustbeiwert  $\bar{\omega}_{korr}$  im Nachlauf in Abhängigkeit von  $SR001$ ,  $SR0028$  und  $SR004$  mit und ohne Aktuation

Die weitere Bewertung der Effekte der periodischen Androsselung auf das SL-Profil wird mit Hilfe der massenstromgemittelten und korrigierten Verlustbeiwerte  $\bar{\omega}_{korr}$  im Nachlauf durchgeführt, zu sehen in Abbildung 6.22. Die Größenordnung von  $\bar{\omega}_{korr}$  ist im Vergleich zum SH-Profil um knapp die Hälfte reduziert, jedoch fallen die Schwankungsamplituden größer aus. So zeigen die Verläufe des Verlustbeiwertes des SH-Profiles noch gleichbleibende Plateaus über Abschnitte des Phasenwinkels (vgl. 6.10, existieren diese für SL nicht mehr. Im Maximum übersteigt  $\bar{\omega}_{korr}$  des SL-Profiles für  $SR001$  die verbleibenden Drosselfrequenzen  $SR0028$  und  $SR004$  und unterschreitet diese im Minimum. Der

qualitative Verlauf der Kurven der einzelnen Strouhalzahlen wird durch die Aktuierung nicht signifikant beeinflusst. Die Strömungsbeeinflussung bewirkt in dieser Konfiguration eine Verschiebung von  $\bar{\omega}_{korrr}$  zu höheren Werten. Die Differenzen zwischen den einzelnen jeweils aktuierten und nicht aktuierten Kurven unterscheidet sich nur marginal. Das deutet darauf hin, dass der Bereich der Verlustgenerierung in der Schaufelpassage mit der an dieser Stelle beispielhaft gewählten Konfiguration der Aktuatorik nicht reduziert werden kann.

Die Abweichungen der Verläufe des Verlustbeiwertes zwischen SL und SH im Nachlauf werden nun anhand unterschiedlicher Phasenwinkel der Androsselung für SL verdeutlicht. Unter Verwendung der größeren Messebene ist in Abbildung 6.23  $\omega$  für *SR001*, links und *SR004*, rechts dargestellt. Aufgrund des geringen Unterschieds von *SR004* und *SR0028* zueinander, wird zur Übersicht auf letztere Strouhalzahl verzichtet.

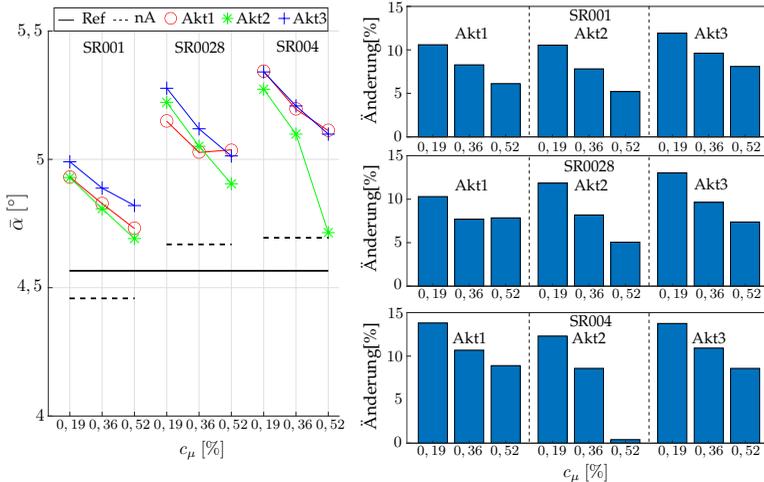
Der Phasenwinkel  $\phi = 0^\circ$  beschreibt für *SR001* den Zustand des größten gemittelten Verlusts, was anhand der Verteilung von  $\omega$  im Nachlauf gesehen werden kann. Es sind mit der erweiterten Messebene zwei nabenseitige Verlustbereiche der Eckenablösungen zu erkennen und ein zusätzliches Gebiet mit erhöhtem  $\omega$  am Gehäuse. Die Entwicklung dieser Topologie bis zum Phasenwinkel von  $\phi = 120^\circ$  ist gekennzeichnet durch eine Reduzierung der Ausdehnungen und Amplitude der Verluste der Eckenablösung im Nachlauf. Die gehäusesseitige Verlustregion und die Nachlaufdelle verringern sich und der eintretende Zustand beschreibt schlussendlich den maximal entdrosselten Fall. Die darauf folgende Zunahme von  $\omega$  bei  $\phi = 150^\circ$  impliziert wiederum den Anstieg hin zum Maximum der Androsselung, zeigt in diesem Phasenwinkel jedoch noch keinen ausgeprägten Verlustkern der Eckenablösung. Vergleichbar ist das mit dem SH-Profil in Abbildung 6.11 ebenso für  $\phi = 150^\circ$ . Bezugnehmend auf das SH-Profil fallen die Unterschiede in den Phasenwinkeln bei *SR004* beim SL-Profil ebenfalls geringer aus. Die Strukturen der Verlustregion bleiben größtenteils über der Drosselperiode vorhanden



**Abbildung 6.23:** Verlustbeiwert  $\omega$  des SL-Profiles der Messebene im Nachlauf für *SR001* (links) und *SR004* (rechts) für verschiedene Phasenwinkel

und beschreiben für  $\phi = 30^\circ$  den höchsten und für  $\phi = 150^\circ$  den geringsten kumulierten Verlustbeiwert.

Anhand des Abströmwinkels sollen nun in Abbildung 6.24 die Auswirkungen der Drosselfrequenzen und Aktuationskonfigurationen auf die Umlenkung  $\bar{\alpha}$  des Profils diskutiert werden.

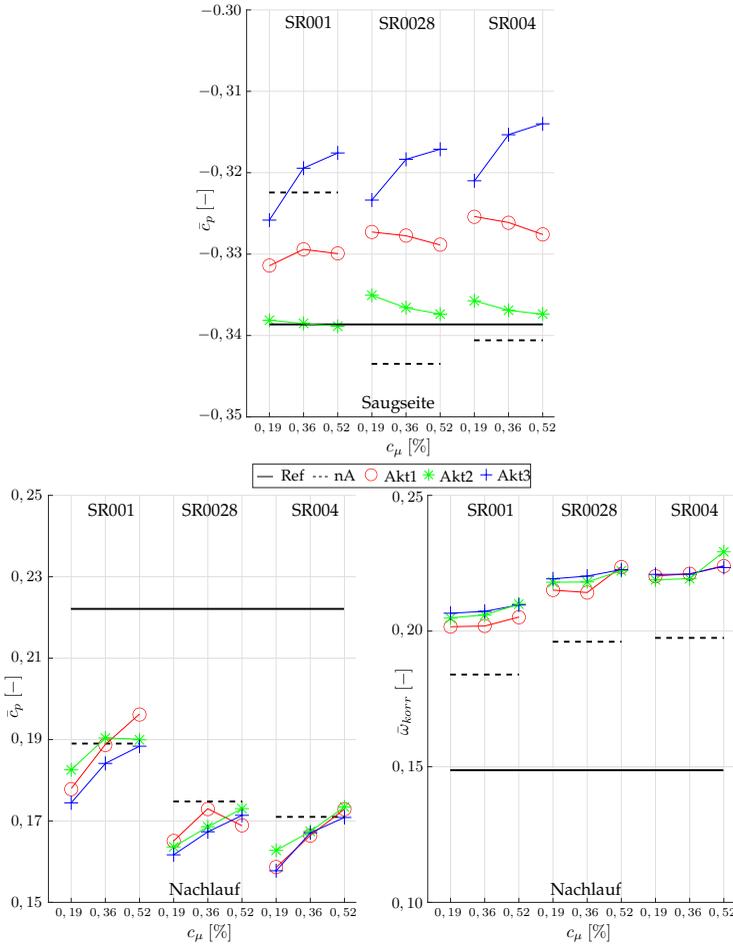


**Abbildung 6.24:** Entwicklung des massenstromgemittelten Abströmwinkels  $\bar{\alpha}$  in Abhängigkeit der Strouhalzahlen, der Aktuatorgeometrien und der Impulsbeiwerte (links) sowie prozentuale Änderung zum nicht aktuierten Fall der periodischen Androsselung (rechts) für das SL-Profil

Im linken Teil von Abbildung 6.24 ist zu sehen, dass die Differenz des gemittelten  $\bar{\alpha}$  für die drei Drosselfrequenzen ohne Aktuation klein zur Referenz ausfällt. Erkennbar für *SR001* beim SL-Profil ist, dass der Abströmwinkel bei Drossel Einsatz eine geringere Minderumlenkung als die Referenz zeigt, was für das SH-Profil in Bezug auf die stationäre Messung nicht auftritt. Zu erklären ist dies anhand der größeren Überbeschleunigung von *SR001* zu *SR004* zwischen den maximal angedrosselten Zuständen. In diesen ist die Minderumlenkung über Weite Teile der Drosselperiode geringer als die der Referenz und somit im Mittel ebenfalls.

Unter Anwendung der Strömungsbeeinflussung erhöht sich  $\bar{\alpha}$  für alle verwendeten Impulsbeiwerte und zeigt eine abnehmende Tendenz mit steigendem  $c_\mu$ . In keiner Konfiguration erreicht der Abströmwinkel in Bezug auf den nicht beeinflussten Fall kleinere Werte oder den der Referenz. Anschaulich ist in Abbildung 6.24, rechts die prozentuale Änderung von  $\bar{\alpha}$  dargestellt. Bis auf lediglich eine Ausnahme (*SR004*, Akt2,  $c_\mu = 0,52$ ) tritt ein signifikanter Zuwachs der Minderumlenkung zwischen 5% – 15% auf unter Anwendung der Strömungsbeeinflussung.

