

# Experimentelle Untersuchungen zur Grenzschichtbeeinflussung hochbelasteter Niederdruckturbinen

Von der Fakultät Luft- und Raumfahrttechnik und Geodäsie der  
Universität Stuttgart zur Erlangung der Würde eines Doktors der  
Ingenieurwissenschaften (Dr. Ing.) genehmigte Abhandlung

Vorgelegt von

**Thomas Schumann**

aus Bamberg/Bayern

Hauptberichter: Prof. Dr.-Ing. Stephan Staudacher  
Mitberichter: Prof. Dr.-Ing. Reinhard Niehuis  
Tag der mündlichen Prüfung: 20.November 2009

Institut für Luftfahrtantriebe der Universität Stuttgart

2010



# Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Luftfahrtantriebe der Universität Stuttgart im Rahmen des Luftfahrtforschungsprogramms 3 „NextGenT“.

An dieser Stelle danke ich Herrn Prof. Dr.-Ing. Stephan Staudacher dem Leiter des Instituts für Luftfahrtantriebe für die Anregung zu dieser Arbeit und die Übernahme des Hauptreferats. Die von ihm gewährten Freiheiten und geschaffenen Rahmenbedingungen trugen maßgeblich zum Gelingen dieser Arbeit bei. Herrn Prof. Dr.-Ing. Reinhard Niehuis danke ich für die Übernahme des Koreferates und für die zahlreichen fachlichen Hinweise zu meiner Arbeit. Für die freundliche Durchführung des Vorsitzes danke ich Herrn Prof. Dr.-Ing. Alfred Kleusberg.

Aufgrund der Komplexität des Themas wäre eine erfolgreiche Umsetzung nicht ohne die vielfältige fachliche und darüber hinaus gehende Unterstützung meiner Kollegen und Kolleginnen des Instituts und des technischen Personals möglich gewesen. Für das sehr freundliche und angenehme Arbeitsklima, die vielen fachlichen und nichtfachlichen Gespräche bin ich allen meinen Kolleginnen und Kollegen, vor allem meiner Bürokollegin Sabine Köcke, sehr dankbar.

Besonders herzlicher Dank geht an meine Kollegen und Freunde, Frau Olivia Arago und Herrn Christian Kasper, für die stete Unterstützung, den menschlichen Rückhalt und die mir entgegengebrachte Geduld während meiner Arbeit.

Für die unzähligen Stunden am Prüfstand bedanke ich mich bei meinen Kollegen vom technischen Personal und bei allen Studien- und Diplomarbeitern, wie auch Hilfswissenschaftlern. Herrn Dr. Martin Rose danke ich für die vielen fachlichen Diskussionen, die mir stets neue Blickwinkel eröffneten. Den Herren Dr.-Ing. Jochen Gier und Dr.-Ing. Thomas Schröder von der MTU Aero Engines danke ich für die fachlichen Diskussionen und Koordination bei der Durchführung des Forschungsvorhabens im Rahmen des Luftfahrtforschungsprogramms 3.

Nicht zuletzt möchte ich noch meiner Familie, meinen Eltern und meinen Freunden danken, die mich während dieser Arbeit begleitet haben. Besonders danke ich herzlich meinen Eltern, die mich immer bei der Verwirklichung meiner Ziele unterstützt und mir den dafür notwendigen Rückhalt gegeben haben. Ohne sie wäre mein beruflicher Werdegang bis hin zu dieser Arbeit nicht möglich gewesen.

Stuttgart, im Dezember 2009

Thomas Schumann



# Inhaltsverzeichnis

Inhaltsverzeichnis .....	i
Abbildungsverzeichnis.....	v
Tabellenverzeichnis.....	ix
Nomenklatur.....	xi
Kurzfassung.....	xv
Abstract .....	xvii
<b>1 Einleitung.....</b>	<b>1</b>
<b>2 Stand der Technik.....</b>	<b>3</b>
2.1 High Lift Beschaukelungen .....	3
2.2 Maßnahmen zur Veränderung von Grenzschichtphänomenen.....	4
2.2.1 Passive Grenzschichtkontrolle .....	4
2.2.2 Aktive Grenzschichtkontrolle .....	5
2.3 Auftretende Grenzschichtphänomene.....	7
2.3.1 Entstehung von Grenzschichten .....	7
2.3.2 Verhalten von Ausblasestrahlen aus diskreten Bohrungen .....	9
2.3.3 Transitionsmechanismen bei Turbomaschinen .....	12
2.3.4 Eingliederung der Grenzschichtmechanismen.....	16
2.3.5 Turbulente Strömungen .....	17
2.4 Zielsetzung der Arbeit.....	18
<b>3 Versuchsstand .....</b>	<b>19</b>
3.1 Aufbau des Nieder-Machzahl-Turbinenprüfstandes.....	19
3.2 Versuchsträger .....	21
3.3 Aufbau des Sekundärluftsystems.....	22
<b>4 Aerodynamische Schaufelauslegung .....</b>	<b>25</b>
4.1 Randbedingungen.....	25
4.2 Profilauslegung.....	26
4.2.1 Auswirkungen der Profilparameter auf die Ablösung .....	27

4.2.2	Ergebnisse der geometrischen Profilauslegung.....	29
4.2.3	Netzgenerierung.....	31
4.3	Bewertung des aerodynamischen Verhaltens.....	32
4.4	Auswirkungen einer Störung der Grenzschicht .....	33
<b>5</b>	<b>Versuchskonfigurationen und Versuchsablauf .....</b>	<b>37</b>
5.1	Untersuchte Turbinenkonfigurationen .....	37
5.2	Versuchsablauf.....	40
5.3	Berechnung der Ausblase- und Profilparameter .....	42
<b>6</b>	<b>Messtechnik.....</b>	<b>45</b>
6.1	Aufbau des Messsystems am Nieder-Machzahl-Turbinenprüfstand.....	45
6.1.1	Betriebsmesstechnik .....	46
6.1.2	Drehmomentbestimmung .....	46
6.1.3	Versuchsmesstechnik .....	46
6.2	Strömungsfeldvermessung mit pneumatischen 4- und 5-Lochsonden .....	49
6.2.1	Pneumatische Mehrlochsonden.....	49
6.2.2	Kalibrierung und rechnerische Ermittlung der Strömungsfeldgrößen .....	50
6.2.3	Umfangs- und radial gemittelte Größen .....	53
6.3	Schaufeldruckverteilung .....	53
6.4	Totaldruck- und Temperaturmessung .....	54
6.5	Turbulenzgradbestimmung mit 1-D Heißfilmsonden .....	55
6.6	Bestimmung der Messunsicherheiten .....	57
<b>7</b>	<b>Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen.....</b>	<b>65</b>
7.1	Voruntersuchungen .....	65
7.1.1	Untersuchungen in einem ebenen Wasserkanal .....	65
7.1.2	Simulation des Ausblasemassenstroms .....	66
7.2	Aerodynamische Ergebnisse der Ausblasekonfigurationen.....	69
7.2.1	Zuströmbedingungen zu Leitrad 2.....	69
7.2.2	Konfiguration 0 .....	70
7.2.3	Konfiguration 1 .....	72
7.2.4	Konfiguration 2 .....	78
7.2.5	Konfiguration 3 .....	83
7.3	Vergleich der Ausblasekonfigurationen 1 und 2 .....	84
7.4	Auswirkungen einer statischen Grenzschichtbeeinflussung auf den Maschinenwirkungsgrad .....	89
7.5	Auftretende aerodynamische Phänomene bei Grenzschichtbeeinflussung.....	91
7.5.1	Auswirkungen der Ausblasebohrungen auf die Grenzschichtausbildung.....	91

---

7.5.2	Wirbelbildung im Strömungsfeld.....	91
8	Zusammenfassung und Ausblick .....	97
	Literaturverzeichnis .....	101
A	Anhang .....	109