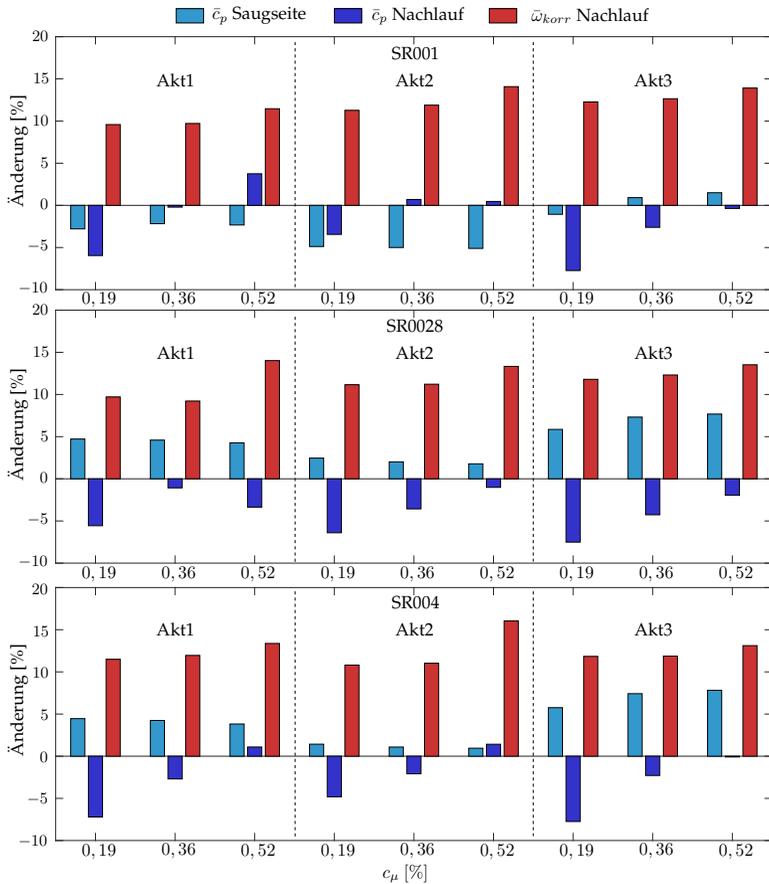
Betrachtet werden nun im oberen Teil von Abbildung 6.25 die gemittelten Druckbeiwerte  $\bar{c}_p$  auf der Saugseite für alle Konfigurationen. Verglichen mit dem SH-Profil sind die Unterschiede in den absoluten Größen aller Untersuchungen zueinander gering. Ein Trend in der Entwicklung der Werte ist jedoch zu erkennen. Die Aktuatorgeometrie 3 zeigt eine positive Entwicklung im gemittelten  $\bar{c}_p$  auf der Saugseite mit steigenden Impulsbeiwerten und übertrifft in fast allen Fällen den nicht beeinflussten Fall. Die Aktuatoren Akt1 und Akt2 übersteigen ebenfalls den Fall ohne Ausblasung, jedoch zeigt sich bei diesen Geometrien bei steigendem  $c_\mu$  kein positiver Trend. Die gemittelten Druckbeiwerte des Nachlaufs sind in Abbildung 6.25, unten links aufgetragen. In der angedrosselten Konfiguration ohne Ausblasung ist  $\bar{c}_p$  für alle Strouhalzahlen kleiner als die Referenz und fällt mit steigender Drosselfrequenz stetig ab. Die Strömungsbeeinflussung kann für geringe Impulsbeiwerte keinen positiven Effekt im Nachlauf erzielen, jedoch zeigen nahezu alle Aktuatorgeometrien einen ansteigenden Trend mit zunehmenden Impulsbeiwert. Akt1 kann  $\bar{c}_p$  bei  $c_\mu = 0,52$  als einzige Konfiguration über den nicht aktuierten Fall von *SR001* anheben. Im unteren rechten Teil von Abbildung 6.25 sind die Verlustbeiwerte des Nachlaufs gezeigt. Es lässt sich erkennen, dass  $\bar{\omega}_{korrt}$  mit den Erkenntnissen aus Abbildung 6.22 korreliert. Für alle Impulsbeiwerte und Aktuatorgeometrien kann keine Senkung des korrigierten Verlustbeiwerts erreicht werden. Die unterschiedlichen Aktuatoren verhalten sich bis auf kleine Abweichungen sehr ähnlich, was wiederum den geringen Einfluss auf die Strömungscharakteristik in der Passa-



**Abbildung 6.25:** Entwicklung des gemittelten Druckbeiwertes  $\bar{c}_p$  der Saugseite, des Druck- ( $\bar{c}_p$ ) und Verlustbeiwertes ( $\bar{\omega}_{korrr}$ ) im Nachlauf in Abhängigkeit der Strouhalzahlen, der Aktuatorgeometrien und der Impulsbeiwerte  $c_\mu$

ge bestätigt.

Einen zusammenfassenden Überblick gibt Abbildung 6.26 anhand der prozentualen Änderungen der Beiwerte  $\bar{c}_p$  und  $\bar{\omega}_{korrr}$ .



**Abbildung 6.26:** Prozentuale Änderung von  $\bar{c}_p$  und  $\bar{\omega}_{korrr}$  bezogen auf die nicht aktuierten Fälle der Drosselfrequenzen  $SR001$ ,  $SR0028$  und  $SR004$  für alle Aktuatorgeometrien und Impulsbeiwerte für das SL-Profil

Lediglich wenige Konfigurationen bei unterschiedlichen Drosselfrequenzen können den Druckbeiwert im Nachlauf erhöhen, generieren jedoch auch zusätzliche Verluste. Eine Steigerung von  $\bar{c}_p$  auf der Saugseite geht nicht zwangsläufig mit einer Erhöhung des Gleichen im Nachlauf einher.

## 6.9 Zusammenfassung SL

Die Betrachtung des SL-Profiles lassen sich anhand mehrerer Erkenntnisse zusammenfassen:

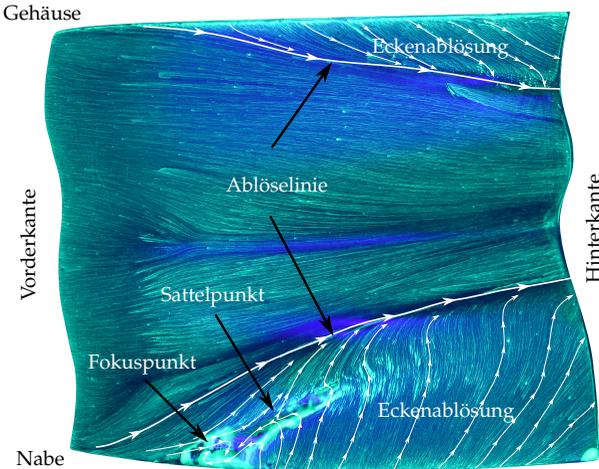
- Die Strömungscharakteristik des SL-Profiles zeigt eine klar definierte nabenseitige Eckenablösung und ein daraus resultierendes Verlustgebiet im Nachlauf mit moderater Minderumlenkung. Die anliegende Strömung wird auf der Saugseite in Richtung Gehäuse verdrängt und hat an der Hinterkante eine Ausdehnung von ca. 30% der Schaufelhöhe.
- Die Androsselung spiegelt sich für alle Drosselfrequenzen in periodischen Schwankungen der Eckenablösung wieder. Die Differenz des Effekts zwischen den verschiedenen Drosselfrequenzen, jeweils im an- und entdrosselten Zustand, ist im mittleren  $c_p$ -Verlauf über der Saugseite ausgeprägter im Vergleich zum SH-Profil. Stromab in Richtung Hinterkante konvergiert diese jedoch stark. Die  $c_p$ -Werte der Saugseite zeigen eine wenig veränderliche Charakteristik der Schaufelumströmung unter dem Einfluss der periodischen Randbedingungen.
- Die Drosselfrequenzen ohne Aktuation erzeugen im Nachlauf in allen Fällen einen erhöhten, gemittelten Verlustbeiwert und eine Verringerung des Druckbeiwertes  $\bar{c}_p$ .
- Die für das SL-Profil angewendeten Konfigurationen der Strömungsbeeinflussung können nur in wenige Fällen das  $\bar{c}_p$  im Nachlauf auf oder leicht über den Wert des nicht aktuierten, aber periodisch gedrosselten Falls anheben.
- Der Einsatz der Aktuation beim SL-Profil führt für alle Impulsbeiwerte zu einer Steigerung des korrigierten Verlustbeiwertes  $\bar{\omega}_{korr}$ . Das lässt im Vergleich zu SH auf eine ver-

minderte Wirksamkeit der Aktuatorconfigurationen schließen.

- Gesamtheitlich ist für das SL-Profil zu erkennen, dass die periodische Androsselung im Nachlauf geringere Auswirkung auf die Strömungscharakteristik dieses Verdichterstators hat, verglichen mit dem SH-Profil. Dementsprechend sind lediglich kleinere Schwankungen im Verlust und Druckbeiwert für das SL-Profil zu identifizieren. Auf der Saugseite zeigen sich stärkere Änderungen innerhalb einer Drosselphase. Stromab der Saugspitze konvergieren die  $c_p$ -Verläufe von an- und entdrosselten Zustand bis zur Hinterkante. Die dort gemessenen absoluten Werte gleichen denen des SH-Profiles.

## 6.10 Verdichterstator Opti

In einer annularen Verdichterkaskade ändert sich über der Höhe der Profile die relative Teilung  $t/c_s$  bei konstanter Sehnenlänge. Dadurch werden unterschiedliche radiale Belastungsbereiche im Schaufelgitter generiert. Die Erläuterungen und Auswirkungen dazu sind im Rahmen der Auslegung und der Untersuchungen zum SH-Profil erörtert. Wie bereits in Kapitel 2 beschrieben, werden in einem Ringraum in der Regel über der Schaufelhöhe veränderliche Verdichterprofile verwendet, was dementsprechend einer passiven Beeinflussungsmethode gleichkommt. Die in Kapitel 4.4 vorgestellte optimierte Verdichterstatorschaufel auf Basis des SL-Profiles ist in einer Ölanstrichvisualisierung in Abbildung 6.27 zu sehen.

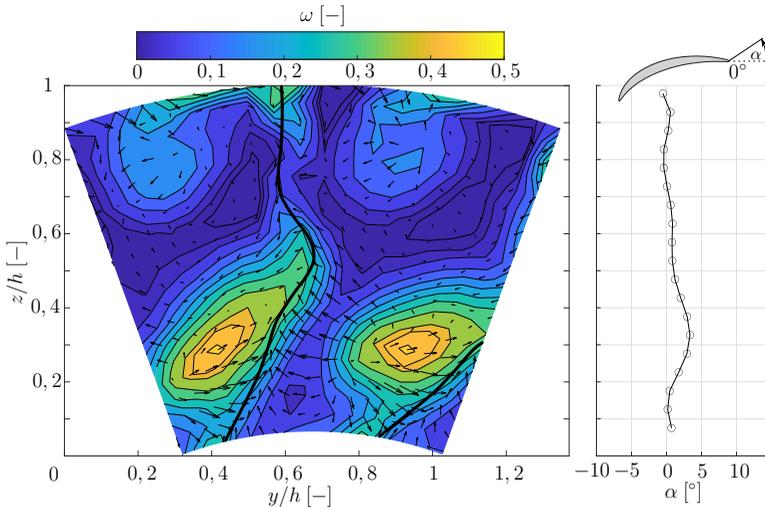


**Abbildung 6.27:** Ölanstrichvisualisierung der Saugseite des unbeeinflussten Opti-Profiles

Der gehäuseseitige Eckenwirbel beginnt ca. bei 20% der Sehnenlänge und wächst bis zur Hinterkante moderat an. Es sind dort keine Fokus- und Sattelpunkte, noch eine Rückströmung an der Hinterkante zu erkennen. Unterhalb dessen in Richtung Nabe ist die anliegende Strömung über dem Profil mit einer Ausdehnung von ca. 40% der Schaufelhöhe zu sehen. Die Eckenablösung an der Nabe beginnt nahe der Vorderkante und wächst in ihrer Ausdehnung zunächst stark an. Im Bereich der Verzögerung stromab der Saugspitze verlangsamt sich das Wachstum merklich und die Ausdehnung stagniert nahezu an der Hinterkante. Innerhalb der Ablösung ist in der vorderen Region ein Fokuspunkt mit einem naheliegenden Sattelpunkt zu erkennen. Eine Umströmung der Hinterkante von der Druckseite aus existiert nicht. Anhand der Ablöselinie der nabenseitigen Eckenablösung ist es ersichtlich, dass der Bereich durch die optimierte Schaufelkontur beeinflusst und im letzten Drittel stromab sogar geführt wird. Oberflächenbündige Messungen sind bei diesem Profil nicht durchgeführt worden, da die Komplexität der Geometrie keine Schiebeschaufel im Kanal zulässt. Die nun nicht mehr gleichförmig radial verlaufende Hinterkante über der Passagenhöhe erfordert zudem die Anpassung der Messebene im Nachlauf.

In Abbildung 6.28 ist der massenstromgemittelte Verlustbeiwert  $\omega$  bei stationären Randbedingungen im Nachlauf dargestellt. Die schwarzen Markierungen/Linien in der Darstellung sind die projizierten Hinterkanten des Opti-Profiles.

Als erstes fällt auf, dass die Passagen eine gute Symmetrie aufweisen und die Gebiete mit erhöhten Verlusten relativ zu den Profilhinterkanten gleich positioniert sind. Die Nachlaufdelle ist ebenfalls zu identifizieren und befindet sich stromab auf Höhe der projizierten Hinterkante, was für eine nahezu optimale Abströmung des Profils spricht. Das kann anhand des rechten Teils von Abbildung 6.28 untermauert werden. Dort ist klar zu erkennen, dass der radial gemittelte Abströmwinkel  $\alpha$  lediglich im Bereich der abschwimmenden Eckenablösung geringfügig abweicht. Über dem Großteil der Schaufelhöhe schwankt  $\alpha$  um

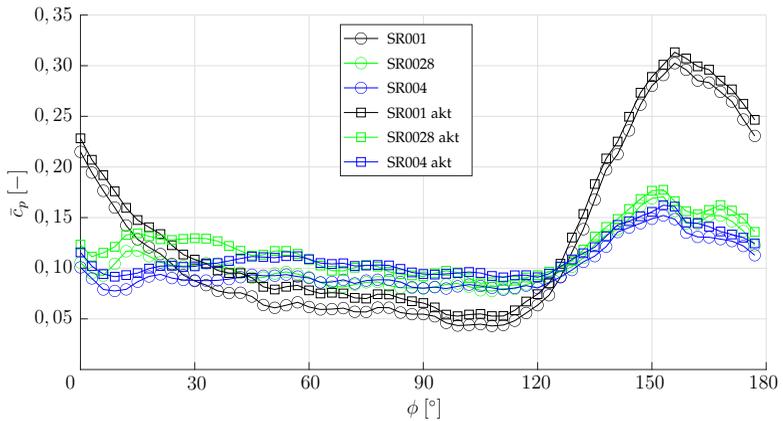


**Abbildung 6.28:** Verlustbeiwert  $\omega$  im Nachlauf des Opti-Profiles mit Strömungsvektoren der  $y$ - $z$ -Ebene (links) und massenstromgemittelter Abströmwinkel  $\alpha$  über der Schaufelhöhe (rechts)

$0^\circ$ . In Bereich der Nabe ist zu sehen, dass im Gegensatz zu den prismatischen Verdichterschaufeln keine Überumlenkung durch die wirbelinduzierten Geschwindigkeiten der Eckenablösung existiert. Neben den geometrischen Unterschieden des Profils im Vergleich zu SH und SL hat auch das optVIGV für das Schaufelgitter einen großen Einfluss. In Abbildung 6.1 ist zu erkennen, dass das optVIGV an der Nabe das Fluid mehr umlenkt als im Mittelschnitt. Dadurch gleicht sich die rotationsgetriebene Umlenkung des Eckenwirbels dort aus. Neben dem Verlustkern der nabenseitigen Eckenablösung ist auch ein Gebiet am Gehäuse zu sehen, welches leicht erhöhte Werte für  $\omega$  im Nachlauf aufweist und durch die gehäuseseitigen Eckenablösung generiert wird. Zusätzlich sind nahe dem Gehäuse die oberen Passagenwirbel zu erkennen.

## 6.11 Opti mit Drossel und Aktuation

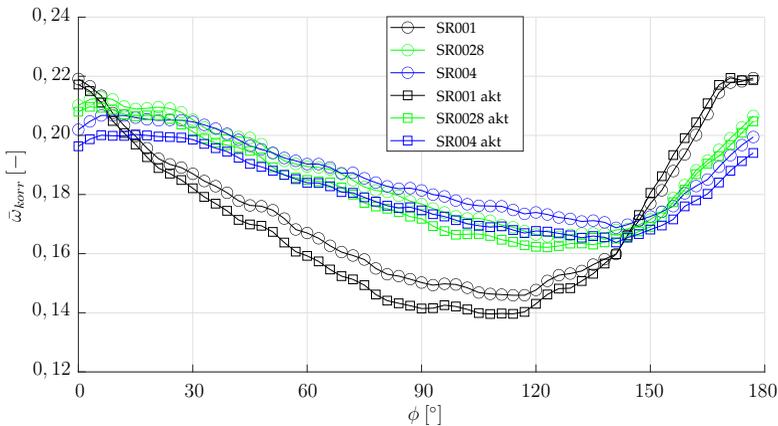
Die Strömungscharakteristik im Nachlauf weist deutliche Gemeinsamkeiten mit dem SL-Profil auf und wird nun unter Einwirkung der periodischen Androsselung und Strömungsbeeinflussung untersucht. Anhand der zuvor für die Verdichterschaukel SL analysierten Strouhalzahlen ist der gemittelte Druckbeiwert  $\bar{c}_p$  im Nachlauf über alle Phasenwinkel der Androsselung in Abbildung 6.29 dargestellt.



**Abbildung 6.29:** Massenstromgemittelte Druckbeiwerte  $\bar{c}_p$  im Nachlauf in Abhängigkeit des Phasenwinkels für SR001, SR0028 und SR004 mit und ohne Aktuation

Analog zum SL-Profil entwickeln sich die Maxima durch den Aufstau des Fluids am Drosselausleger. Die maximalen Werte von  $\bar{c}_p$  nehmen mit steigender Strouhalzahl ab. Im Bereich des entdrosselten Zustandes stellen sich die höchsten Druckbeiwerte für SR004 ein mit lediglich geringfügiger Differenz zu SR0028. Die Verläufe von  $\bar{c}_p$  des Opti-Profil haben eine qualitative große Ähnlichkeit zu denen des SL-Profiles. Die absoluten Werte liegen in der Größenordnung von  $c_p = 0,05$  dennoch unter denen des

nicht optimierten Stators SL. Der ebenfalls zuvor als Beispielkonfiguration eingesetzten Aktuatorparameter von Akt1 mit  $c_\mu = 0,36\%$  zeigt einen erkennbaren Effekt auf alle Verläufe. Der Druckbeiwert wird über alle Phasenwinkel und Strouhalzahlen angehoben, im entdrosselten Zustand geringfügig mehr als im Phasenabschnitt der maximalen Androsselung. Die Drosselfrequenzen  $SR0028$  und  $SR004$  zeigen über weite Teile der Drosselperiode mit  $30^\circ < \phi < 120^\circ$  nahezu eine identische Entwicklung, lediglich zu Beginn des entdrosselten Zustandes entstehen bei  $SR0028$  größere Werte. Das tritt beim SL-Profil nicht auf und deutet auf einen zeitlich langsameren Übergang vom androsselten zum entdrosselten Zustand hin.



**Abbildung 6.30:** Gemittelte korrigierte Verlustbeiwerte  $\bar{\omega}_{korr}$  im Nachlauf in Abhängigkeit des Phasenwinkels für SR001, SR0028 und SR004 mit und ohne Aktuation

Betrachtet wird nun der massenstromgemittelte Verlustbeiwert  $\bar{\omega}_{korr}$  im Nachlauf in Abbildung 6.30. Die qualitativen Verläufe des Verlustbeiwerts ohne Einfluss der Strömungsbeeinflussung zeigen eine große Ähnlichkeit zum SL-Profil und die absoluten Werte von  $\bar{\omega}_{korr}$  fallen für dieses Profil über alle Phasenwinkel geringer aus. Verglichen mit Abbildung 6.22 ist zu sehen, dass

ohne Aktuation in den Bereichen der entdrosselten Strömung nahezu identische absolute Werte von  $\bar{\omega}_{korrr}$  zwischen Opti und SL erreicht werden. Der Unterschied in den Maxima fällt zu Gunsten des optimierten Profils aus. Entsprechend dem SL-Profil zeigen sich die maximalen Werte für den Verlustbeiwert für *SR001* im Zustand der größten Androsselung. Für *SR0028* und *SR004* sinken die Verlustbeiwerte langsamer nach deren Maxima und erreichen nicht die minimalen Verlustbeiwerte von *SR001*. Weiterhin tritt wie beim SL-Profil die Phasenverschiebung der Extremstellen auf. Ein großer Unterschied zum nicht optimierten Stator ist der Effekt der Strömungsbeeinflussung, welcher den korrigierten Verlustbeiwert für *SR0028* und *SR004* über alle Phasenwinkel absenkt. Für *SR001* kann die Aktuation im Bereich der maximalen Androsselung und im zugehörigen Anstieg keinen positiven Effekt erzielen. Ab dem Beginn der Entdrosselung senkt die aktive Strömungsbeeinflussung  $\bar{\omega}_{korrr}$  über weite Teile des Verlaufs ab.