# Abbildungsverzeichnis

Abb. 2.1 Geschwindigkeitsprofil und Stromlinienverlauf in der Grenzschicht.....	8
Abb. 2.2 Schematische Darstellung des laminar-turbulenten Umschlages nach [65] ....	9
Abb. 2.3 Wirbelsysteme bei Ausblasung quer zur Hauptströmungsrichtung nach [16] und [77] .....	10
Abb. 2.4 Verhalten der Strahlausbreitung und –ausmischung bei Ausblasung nach [4].....	11
Abb. 2.5 Prinzipiell auftretende Transitionsmechanismen in Schaufelgittern [20].....	12
Abb. 2.6 Reynoldszahlabhängige Verlustmechanismen im Bereich der Grenzschicht [36] .....	13
Abb. 3.1 Schematischer Aufbau NMT .....	20
Abb. 3.2 Längsschnitt der dreistufigen Versuchsturbine mit Fünflochsonden und Totaldruckkämmen.....	21
Abb. 3.3 Schematischer Aufbau Sekundärluftsystem .....	22
Abb. 4.1 Profilgeometrieparameter .....	27
Abb. 4.2 Vergleich der Profilgeometrie von Ausgangskonfiguration zu Ultra High-Lift Beschauelfelung.....	30
Abb. 4.3 OH-Rechennetz für Leitrad 2 .....	31
Abb. 4.4 Normierter statischer Profildruckverlauf bei 20%, 50% und 80% radialer Kanalhöhe .....	32
Abb. 4.5 Stromlinienverlauf auf Profilsaugseite zur Bewertung des Einflusses einer simulierten Grenzschichtbeeinflussung durch statische Ausblasung: a) transitionell, b) voll turbulent.....	34
Abb. 4.6 Gegenüberstellung des Profildruckverlaufes: transitionell – voll turbulent bei 50% Kanalhöhe .....	35
Abb. 5.1 Segmentiertes Leitrad Versuchsturbine mit Konfigurationsnummern .....	38
Abb. 5.2 Versuchsbeschauelfelung Leitrad 2 mit Ausblasebohrungen.....	38
Abb. 5.3 Messgitter bei Vermessung der Leitradabströmung mittels Sonden .....	41
Abb. 6.1 Schematische Darstellung der Verschaltung von Druckaufnehmern an der NMT .....	45
Abb. 6.2 Schematische Darstellung der Messsystemverschaltung .....	46
Abb. 6.3 Schematische Darstellung der Druckbelegung ZME7 .....	47
Abb. 6.4 Schematische Darstellung Temperatur-Messkette .....	48
Abb. 6.5 Verwendete 4- und 5-Loch Sonden .....	50

Abb. 6.6 Winkelkonvention bei 5-Loch Sonden .....	51
Abb. 6.7 Statische Druckbohrungen im Schaufelprofil: Position und Applikation in der Beschau felung .....	54
Abb. 6.8 Prinzipskizze der Hitzdraht- Messkette [42] .....	55
Abb. 6.9 1-D Hitzdrahtsonde von Dantec-Dynamics [14].....	56
Abb. 6.10 Eingebaute 1-D Hitzdrahtsonde vor LE 2 .....	56
Abb. 6.11 Messkette ZME6.....	59
Abb. 6.12 Wiederholbarkeit Referenzdruck $p_{\text{ref}}$ [mbar].....	61
Abb. 6.13 Vergleich Druckverlauf Konf. 0.....	58
Abb. 7.1 Strömungsablösung im linearen Wasserkanal ohne a) und mit b) Grenzschichtbeeinflussung .....	66
Abb. 7.2 Abweichung des Ausblasemassenstroms über Schaufelhöhe bei BR = 2,5 zur idealen Verteilung .....	67
Abb. 7.3 CFX- Simulation der Versorgungsröhre für die Ausblaseluft .....	68
Abb. 7.4 Vergleich normierter Druckverlauf $p_{\text{norm}}$ bei Konfiguration 0 für BR = 0 – 2,5 .....	70
Abb. 7.5 Umfangsgemittelter Abströmwinkel $\alpha_u$ und normierter Totaldruck $p_{t \text{ norm,u}}$ für Konfiguration 0 bei BR = 0 – 2,5.....	71
Abb. 7.6 a) – d) Vergleich normierter Druckverlauf $p_{\text{norm}}$ bei Konfiguration 1 für BR = 0 – 2,5 und Auslegungsrechnung ( d ) .....	73
Abb. 7.7 a) und b) Umfangsgemittelter Abströmwinkel $\alpha_u$ und normierter Totaldruck $p_{t \text{ norm,u}}$ für Konfiguration 1 bei BR = 0 – 2,5 .....	75
Abb. 7.8 Abströmwinkel $\alpha$ von Konfiguration 1 für Ausblaseraten BR = 0 – 2,5 a) – d) .....	77
Abb. 7.9 a) – d) Vergleich normierter Druckverlauf $p_{\text{norm}}$ bei Konfiguration 2 für BR = 0 – 2,5 und Auslegungsrechnung ( d ) .....	79
Abb. 7.10 a) und b) Umfangsgemittelter Abströmwinkel $\alpha_u$ und normierter Totaldruck $p_{t \text{ norm,u}}$ für Konfiguration 2 bei BR = 0 – 2,5 .....	80
Abb. 7.11 Abströmwinkel $\alpha$ von Konfiguration 2 für Ausblaseraten BR = 0 – 2,5 a) – d) .....	82
Abb. 7.12 Vergleich normierter Druckverlauf $p_{\text{norm}}$ bei Konfiguration 3 für BR = 0 mit Konfiguration 0 .....	83
Abb. 7.13 Einfluss der Bohrungsposition bei Ausblasung BR = 0,8 .....	84
Abb. 7.14 Lokaler Verlustkoeffizient $\zeta$ für die Konfigurationen 0 – 2 .....	86
Abb. 7.15 Differenz der Zweifelzahl bezogen auf BR = 0 für Konfiguration 0 – 2.....	88
Abb. 7.16 Differenz der Diffusion bezogen auf BR = 0 für Konfiguration 0 - 2.....	89
Abb. 7.17 Relative Änderung des Turbinenwirkungsgrades $\eta_T$ bei Erhöhung der Ausblaserate BR .....	90
Abb. 7.18 Wirbelbildung $\frac{\omega_z \cdot d_{\text{aus}}}{c_\infty}$ von Konfiguration 1 für Ausblaseraten BR = 0 – 2,5 a) – d) .....	93