Im Gegensatz zu den Unterschieden des SH- und SL-Profiles untereinander, zeigt der optimierte Stator in den Entwicklungen des Verlustbeiwertes im Nachlauf nahezu identische qualitative Verläufe von  $\omega$  zum SL-Stator. Die dennoch niedriger ausfallenden Verlustbeiwerte über alle Phasenwinkel sollen anhand von Abbildung 6.31 betrachtet werden. Dort ist die Entwicklung von  $\omega$  im Nachlauf links für *SR001* und rechts für *SR004* dargestellt. Übereinstimmend mit Abbildung 6.30 ist erkennbar, dass die größte Ausprägung der Verlustregionen von *SR001* mit dem Phasenwinkel  $\phi = 0^\circ$  einhergeht. Dabei sind die gehäuseseitigen Verlustbeiwerte des Opti-Profiles weniger ausgeprägt als jene vom SL-Profiles. Die gegenläufig rotierenden Strukturen sind nur gering ausgebildet und die maximalen  $\omega$  der Eckenablösung der Nabe leicht radial in die Passagenmitte verschoben. Analog zum SL-Profil entwickelt sich die Strömungstopologie ab dem Maximum von  $\omega$  im Nachlaufs hin zu flächenmäßig geringeren Verlustbeiwerten und erreicht im Phasenwinkel von  $\phi = 120^\circ$  ein Minimum mit klar definierten Strukturen der abschwimmenden

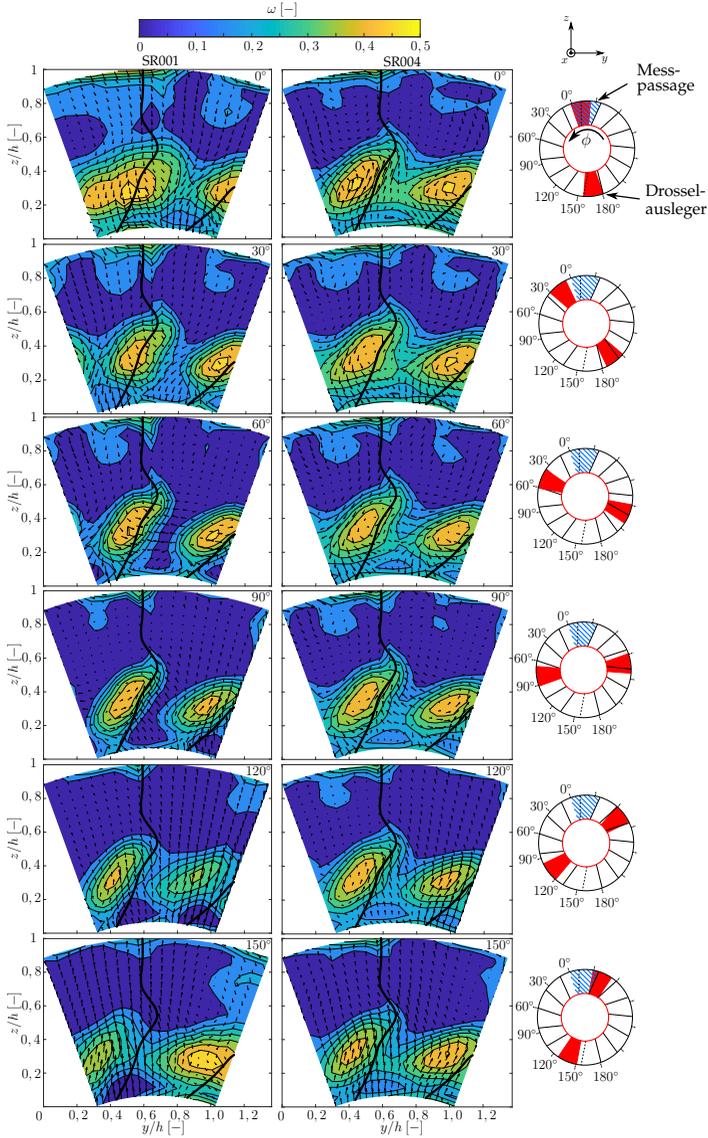
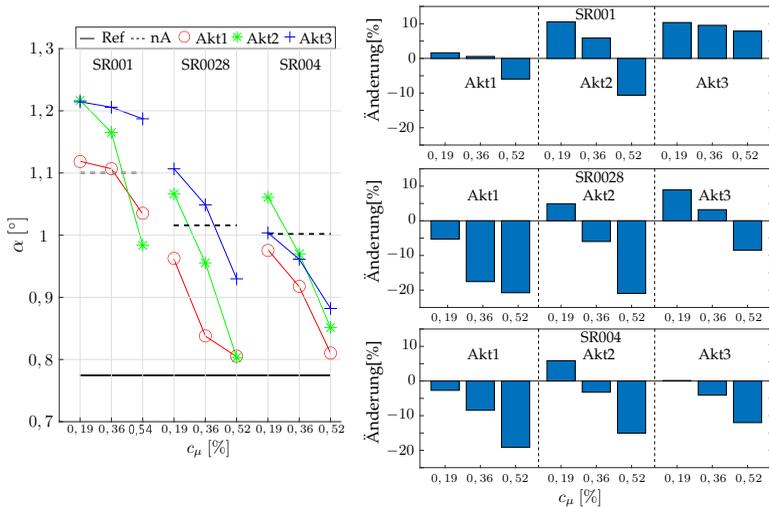


Abbildung 6.31: Verlustbeiwert  $\omega$  des Opti-Profiles im Nachlauf für SR001 (links) und SR004 (rechts) für verschiedene Phasenwinkel

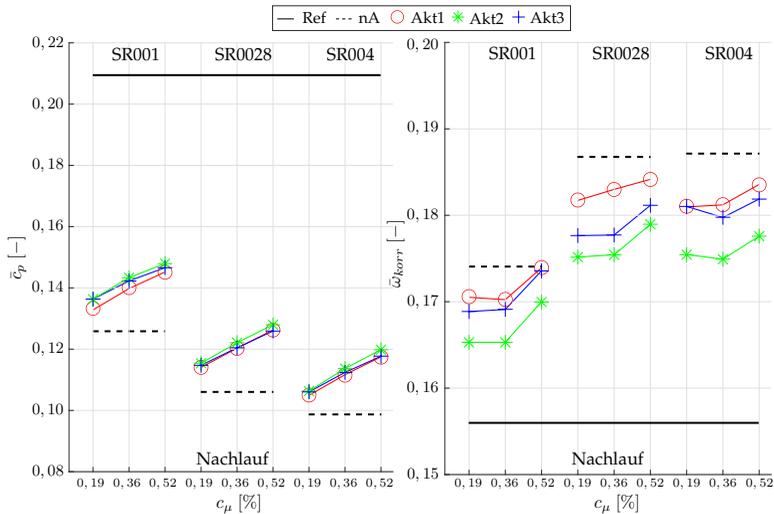
Eckenablösung. Die Nachlaufdüellen zeigen in dieser Abbildung einen vernachlässigbaren Beitrag zum Verlustbeiwert in der Phase der Entdrosselung und sind für das Opti-Profil weitgehend klein ausgeprägt. Ebenso ist die gehäuseseitige Verlustregion kaum nachzuvollziehen und entwickelt sich erst wieder für den Phasenwinkel von  $\phi = 150^\circ$ . Zu diesem Zeitpunkt nehmen die Kernstrukturen der Ablösebereiche an der Nabe ebenso an Intensität zu und die Drosselphase wiederholt sich. Für die Drosselfrequenz *SR004* des Opti-Profiles ist der Unterschied zu *SR001* qualitativ ähnlich im Vergleich zum Strouhalzahlvergleich des SL-Profiles. Die mittleren Verlustbeiwerte und die Ausdehnungen der Bereiche mit erhöhten  $\omega$  steigen, die Nachlaufdüelle und die gehäusenahen Verlustzonen sind jedoch weiterhin nur minimal ausgeprägt.



**Abbildung 6.32:** Entwicklung des massenstromgemittelten Abströmwinkels  $\bar{\alpha}$  in Abhängigkeit der Strouhalzahlen, der Aktuatorgeometrien und der Impulsbeiwerte (links) sowie prozentuale Änderung zum nicht aktuierten Fall der periodischen Androsselung (rechts) für das Opti-Profil

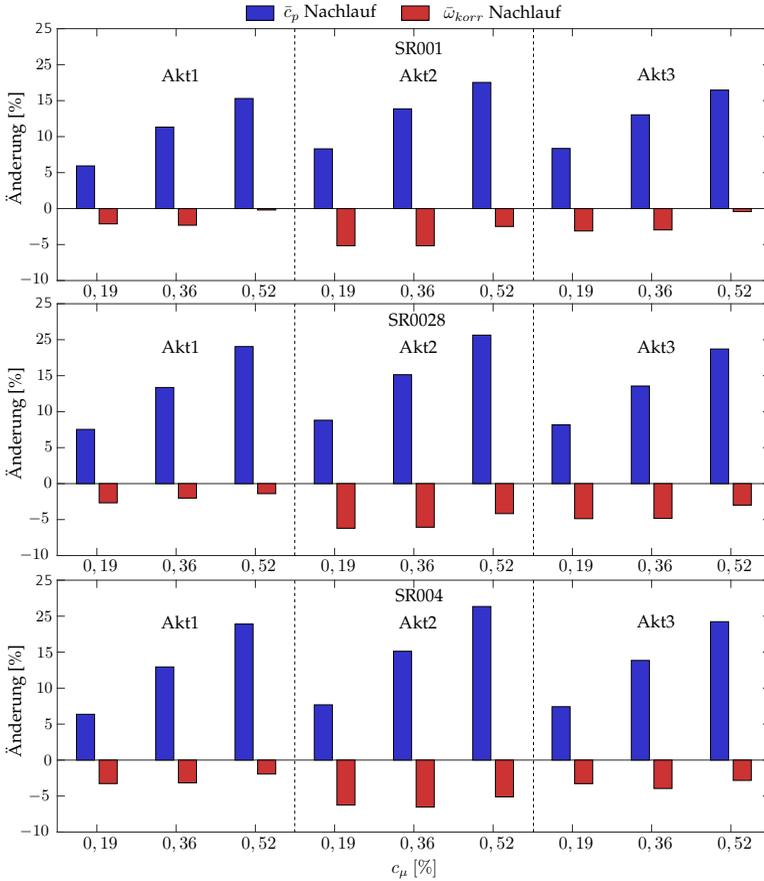
Einen ersten Überblick über die Effekte der unterschiedlichen Impulsbeiwerte  $c_\mu$  und Aktuatorgeometrien zeigt Abbildung 6.32 für den Abströmwinkel  $\bar{\alpha}$  im Nachlauf. Die für die Referenzkonfiguration des Opti-Profiles gemessene Minderumlenkung steigt lediglich minimal unter Einfluss der Androsselung bei allen Strouhalzahlen. Dieser Anstieg ist in der Größenordnung mit dem SL-Profil vergleichbar, wobei dort für  $SR001$  kein negativer Effekt auftritt. Die Strömungsbeeinflussung zeigt für alle Konfigurationen einen vergleichbaren Trend und erhöht die mittlere Umlenkung des Opti-Profiles mit steigendem Impulsbeiwert. Dies konnte für das SL-Profil nicht beobachtet werden. Akt1 und Akt2 erzielen durchweg positive Effekte und senken mit dem maximalen  $c_\mu$  das  $\bar{\alpha}$  für  $SR0028$  und  $SR004$  nahezu auf das Referenzniveau. Der Benefit für  $SR001$  fällt am kleinsten aus und Akt3 kann zum Teil das  $\bar{\alpha}$  nicht unter den lediglich androsselten, nicht aktuierten Zustand senken. Die Übersicht der prozentualen Veränderung in Abbildung 6.32, rechts zeigt, dass gerade der Effekt von kleinen Impulsbeiwerten vernachlässigbar ist oder gar die Minderumlenkung vergrößert.

In Abbildung 6.33 sind der Druckbeiwert  $\bar{c}_p$  links und der Verlustbeiwert  $\bar{\omega}_{korrr}$  rechts für den Nachlauf aufgetragen. Im Referenzfall ist der gemittelte Druckbeiwert des Opti-Profiles auf dem Niveau des SL-Stators, fällt jedoch unter dem Einfluss der periodischen Androsselung wesentlich stärker ab und erreicht für  $SR004$  ein Minimum. Die Optimierung des Stators erfolgte anhand von Zuströmungen mit positiver und negativer Inzidenz (vgl. Mihalyovics et al. [2018]), welche durch die Drosselwirkungen an der Vorderkante nicht hervorgerufen werden. Dies zeigen die Messungen auf der Saugseite des SH- und SL-Profiles. Die Effekte der periodischen Androsselung stromab erzeugen abweichend von der Auslegungsprämisse eine überproportionale Verschlechterung im Druckbeiwert, verglichen mit dem unbeeinflussten Referenzfall. Es zeigt sich, dass die verschiedenen Aktuatorgeometrien allesamt einen fast identischen, positiven Trend für  $\bar{c}_p$  mit steigenden Impulsbeiwerten hervorrufen. In den ab-



**Abbildung 6.33:** Entwicklung des massenstromgemittelten Druck- ( $\bar{c}_p$ ) und Verlustbeiwertes ( $\bar{w}_{korr}$ ) im Nachlauf in Abhängigkeit der Strouhalzahl, der Aktuatorgeometrie und des Impulsbeiwertes  $c_\mu$

soluten Werten der Differenz korreliert die Messung mit dem SL-Profil (vgl. 6.25). Aufgrund der nahezu gleichen Entwicklung des Druckbeiwertes kann davon ausgegangen werden, dass die Eckenablösung nicht signifikant beeinflusst wird. Anhand der unterschiedlichen Aktuatorgeometrien wäre ein für diesen Fall merklicher Unterschied zwischen Akt1, Akt2 und Akt3 zu erwarten gewesen. An diesem Punkt ist es wiederum nötig, anhand des Verlustbeiwertes  $\bar{w}_{korr}$  zu klären, ob die Steigerung des Druckbeiwertes lediglich durch die zugeführte Druckluft der Aktuaton bewirkt wird. Im rechten Teil der Abbildung 6.33 ist der Verlustbeiwert des Opti-Profiles dargestellt. Für die Referenzmessung fällt  $\bar{w}_{korr}$  nahezu identisch im Vergleich mit dem SL-Stator aus. In den Fällen mit Drossel sind die Verlustbeiwerte kleiner verglichen zum nicht optimierten Stator, steigen aber leicht mit zunehmender Strouhalzahl. Im Gegensatz zum SL-Stator erzielt die aktive Strömungsbeeinflussung für den Opti-Stator eine Senkung des Verlustbeiwertes für alle Drosselfrequenzen.



**Abbildung 6.34:** Prozentuale Änderung von  $\bar{c}_p$  und  $\bar{\omega}_{korr}$  bezogen auf die nicht aktuierten Fälle der Drosselfrequenzen *SR001*, *SR0028* und *SR004* für alle Aktuatorgeometrien und Impulsbeiwerte für das Opti-Profil

Eine Steigerung des Impulsbeiwertes führt jedoch zu erhöhtem  $\bar{\omega}_{korr}$ . Dementsprechend ist an dieser Stelle festzuhalten, dass die Aktuation einen positiven Effekt für den Druck- und den Verlustbeiwert hat. Die Steigerung des Impulsbeiwertes muss abgewogen werden, ob ein höheres  $\bar{c}_p$  bei größerem  $\bar{\omega}_{korr}$  effizient ist.

Da aber selbst bei maximalen Impulsbeiwert die Verluste unterhalb der nicht aktuierten Fälle liegen, ist die aktive Strömungsbeeinflussung für das Opti-Profil von Vorteil.

Der Überblick der prozentualen Änderungen der Beiwerte  $\bar{c}_p$  und  $\bar{\omega}_{korr}$  in Bezug auf den nicht aktuierten Fall ist in Abbildung 6.34 dargestellt. Durchweg kann die aktive Strömungsbeeinflussung die initiale Minderung des Druckbeiwertes durch die Androsselung senken, die Steigerung von  $\bar{c}_p$  beläuft sich auf bis zu 25%. Der Impulsbeiwert gibt dafür den positiven Trend mit steigendem Aktuationsmassenströmen vor. Der korrigierte Verlustbeiwert ist für alle Konfigurationen gesenkt und erreicht eine Reduktion von mehr als 5% bei kleinen Impulsbeiwerten. Steigerungen bei  $c_\mu$  führen jedoch zu einer kontinuierlichen Anhebung von  $\bar{\omega}_{korr}$ , welche in wenigen Fällen die positive Entwicklung fast vollständig mindert. Dementsprechend ist der zusätzliche Aufwand der aktiven Strömungsbeeinflussung lediglich für kleine Aktuationsmassenströme lohnenswert.

## 6.12 Zusammenfassung Opti

Die Untersuchungen des Opti-Profiles lassen sich wie folgt zusammenfassen:

- Die Ölanschichtvisualisierung veranschaulicht den Einfluss der passiven Strömungsbeeinflussung des Opti-Profiles. Die geometrischen Änderungen der Schaufeloberfläche erzielen eine Ausweitung der anliegenden Strömung und Reduzierung der nabenseitigen Eckenablösung. Weiterhin wird eine Umströmung der Hinterkante von Druck- zur Saugseite verhindert.
- Die Strömungscharakteristik und der Verlustbeiwert in der Nachlaufebene sind stark durch die Opti-Profilform beeinflusst und die Verschiebung der Verlustzentren korreliert

mit der sich über den Radius verändernden Hinterkantenposition. Die allgemeinen Strukturen ähneln dem SL-Profil, die Nachlaufdelle ist jedoch deutlich reduziert.

- Die Drosselfrequenzen  $SR001$ ,  $SR0028$  und  $SR004$  verringern den gemittelten Druck- und erhöhen den Verlustbeiwert im Nachlauf ohne aktive Strömungsbeeinflussung, der Abströmwinkel steigt nur minimal.
- Unter Anwendung der Aktuation kann für alle Konfigurationen die Minderumlenkung reduziert werden. Der Druckbeiwert wird angehoben, erreicht jedoch nicht den Referenzfall. Gleiches gilt für  $\bar{\omega}_{korrr}$ , welcher nicht auf die Konfiguration ohne Androsselung gesenkt werden kann, eine Verminderung des Verlustbeiwertes allerdings nachzuweisen ist.

# 7

## ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK

---

Kern dieser Arbeit war die Untersuchung der Auswirkung einer druckerhöhenden Verbrennung auf die Strömungscharakteristik einer Verdichterstator-Kaskade und die Möglichkeit einer aktiven Strömungsbeeinflussung durch Aktuatoren. Zu diesem Zwecke wurde ein neuer Versuchsstand entwickelt, konstruiert und gebaut, der die Grundlage für diese Untersuchungen bildete. Dieser wurde als annularer Saugwindkanal nach Eiffel-Bauart errichtet. Maßgeblichen Einfluss auf die Auslegung des Kanals hatten vorangegangene Untersuchungen an Verdichterprofilen einer Linearkaskade. Der Versuchsstand ist modular aufgebaut und es können verschiedene Schaufelprofile verwendet werden bei gleichzeitigem Einsatz von verstellbaren IGVs stromauf. Für die Erzeugung einer periodischen Störung stromab des Verdichtergitters wurde eine rotierende Drossel installiert, welche mit zwei gegenüberliegenden Auslegern im Ringraum jeweils eine Passage verblockt. Die Umlauffrequenz ist dabei variabel und kann zur Generierung der durch die PDC erzeugten Strouhalzahl bis zu 7 Hz betragen. Die Untersuchungen beschränkten sich zu Beginn auf  $Sr = 0,01$  und  $Sr = 0,04$ . Im weiteren Verlauf wurde zusätzlich noch  $Sr = 0,028$  betrachtet. Für die Analyse der Strömungscharakteristik wurden für zwei der drei Profilvarianten Schiebeschaufeln entwickelt, anhand derer die flächige, statische Druckverteilung auf der Saugseite betrachtet werden kann. Zusätzlich besteht im Nachlauf an mehreren Positionen stromab der Statorschaufeln die Möglichkeit, mit z. B. 5-Loch-Sonden gan-

ze Ebenen zu vermessen. Mit Hilfe eines seitlichen Zugangs für optische Messverfahren kann die Drehzahl der Drossel mit einem Sensor im Nachlauf aufgezeichnet und kontrolliert werden. Für die Realisierung einer Strömungsbeeinflussung wurden in der Nabe unterhalb der Verdichterprofile Aussparungen geschaffen, in welche 3D gedruckte Aktuatoren eingebaut wurden. Die saugseitige Ausblasung über eine Schlitzgeometrie ist über einen in der Nabe eingebauten Drucktank gewährleistet, welcher mittels Durchführungen in den Verdichterschaufeln von außen mit Druckluft gespeist wird. Es kamen drei unterschiedliche Aktuatorgeometrien bei verschiedenen Impulsbeiwerten zum Einsatz. Untersuchungen mit Hitzdrahtanemometrie und einer Miniatur-Totaldrucksonde am Austritt der Aktuatoren haben gezeigt, dass der Anstieg der Strahlgeschwindigkeit linear mit dem Aktuatorsmassenstrom einhergeht und der Totaldruck am Austritt exponentiell zunimmt. Der Strahl am Austritt der Aktuatorgeometrie zeigt eine gut abgegrenzte Geschwindigkeitsverteilung, welche sich im weiteren Verlauf über der Höhe ausdehnt und ein gleichmäßiges Profil ausbildet. Im wandnahen Bereich liegt der Strahl an und kann die Grenzschicht reenergetisieren. Die Vermessung hinter den VIGVs hat gezeigt, dass adäquate Anströmbedingungen für die jeweiligen Statorprofile geschaffen werden können. Ebenfalls dazu zählt auch ein generischer Rotor-Nachlauf als Zuströmung für das optimierte Profil. Unter Einsatz der rotierenden Drossel konnte in der Zuströmung des Verdichterstatorgitters festgestellt werden, dass der periodische Aufstau sich nur geringfügig stromauf der Vorderkante bemerkbar macht und lediglich Schwankungen von 0,2% im Anströmwinkel und 0,4% im dynamischen Druck verursacht. Dies widerlegt der Annahme von Staats [2021], dass starke Inzidenzänderungen durch die periodischen Randbedingungen auf die Profile wirken.