Abb. 7.19 Wirbelbildung $\frac{\omega_z \cdot d_{\text{aus}}}{c_\infty}$ von Konfiguration 2 für Ausblaseraten BR = 0 – 2,5 a) – d).....	94
Abb. 7.20 Entstehende Wirbel durch veränderte Auftriebsverteilung bei Ausblasung.....	95
Abb. A.1 Schematische Darstellung der Versuchsturbine mit Messebenenendefinition.....	110
Abb. A.2 Normierter statischer Profildruckverlauf 50% radialer Kanalhöhe Konfiguration 0 .....	113
Abb. A.3 Normierter statischer Profildruckverlauf 50% radialer Kanalhöhe Konfiguration 1 .....	113
Abb. A.4 Normierter statischer Profildruckverlauf 50% radialer Kanalhöhe Konfiguration 2 .....	114
Abb. A.5 Normierter Totaldruck $p_{t,\text{norm}}$ von Konfiguration 1 für Ausblaseraten BR = 0 – 2,5 a) – d) .....	115
Abb. A.6 Normierter Totaldruck $p_{t,\text{norm}}$ von Konfiguration 2 für Ausblaseraten BR = 0 – 2,5 a) – d) .....	116
Abb. A.7 Abhängigkeit des Wirkungsgrades bei Veränderung des Ausblasemassenstromanteils.....	117



# Tabellenverzeichnis

Tab. 4.1 Strömungsbedingungen für Neuauslegung LE2.....	26
Tab. 5.1 Gittergeometriedaten.....	37
Tab. 5.2 Definition Schaufelgeometrien Konfigurationen 1, 2 und 3.....	40
Tab. 6.1 Genauigkeitsangaben PDCR22 Druckaufnehmer ZME6.....	59
Tab. 6.2 Genauigkeitsangaben für PSI- Module ZME7.....	60
Tab. 6.3 Absolute Messunsicherheit ZME7.....	61
Tab. 6.4 Messunsicherheiten NMT .....	63
Tab. 7.1 Bestimmung der Ausblaserate bei unterschiedlicher Berechnungsmethode..	66
Tab. A.1 Betriebsparameter ILA Niedermachzahltrieb.....	109
Tab. A.2 Position der Messebenen in NMT .....	111
Tab. A.3 Position der Messstellen auf den Leitradkonfigurationen in NMT .....	111
Tab. A.4 Abweichung des Totaldrucks zwischen Luftausblasung 1 und Luftausblasung 2 .....	112
Tab. A.5 Profildaten Leitrad 2 .....	112



# Nomenklatur

## Abkürzungen

BR	Ausblaserate
CTA	Constant Temperature Anemometry
DIN	Deutsche Industrie Norm
DLR	Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrttechnik
FS	Full Scale
ILA	Institut für Luftfahrtantriebe der Universität Stuttgart
LA1, LA2, LA3	Laufrad 1 – 3
LE1, LE2, LE3	Leitrad 1 – 3
MTU	MTU Aero Engines GmbH / München
NDT	Niederdruckturbine
NMT	Nieder-Machzahl-Turbinenprüfstand
PSI	Pressure Systems Inc.
SGV	Stromliniengeometrieverfahren
TKS	Turbinen Koordinaten System
TRACE_s	Turbomachinery Research Application Computational Environment, steady
TS	Tollmien-Schlichting
UHL	Ultra High-Lift
VG	Vortex Generators
VGJ	Vortex Generator Jets
VLG	Vorleitgitter
ZME	Zentrale Messwerterfassungseinrichtung