Das zunächst aus einer linearen Kaskade übernommene Statorprofil SH zeigt im annularen Versuchsstand deutliche Abweichungen im Bereich der saugseitigen Umströmung und der Sekundärströmungen. Die über die Höhe veränderliche Teilung des Git-

ters erzeugt eine erhöhte aerodynamische Belastung des hochumlenkenden Schaufelgitters. Die zusätzlichen Auswirkungen der Androsselung sind eine starke Verzögerung und eine anschließende Überbeschleunigung bezogen auf die Referenzkonfiguration ohne Störung. Dadurch schwankt der Druckbeiwert auf der Saugseite stark und die Sekundärströmungen in der Passage variieren in Größe und Intensität deutlich über eine Drosselperiode. Anhand der Verlustbeiwerte im Nachlauf ist zu sehen, dass im Falle der nahezu ungestörten Strömung zwischen den angedrosselten Zuständen der Verlustbeiwert  $\omega$  fast unabhängig von der Strouhalzahl ist. Kurz vor der maximalen Verzögerung sind die Verluste für *SR001* minimal, für *SR004* treten diese Schwankungsdifferenzen in dieser Größe nicht auf. Der Einsatz der Strömungsbeeinflussung kann neben der Minderumlenkung auch den korrigierten Verlustbeiwert senken, was eine höhere Effizienz bedeutet. Der Druckbeiwert wird ebenfalls erhöht. Die Abhängigkeit von der Aktuatorgeometrie muss jedoch beachtet werden, da diese unterschiedliche Effekte bei verschiedenen Strouhalzahlen aufweisen.

Die Untersuchung der Profilvariante SL zeigt aufgrund der geringeren aerodynamischen Belastung in ihrer Ausdehnung erwartungsgemäß kleinere Sekundärströmungen auf dem Profil. Der Bereich der anliegenden Strömung vergrößert sich und die Verlustbeiwerte im Nachlauf sind deutlich reduziert. Die periodischen Randbedingungen erzeugen auf der Saugseite deutlich größere Schwankungen im Druckbeiwert als es beim SH-Profil der Fall ist. Der Unterschied im Druckrückgewinn an der Hinterkante ist jedoch wieder mit dem SH-Stator vergleichbar und spricht dafür, dass das SL-Profil robuster gegenüber der Störung ist. Die Verlustbeiwerte über dem Phasenwinkel im Nachlauf schwanken ebenfalls stärker als beim hochumlenkendem Profil, jedoch bei deutlich kleineren  $\omega$ -Werten. Zusammenfassend lässt sich für das SL-Profil feststellen, dass die generellen Effekte der periodischen Androsselung ähnlich dem SH-Profil sind, die korrigierten Verluste im Gitter jedoch deutlich verringert werden können. Die Aktuation hat für diese Schaufel in den verwendeten Konfigura-

tionen und bei den gewählten Impulsbeiwerten nur wenig positiven Einfluss und kann den eingesetzten Energieaufwand nicht ausgleichen, was nahezu eine gleichbleibende Effizienz zum nicht aktuierten Fall bedeutet. Ebenfalls wird keine Reduktion der Minderumlenkung erreicht.

Das in der Geometrie optimierte Opti-Profil kann die anliegende Strömung auf der Saugseite in der Referenzkonfiguration ausweiten und senkt den Verlustbeiwert im Nachlauf ebenfalls zu geringeren Werten als beim SL-Profil. Die Minderumlenkung stromab kann fast gänzlich vermieden werden. Die bereits bekannten Auswirkungen der Drossel für alle Strouhalzahlen lassen sich ebenfalls erkennen und die dadurch verursachte Verlusterhöhung fällt geringer aus als bei dem SL-Profil. Der Druckbeiwert sinkt stark in Abhängigkeit der Drosselfrequenz, wohingegen die Minderumlenkung nur minimal ansteigt. Die Aktuation kann in allen Fällen eine Verbesserung der Beiwerte und Umlenkung erzielen, was einer Effizienzerhöhung entspricht. Ein Augenmerk muss auf die Effizienz bei ansteigendem Impulsbeiwert gerichtet werden, da dieser tendenziell wieder eine Erhöhung von  $\omega$  hervorruft.

Es wurde gezeigt, dass die periodischen Randbedingungen einen deutlichen Einfluss auf die Profile haben, jedoch die passive und aktive Strömungsbeeinflussung keinen ausschließlich positiven Effekt einer Effizienzerhöhung hervorruft. Die Drosselfrequenz verursacht tendenziell zusätzliche Verluste, welche mit steigender Strouhalzahl aufgrund der Verblockung auf Basis der Trägheit des Fluids zunehmen. Die Differenzen der Effekte sinken mit steigender Drosselfrequenz und es ist anzunehmen, dass es einen Grenzfall gibt. Die Vermutung der periodischen Inzidenzänderung vor dem Gitter konnte nicht bestätigt werden, da die Schwankungen sich nur minimal über den Stator stromauf ausbreiten und somit für den üblicherweise vorgeschalteten Rotor wenig aerodynamische Störungen darstellen. Gerade in Hinblick auf die Ausblasung muss für das SL- und das Opti-Profil eine Grundlagenuntersuchung hinsichtlich der Geometrie und Position der Beeinflussung durchgeführt werden. Die Übertragbarkeit

der Aktuatorgeometrien von der 2D-Kaskade zum 3D-Ringgitter beim SH-Profil müssen ebenfalls für das SL-Profil neu bewertet und analysiert werden. Dies sollte anhand der Anpassung der Ausblaspositionen und -winkel geschehen, um eine maximale Effizienzerhöhung zu erreichen.



# A

## ANHANG

---

### A.1 Fehlerrechnung

---

Die Betrachtung der Messfehler der in dieser Arbeit bestimmten Größen wird nachfolgend für die verwendete Messtechnik durchgeführt. Eine Übersicht der Unsicherheiten ist nötig, da z.B. Messaufnehmer, Sonden oder elektronische Komponenten hersteller- oder anwendungsspezifisch Messtoleranzen angeben, welche im endgültigen Messergebnis berücksichtigt werden müssen. Die gemessenen Größen bestehen in der Regel aufgrund der verwendeten Messkette aus mehreren Einzelfehlern  $x_j$ . Anhand von Gleichung A.1 nach Parthier [2020] müssen diese zu einem Gesamtfehler  $\Delta x$  berechnet werden:

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

Der Gesamtfehler  $\Delta x$  der einzelnen Messgrößen pflanzt sich bei der Bestimmung der indirekten Größen  $y$  (z. B. Beiwerte) fort und es muss ein absoluter Fehler  $\Delta y$  berechnet werden. Nach Lerch [2016] wird dafür die partielle Ableitung für jedes  $y$  mit dem entsprechenden Gesamtfehler  $\Delta x_i$  nach  $x_i$  gebildet mit Gleichung A.2:

$$\Delta y = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left( \frac{\delta y}{\delta x_i} \Delta x_i \right)^2} \quad (\text{A.2})$$

Die quadrierten Ableitungen werden unter der Wurzel aufsummiert für die Anzahl  $i$  der Gesamtfehler, anhand welcher die indirekten Größe bestimmt wird. Nachfolgend wird auf die verwendeten Messketten eingegangen, der Gesamtfehler dieser bestimmt und der absolute Fehler berechnet.

### A.1.1 Druckmessungen

Der Aufbau und die Verwendung des Prandtlrohres wurde bereits in Kapitel 3.3 ausführlich erläutert. Die Unsicherheiten in den Messungen mit solch einer Sonde beginnen bei der Ausrichtung des Sondenkopfes in Strömungsrichtung. Die für die Anströmung verwendete Sonde der Firma Electro-Mation (Typ TPL-03-200, [Electro-Mation [2015]]) ist herstellerseitig angegeben mit einer Ungenauigkeit von  $< 1\%$  bei  $\pm 10^\circ$  Ausrichtung zum strömenden Fluid. Diese ist bei manueller Ausrichtung und bekannter Strömung sicher einzustellen.

Für die Unsicherheiten der Fünfloch-Sonde muss im Gegensatz zur Prandtlsonde die winkel- und geschwindigkeitsabhängige Kalibration hinzugezogen werden. Diese ist vom Hersteller Aeroprobe durchgeführt worden und wird mit einer Unsicherheit von  $< 1\%$  oder  $1 \text{ m/s}$  angegeben [Aeroprobe [2014]], abhängig davon, welches Kriterium zuerst erreicht wird. Da die Geschwindigkeiten in der Messstrecke  $100 \text{ m/s}$  nicht übersteigen, wird an dieser Stelle mit  $\sigma_{5LS} = 1\%$  fortgefahren.

Beide Arten von Drucksonden und die statischen Druckbohrungen der Schiebeschaukeln benötigen einen Sensor für die Aufnahme und Umwandlung der anliegenden Drücke. Verwendet werden dafür HDO-Differenzdrucksensoren der Firma First Sensor in der Variante  $0 - 50 \text{ mbar}$ . Die Unsicherheit bzgl. der Linearität, der Hysterese, den Temperatureffekten und der Wiederholbarkeit können dem Datenblatt [FirstSensor [2015]] entnommen werden und summieren sich für den Sensor  $0 - 50 \text{ mbar}$  auf  $\sigma_{p50} = 1,1\%$ . Der Referenzdruck ist der atmosphärische Druck in der Versuchshalle, welcher mittels eines COMET T7510 [Comet [2013]] Sensors rund um die Uhr aufgenommen wird. Dieser besitzt über ein Intervall von  $600 - 1100 \text{ hPa}$  eine Ungenauigkeit

von  $1,3 \text{ hPa}$  und somit unter Normbedingungen  $\sigma_{p,ref} = 0,13\%$ . Die Umgebungstemperatur wird laut Hersteller mit einer Unsicherheit von  $\sigma_{T_a} = 7,13\%$  angegeben.

Die Ausgangsspannung  $0 - 20 \text{ mV}$  der First Sensor - Drucksensoren wird mittels eines Messverstärkers (Dewetron - Dewe-50-PCI32) über ein Input Modul (DAQP-STG, [Dewetron [2016]]) aufgenommen und anschließend mit einer A/D Data Acquisition Karte (Dewe-Orion-1624-200, [Dewetron [2014]]) digitalisiert. Anhand der Datenblätter lässt sich eine Unsicherheit für den Input von  $\sigma_{STG} = 0,054\%$  bestimmen sowie eine weitere für die A/D-Karte von  $\sigma_{AD} = 0,058\%$ .

### A.1.2 Hitzdrahtanemometrie

Die Unsicherheiten der Hitzdrahtanemometrie ergeben sich aus verschiedenen Punkten. Zum einen kann die Brückenschaltung nicht als stets ideal ausgeglichen betrachtet werden, da eine geringfügige Abweichung der Spannung zur Regelung benötigt wird. Die Signalerfassung des Anemometers sowie die Datenerfassung über Akquisitionsgeräte stellt eine Fehlerquelle dar. Zum anderen wird für die Kalibration des Hitzdrahtes neben der Brückenspannung  $V_B$  eine Geschwindigkeitskomponente  $U$  benötigt ( $U = f(V_B)$ ), welche in der Regel über ein Prandtlrohr bestimmt wird. Letzteres ist maßgeblich für die Fehlerbetrachtung. Für die entsprechende Kalibration wurde eine baugleiche Prandtlsonde wie in Abschnitt A.1.1 verwendet und somit kann eine Fehlerkette gemäß der Druckaufnahme betrachtet werden, bei welcher die weiterführende indirekte Größe der Geschwindigkeit  $v$  für die Geschwindigkeitskalibration berücksichtigt werden muss.

### A.1.3 Aktuatorik

Der Massenstrom der Aktuatorik  $\dot{m}_{jet}$  wird über einen Massendstrommesser der Firma Festo (SFAB, [Festo [2013]]) bestimmt. Dieser besitzt eine Unsicherheit von 3% des Messwertes und einen messwertunabhängigen Nullpunktfehler von 0,3%. In die-

ser Arbeit wird u. a. der maximale Durchflussmassenstrom verwendet, so dass für alle Werte  $\sigma_{SFAB} = 3,3\%$  angenommen wird.

### A.1.4 Ölanstrichvisualisierung

Die Quantifizierung der Unsicherheit einer Ölanstrichvisualisierung ist nicht ohne weiteres möglich. Wie bereits in Kapitel 3 beschrieben ist das Ergebnis maßgeblich von dem verwendeten Mischungsverhältnis des Öls in Kombination mit der vorherrschenden Strömungsgeschwindigkeit abhängig. Mittels der entstehenden Kontur der getrockneten Ölmischung auf der Oberfläche können Stromlinien nachvollzogen und händisch eingezeichnet werden. Diese sind bestmöglich zu den Verläufen der Pigmente angeordnet, was jedoch keine 100%ige Sicherheit über den realen Zustand gibt. Die aus den Stromlinien abgeleiteten Bereiche und prägnanten Punkte können durch verbleibende Ölsammlungen (z. B. in Ablösebereichen) verschwimmen. Zudem sind die Konturen der Oberfläche ein stationäres Abbild einer Strömungscharakteristik und somit nicht aussagekräftig für wandnahe, instationäre Vorgänge. Festzuhalten ist für die Ölanstrichvisualisierung, dass dieses Verfahren qualitative Hinweise auf die wandnahe Strömungscharakteristik gibt, jedoch eine Unsicherheit bezüglich der Positionierung und Interpretation von Sekundärströmungen aufweist.

### A.1.5 Gesamtfehler und absoluter Fehler

Anhand der Gleichungen A.1 und A.2 sind in Tabelle A.1 die Gesamtfehler der gemessenen Größen und in Tabelle A.2 die absoluten Fehler der indirekten Größen aufgelistet. Mit Hilfe der Gleichungen für die entsprechenden Beiwerte aus Kapitel 3 und der thermodynamischen Zustandsgleichungen berechnen sich die entsprechenden Unsicherheiten.

Größe	Name	für indirekte Größe	Unsicherheit
$\sigma_{p_{t,1}}$	Totaldruck der Zuströmung	$\omega, q$	$\pm 1\%$
$\sigma_{p_{s,1}}$	stat. Druck der Zuströmung	$c_p, q$	$\pm 1\%$
$\sigma_{p_a}$	Umgebungsdruck	$\rho$	$\pm 0,13\%$
$\sigma_{T_a}$	Umgebungstemperatur	$\nu$	$\pm 7,11\%$
$\sigma_{MPT}$	Totaldruck Aktuatorjet	$p_{t,jet}$	$\pm 1\%$
$\sigma_{SFAB}$	Massenstrommesser Aktuation	$\dot{m}_{jet}$	$\pm 3,3\%$
$\sigma_{p_1-p_5}$	Drücke im Nachlauf	$c_p, \omega, \alpha$	$\pm 1\%$
$\sigma_{p_1-p_{30}}$	Drücke auf der Saugseite	$c_p$	$\pm 1\%$
$\sigma_{p_{HW}}$	Kalibration Hitzdraht	$v_{jet}, \tau$	$\pm 1\%$
$\sigma_{HDO}$	Druckaufnehmer	alle indirekten Größen	$\pm 1,1\%$
$\sigma_{Dewe}$	Dewetron Messverstärker	alle indirekten Größen	$\pm 0,08\%$

Tabelle A.1: Überblick der Gesamtfehler der Messgrößen

Größe	Name	für indirekte Größe	Unsicherheit
$\sigma_\nu$	dynamische Viskosität	$Re$	< 0,001%
$\sigma_\rho$	Dichte	$Re$	0,03%
$\sigma_\tau$	Turbulenzgrad in der Zuströmung	$\tau$	1,0%
$\sigma_q$	dyn. Druck der Zuströmung	$Re, c_p, \omega$	2,11%
$\sigma_{v_{abs}}$	absolute Zuströmgeschwindigkeit	$Re$	0,58%
$\sigma_{Re}$	Reynoldszahl	$Re$	1,4%
$\sigma_{c_p}$	Druckbeiwert der Schiebeschaukel	$c_p$	3,85%
$\sigma_{c_p}$	Druckbeiwert im Nachlauf	$c_p$	4,19%
$\sigma_{\dot{m}_1}$	Kanalmassenstrom	$\omega_{korr}$	0,74%
$\sigma_{\dot{m}_{jet}}$	Aktuatormassenstrom	$\omega_{korr}$	< 0,001%
$\sigma_{p_{t,jet}}$	Aktuator-totaldruck	$\omega_{korr}$	1,4%
$\sigma_{v_{jet}}$	Aktuatoraustrittsgeschwindigkeit	$v_{jet}$	1,0%
$\sigma_{\bar{p}_{t,1}}$	korrigierter Totaldruck	$\omega_{korr}$	2,13%
$\sigma_\omega$	Verlustbeiwert im Nachlauf	$\omega$	0,61%
$\sigma_{\omega_{korr}}$	korrigierter Verlustbeiwert im Nachlauf	$\omega_{korr}$	0,75%

**Tabelle A.2:** Überblick der absoluten Fehler der berechneten Größen

# LITERATURVERZEICHNIS

---

- Corporation Aeroprobe. 5-7 hole probe, user manual, revision a. Technical report, 2014.
- Robert F. Almgren. High-Frequency Acoustic Waves in a Reacting Gas. *SIAM Journal on Applied Mathematics*, Vol. 51, No. 2 (Apr., 1991), pp. 351-373, 1991.
- M. Banjac, M. V. Petrovic, und A. Wiedermann. A New Loss and Deviation Model for Axial Compressor Inlet Guide Vanes. *J. Turbomach.* Jul 2014, 136(7), 2014.
- J. H. Bell und R. D. Mehta. Contraction Design for Small Low-Speed Wind Tunnels. *Stanford University, Tech. Rep. JIAA TR-84*, 1988, 1988.
- C. Beselt, D. Peitsch, R. van Rennings, und F. Thiele. Impact of Hub Clearance on Endwall Flow in a Highly Loaded Axial Compressor Stator. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2013, GT2013-95463, V06CT42A034*, 2013.
- C. Beselt, M. Eck, und D. Peitsch. Three-Dimensional Flow Field in Highly Loaded Compressor Cascade. *J. Turbomach.* Oct 2014, 136(10), 2014a.
- C. Beselt, D. Peitsch, R. van Rennings, F. Thiele, und K. Ehrenfried. Experimental and Numerical Investigation of the Unsteady Endwall Flow in a Highly Loaded Axial Compressor Stator. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition, GT2014-25944, V02DT44A017*, 2014b.
- V. Bicalho, V. Motta, L. Malzacher, T. D. Phan, R. Liebich, und D. Peitsch. Aeroelastic Control of Compressor Blades in Transonic Flow Using Plasma Actuator. *Proceedings of the 15th International Symposium on Unsteady Aerodynamics, Aeroacoustics and Aeroelasticity of Turbomachines, ISUAAAT15, 24-27 September 2018, University of Oxford, UK*, 2018.
- V. Bicalho, V. Motta, und D. Peitsch. Unsteady Aerodynamics of a High Pressure Compressor Working under Pressure Gain Combustion Disturbances. *IGTC - International Gas Turbine Congress, IGTC2019-0070*, 2019.
- D. Bradley, C. Morley, X. J. Gu, und D. R. Emerson. Amplified Pressure Waves During Autoignition: Relevance to CAI Engines. *SAE Transactions*, 2002, Vol. 111, Section 3: *JOURNAL OF ENGINES* (2002), pp. 2679-2690, 2002.
- W. J. G. Bräunling. *Flugzeugtriebwerke*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2015. doi: 10.1007/978-3-540-76370-3.
- C. Brück. Realisierung des Aufbaus eines PIV-Systems und Vermessung der An- und Abströmung einer hochbelasteten Verdichterkaskade. Master's thesis, TU Berlin, 2012.
- T. Bussing und G. Pappas. An introduction to pulse detonation. 1994.

- N. Caldwell. A Review of Pulse Detonation Engine Research at the University of Cincinnati. 2007.
- D. Car, N. J. Kuprowicz, J. Estevadeordal, G. Zha, und W. Copenhaver. Stator diffuser enhancement using a re-circulating coflowing steady jet. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2004, Power for Land, Sea, and Air, June 14-17, 2004, Vienna, Austria, 2004.*
- Comet. Datasheet T7510. Technical report, 2013.
- S. Stempin D. Surek. *Angewandte Strömungsmechanik für Praxis und Studium.* Springer, 2007.
- P. de Haller. Das Verhalten von Tragflügeln in Axialverdichtern und im Windkanal. *VDI Berichte 3, Probleme der Strömungstechnik im Maschinenbau, S 27, 1955.*
- Dewetron. DEWE ORION 1624 200 Datasheet. Technical report, 2014.
- Dewetron. DAQP-STG. Technical report, 2016.
- M. Eck, C. Tiedemann, und D. Peitsch. Detailed measurements of the unsteady pressure field in the area of origin of Rotating Instability. 2015.
- M. Eck, R. Rückert, E. Tüzüner, und J. Mihalyovics. Surface Flow Visualization Techniques. *Wandnahe Strömung in Beschaufelungen von Turbomaschinen, Dresden, Germany. Zenodo. <https://doi.org/10.5281/zenodo.4493409>, 2021.*
- S. Eidelman. Pulsed Detonation Engine Experimental and Theoretical Review. *AIAA*, 1992.
- Electro-Mation. Prandtlrohr Staurohr TPL-03-200. Technical report, 2015.
- Festo. Durchflusssensor SFAB. Technical report, 2013.
- O. Fiedler. *Strömungs- und Durchflussmesstechnik.* Oldenbourg Wissenschaftsverlag, 1991.
- B. Fietzke, J. Mihalyovics, R. King, und D. Peitsch. A Comparison of Optimal, Binary Closed-Loop Active Flow Control Applied to an Annular Compressor Stator Cascade with Periodic Disturbances. 2021.
- FirstSensor. DS Standard-HDO E 11648. Technical report, 2015.
- M. Gad-el Hak. The Taming of the Shrew Why is it so difficult to Control Turbulence. *Active Flow Control, Papers contributed to the Conference "Active Flow Control 2006", Berlin, Germany, September 27 to 29, 2006, 2007.*
- S. A. Gbadebo, N. A. Cumpsty, und T. P. Hynes. Three-Dimensional Separations in Axial Compressors. *J. Turbomach. Apr 2005, 127(2): 331-339, 2005.*