## Formelzeichen

$A$	Fläche	$[m^2]$
$c$	Strömungsgeschwindigkeit	$[m/s]$
$C$	Durchflusskoeffizient	$[-]$
$C_\alpha$ $C_\beta$ $C_m$	Konstanten für Sondenkalibrierung	$[-]$
$c_p$	spezifische Wärmekapazität	$[J/kg\ K]$
$\bar{c}_{Tu}$	Schwankungsgröße	$[-]$
$d$	Durchmesser	$[mm]$
$D$	Diffusion	$[-]$
$D_p$	Maximale Profildicke	$[mm]$
$e$	Engstellenabstand	$[mm]$
$f$	Frequenz	$[Hz]$
$F$	Profilfläche	$[mm^2]$
$F+$	bezogene Frequenz	$[-]$
$h$	VG-Höhe	$[mm]$
$l$	Profillänge	$[mm]$
$l_{ax}$	Gitterbreite	$[mm]$
$\Delta l$	Bohrungsabstand	$[mm]$
$\dot{m}$	Massenstrom	$[kg/s]$
$Ma$	Machzahl	$[-]$
$M$	Drehmoment	$[Nm]$
$n$	Drehzahl oder Laufvariable	$[1/min, -]$
$N$	Laufvariable	$[-]$
$p$	Druck	$[N/mm^2]$
$q$	dynamischer Druck	$[N/mm^2]$
$R$	spezifische Gaskonstante	$[J /kg\ K]$
$R_{ims}, R_{cu}, R_{RL}$	Widerstände an Messanlage	$[\Omega]$
$Re$	Reynoldszahl	$[-]$
$r$	Radius	$[mm]$
$r_N$	Nasenradius	$[mm]$
$s$	Sehnenlänge	$[mm]$
$t$	Teilung	$[mm]$
$T$	Temperatur	$[K]$
$Tu$	Turbulenzgrad	$[-]$
$U$	Spannung an Messanlage	$[V]$
$x, y, z$	Weg-, Ortskoordinaten	$[-,m]$
$x, y$	Variablen bei Fehlerbestimmung	$[-]$
$x_M$	dimensionslose Profildicke	$[-]$
$Z$	Zweifelzahl	$[-]$



**griechisch**

$\alpha$	Gier- oder Axialwinkel	[°]
$\beta$	Nick- oder Radialwinkel	[°]
$\beta$	Durchmesser Verhältnis bei Normblende	[-]
$\beta_s$	Staffelungswinkel	[°]
$\delta$	Grenzschichtdicke	[mm]
$\Delta$	Differenz	[-]
$\varepsilon$	Expansionszahl	[-]
$\kappa$	Isentropenexponent	[-]
$\gamma$	Keilwinkel	[°]
$\eta$	dynamische Viskosität	[m <sup>2</sup> /s]
$\eta_0$	Turbinenwirkungsgrad bei Ausblaserate = 0	[-]
$\eta_T$	Turbinenwirkungsgrad	[-]
$\Pi$	Druckverhältnis	[-]
$\Pi_T$	Turbinendruckverhältnis	[-]
$\rho$	Dichte	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\varphi$	Umfangswinkel	[°]
$\omega$	Winkelgeschwindigkeit	[1/s]
$\omega_z$	Vortizität in Strömungsrichtung	[1/s]
$\Omega_1, \Omega_2$	Wirbelsysteme	[-]
$\zeta$	Verlustkoeffizient	[-]

## Indizes

0	Bezogen auf BR = 0
1, 2, 3, 4, 5, 6, 7	Profildruckpositionen
aus	Ausblasung
B	Blende
D	Düse
E	An der Messbohrung anliegender Druck
e	Ausgabegröße bei Messanlage
ein	Eintrittsbedingung
gaus	Gitteraustritt
gein	Gittereintritt
ges	Gesamt
H	Hinterkante
HD	Hitzdraht
HF	Hochfrequenz
i, j, k	Laufvariablen
ims	Bezeichnung für A/D- Konverter bei Messanlage
kal	Kalibrierung
m	Mittelwert
norm	Auf Maschineneintritt normierter Druck
N	Nase
r, $\varphi$ , z	Komponenten des Strömungsvektors
ref	Referenz
s	statisch
scan	am Druckaufnehmer anliegender Druck
t	total
tr	total, Eintritt $\equiv$ t,ein
u	umfanggemittelt
V	Vorderkante
VB	Vor Messblende
V1, V2	Versuchstag 1 und 2
w	Wand
$\infty$	Hauptströmung