- M. B. Giles und N. A. Pierce. An Introduction to the Adjoint Approach to Design. *Flow, Turbulence and Combustion* 65: 393–415, 2000, 2000.
- M. B. Giles, M. C. Duta, J.-D. Mueller, und N. A. Pierce. Algorithm Developments for Discrete Adjoint Methods. *AIAA Journal* Vol. 41, No. 2, February 2003, 2003.
- J. Gray. *Reduction in the Run-up Distance for the Deflagration-to-Detonation Transition and Applications to Pulse Detonation Combustion*. PhD thesis, 2017.
- D. Greenblatt und I. J. Wygnanski. The control of flow separation by periodic excitation. *Progress in Aerospace Sciences* 36 (2000) 487-545, 2000.
- D. E. Halstead, D. C. Wisler, T. H. Okiishi, G. J. Walker, H. P. Hodson, und H.-W. Shin. Boundary layer development in axial compressors and turbines: Part 2 of 4 - compressors. *Journal of Turbomachinery*, 119: 426-443, 1997.
- M. Hecklau. *Experimente zur aktiven Strömungsbeeinflussung in einer Verdichterkaskade mit pulsierenden Wandstrahlen*. PhD thesis, TU Berlin, 2012.
- M. Hecklau, V. Zander, I. Peltzer, W. Nitsche, A. Huppertz, und M. Swoboda. Experimental AFC Approaches on a Highly Loaded Compressor Cascade. *Active Flow Control II, NNFM 108*, pp. 171–186, 2010.
- A. Heinrich, C. Tiedemann, und D. Peitsch. Experimental Investigations of Secondary Flow Development Around Tandem Vanes in a 2D Linear Stator Compressor Cascade. *11th European Conference on Turbomachinery Fluid dynamics and Thermodynamics, ETC2015-237, March 23-27, 2015, Madrid, Spain*, 2015.
- A. Hergt, R. Meyer, und K. Engel. Experimental Investigation of Flow Control in Compressor Cascades. *Proceedings of GT2006ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea and Air, May 8-11, 2006, Barcelona, Spain, GT2006-90415*, 2006.
- A. Hergt, R. Meyer, M. W. Müller, und K. Engel. Loss Reduction in Compressor Cascades by Means of Passive Flow Control. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea and Air, GT2008, June 9-13, 2008, Berlin, Germany, GT2008-50357*, 2008.
- P. R. Holloway, G. L. Knight, C. C. Koch, und S. J. Shaffer. Energy Efficient Engine High Pressure Compressor Detail Design Report. 1982.
- H. Hornung. Abgelöste Strömungen. *ZAMM - Journal of Applied Mathematics and Mechanics / Zeitschrift für Angewandte Mathematik und Mechanik*, 65, T3–T14, 1985.
- E. S. Johansen, O. K. Rediniotis, und G. Jones. The Compressible Calibration of Miniature Multi-Hole probes. *J. Fluids Eng. Mar 2001*, 123(1): 128-138, 2001.
- T. Hynes K. Milidonis, B. Semlitsch. Effect of clocking on compressor noise generation. *AIAA JOURNAL* Vol. 56, No. 11, November 2018, 2018.

- K. Kailasanath. A review of research on pulse detonation engines. 2003.
- D. Kapila, A., J. Schwendeman, und Quirk T. Hawa. Mechanisms of detonation formation due to a temperature gradient. *Combust. Theory Modelling* 6 (2002) 553–594, 2002.
- M. Kiesner. *Geregelte Strömungskontrolle einer Statorcascade mit Seitenwand- und Hinterkantenaktuation*. PhD thesis, TU Berlin, 2018.
- L. Konrath, D. Peitsch, und A. Heinrich. An Analysis of the Secondary Flow Around a Tandem Blade Under the Presence of a Tip Gap in a High-Speed Linear Compressor Cascade. 2020.
- B. Lakshminarayana. *Fluid Dynamics and Heat Transfer of Turbomachinery*. Wiley, 1995.
- L. S. Langston. Crossflows in a turbine cascade passage. *J. Eng. Power*. Oct 1980, 102(4): 866-874, 1980.
- V.-M. Lei, Z. S. Spakovszky, und E. M. Greitzer. Criterion for Axial Compressor Hub-Corner Stall. *J. Turbomach.* Jul 2008, 130(3): 031006, 2006.
- R. Lerch. *Elektrische Messtechnik*. Springer Vieweg, 2016.
- W. Lord, D. MacMartin, und G. Tillman. Flow control opportunities in gas turbine engines. *Fluids 2000 Conference and Exhibit, 19 June 2000 - 22 June 2000 Denver, CO, U.S.A.*, 2000.
- D. Peake M. Tobak. Topology of three-dimensional separated flows. *Annual Review of Fluid Mechanics Vol. 14:61-85*, 1982.
- C. G. Matalanis und J. K. Eaton. Wake Vortex Control Using Static Segmented Gurney Flaps. *AIAA Journal Vol. 45, No. 2, February 2007*, 2007.
- R. D. Mehta und P. Bradshaw. Design rules for small low speed wind tunnels. *The Aeronautical Journal, Volume 83, Issue 827, November 1979, pp. 443 - 453*, 1979.
- J. Mihalyovics, C. Brueck, D. Peitsch, I. Vasilopoulos, und M. Meyer. Numerical and Experimental Investigations on Optimized 3D Compressor Airfoils. *Proceedings of Turbomachinery Technical Conference and Exposition, TURBO EXPO 2018, June 11-15, 2018, Lillestrøm (Oslo), Norway*, 2018.
- V. Motta, L. Malzacher, D. Peitsch, und G. Quaranta. A Physically Consistent Reduced Order Model for Plasma Aeroelastic Control on Compressor Blades. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2018, Turbomachinery Technical Conference and Exposition, GT2018, June 11-15, 2018, Oslo, Norway*, 2018.
- D. Nerger. *Aktive Strömungsbeeinflussung in ebenen Statorgittern hoher aerodynamischer Belastung durch Ausblasen*. PhD thesis, TU Berlin, 2009.

- D. Nerger, H. Saathoff, R. Radespiel, V. Gümmer, und C. Clemen. Experimental Investigation of Endwall and Suction Side Blowing in a Highly Loaded Compressor Stator Cascade. *J. Turbomach. Mar 2012, 134(2)*, 2011.
- W. Nitsche und A. Brunn. *Strömungsmesstechnik*. Springer, 2005a.
- W. Nitsche und A. Brunn. *Strömungsmesstechnik*. Springer, 2005b.
- E. Ower und R. Pankhurst. *The Measurement of Air Flow*. Oxford ; New York : Pergamon Press, 1977.
- G. Pallot. Effect of incoming wakes on the stator performance in a single-stage low speed axial flow compressor operating at design and near stall conditions. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2016, Seoul, South Korea*, 2016.
- D. I. Papadimitriou und K. C. Giannakoglou. Compressor Blade Optimization Using a Continuous Adjoint Formulation. *Proceedings of GT2006, ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea and Air, May 8-11, 2006, Barcelona, Spain, GT2006-90466*, 2006.
- R. Parthier. *Messtechnik*. Springer Vieweg, 2020.
- K. Richter und H. Rosemann. Experimental investigation of trailing-edge devices at transonic speeds. *Proceedings of Aerodynamics Conference 2001, Royal Aeronautical Society, 9th – 10th April 2001, London, Paper No. 2621*, 2001.
- M. Staats. *Active flow control on a highly loaded compressor cascade with periodic non-steady outflow conditions*. PhD thesis, TU Berlin, 2021.
- M. Staats und W. Nitsche. Active control of the corner separation on a highly loaded compressor cascade with periodic non-steady boundary conditions by means of fluidic actuators. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition, GT2015, June 15 – 19, 2015, Montréal, Canada, GT2015-42161*, 2015.
- M. Staats, W. Nitsche, und I. Peltzer. Active flow control on a highly loaded compressor cascade with non-steady boundary conditions. *Active Flow and Combustion Control 2014*, 2015.
- G. I. Taylor, G. K. Batchelor, H. L. Dryden, und G. B. Schubauer. The effect of a wire gauze on a small disturbance in a uniform stream. *The Quarterly Journal of Mechanics and Applied Mathematics, Volume 2, Issue 1, 1949, Pages 1–29*, 1949.
- F. Thomas. Untersuchungen über die Erhöhung des Auftriebes von Tragflügeln mittels Grenzschichtbeeinflussung. *Zeitschrift für Flugwissenschaft 10 (1962), Nr. 2, S. 46–65*, 1962.
- C. Tiedemann. *Experimentelle Untersuchungen zur aktiven Strömungskontrolle an einer hoch belasteten, linearen Verdichterkaskade im kompressiblen Machzahlbereich*. PhD thesis, TU Berlin, 2015.

- C. Tiedemann, A. Heinrich, und D. Peitsch. Increasing Blade Turning by Active Flow Control and Tandem Configurations A Comparison. *ISABE 2017, Manchester, United Kingdom, Volume: 23rd*, 2017.
- W. T. Tiow und M. Zangeneh. Application of a three-dimensional viscous transonic inverse method to NASA rotor 67. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, Volume: 216, Issue: 3, page(s): 243-255*, 2002.
- M. Tobak und D. J. Peake. Topology of Three-Dimensional Separated Flows. *Annual Review of Fluid Mechanics Volume 14*, 1982, pp 61-85, 1982.
- I. Vasilopoulos, P. Flässig, und M. Meyer. CAD-Based Aerodynamic Optimization of a Compressor Stator Using Conventional and Adjoint-Driven Approaches. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2017: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, GT2017, June 26-30, 2017, Charlotte, NC, USA*, 2017.
- K. E. G. Wiegardt. On the Resistance of Screens. *Aeronautical Quarterly* , Volume 4 , Issue 2 , August 1953 , pp. 186 - 192, 1953.
- S. Wolff. Entwicklung von Fehlererkennungs-, Zustandsschätzungs-, Regelungs- und ganzzahligen Optimalsteuerungsmethoden für pulsierende, detonative Brennkammern anhand eines akustischen Ersatzsystems. 2019.
- V. Zander und W. Nitsche. Control of Secondary Flow Structures on an ighly loaded Compressor Cascade. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, Vol 227, Issue 6, 2013*, 2013.
- V. Zander, M. Hecklau, W. Nitsche, A. Huppertz, und 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 Vol. 225 (7)*, 897-908, 2011.