# Kurzfassung

Bei der Entwicklung moderner Flugtriebwerke ist die Erhöhung der Gesamtwirtschaftlichkeit des Systems Flugzeug durch eine Verringerung des Gewichtes des Flugtriebwerks von besonderem Interesse. Um dies zu erreichen, bietet die Niederdruckturbine als größtes integrales Bauteil das höchste Potential. Ziel ist es daher, durch die Erhöhung der aerodynamischen Belastung der Niederdruckturbinenbeschaukelung, die Schaufelzahl zu reduzieren oder sogar die Möglichkeit zu eröffnen, die Stufenzahl der Niederdruckturbine zu verringern. Besonders bei Niederdruckturbinen steigt mit zunehmender Schaufelbelastung die Gefahr einer Grenzschichtablösung auf der Schaufelaußenseite. Somit lässt sich eine weitere Erhöhung der Belastung ohne grenzschichtbeeinflussende Maßnahmen nicht realisieren. Daher wird die Anwendungsmöglichkeit einer Grenzschichtbeeinflussung durch Ausblasen von Luft in die saugseitige Grenzschicht an hochbelasteten Niederdruckturbinenprofilen untersucht, um eine vorhandene Grenzschichtablösung zu unterdrücken. Durch Grenzschichtablösung entstehende Verluste sollen reduziert werden.

Im Rahmen der Untersuchung zur Grenzschichtbeeinflussung an hochbelasteten Niederdruckturbinenbeschaukelungen wurden drei unterschiedliche Ausblasekonfigurationen im Nieder-Machzahl-Turbinenprüfstand des Instituts für Luftfahrtantriebe (ILA) der Universität Stuttgart untersucht. Dazu wurde ein Ultra High-Lift Niederdruckturbinenleitrad mit stark verringerter Schaufelzahl aerodynamisch neu ausgelegt. Zur Untersuchung der unterschiedlichen Ausblasekonfigurationen wurde an der Niederdruckturbinenbeschaukelung die Möglichkeit zur Ausblasung von Sekundärluft geschaffen. Die Unterschiede zwischen den einzelnen Ausblasekonfigurationen konzentrieren sich dabei einerseits auf die Position der Ausblasebohrungen relativ zu einer sich einstellenden Strömungsablösung und andererseits auf die Bereitstellung der zur Grenzschichtstörung benötigten Ausblaseluft. Zusätzlich zu ausgedehnten Strömungsfeldvermessungen über pneumatische Mehrlochsonden und die Aufnahme statischer Profildrücke bei unterschiedlichen Ausblaseraten, erfolgte die Bestimmung der jeweiligen Wirkungsgradänderung der Gesamtturbine. Somit werden Aussagen über das Potential der Grenzschichtbeeinflussung durch Ausblasung zur Wirkungsgradverbesserung ermöglicht.

Die Untersuchungen liefern umfassende Ergebnisse zum Verhalten der saugseitigen Grenzschicht bei einer Veränderung der Ausblaserate. Zusätzlich kann das sich

ausbildende dreidimensionale Strömungsfeld dargestellt und Aussagen über die durch die Ausblasung entstehenden Wirbelstrukturen getroffen werden. Die untersuchte Grenzschichtbeeinflussung bietet das Potential, die aufgrund der stark verringerten Schaufelzahl abgelöste Grenzschicht zu beeinflussen und zu unterdrücken. Durch die Strömungsablösung zusätzlich generierte Strömungsverluste können verringert werden.

# Abstract

With the development of modern aero engines the increase of the overall economy of the system airplane by a decrease of the aero engine's weight is of special interest. As the largest integral construction unit, the low-pressure turbine offers the highest potential in order to reach this weight reduction. Hence a goal is to reduce blade count by increasing the aerodynamic load of the low-pressure turbine blades or to open even the possibility to reduce the stage count of the low-pressure turbine. Especially for low-pressure turbines the danger of a boundary layer separation rises on the blade suction surface with increasing aerodynamically load. Thus a further increase of the aerodynamic load without boundary layer-affecting measures cannot be realized. Consequently, the possibility of a boundary layer treatment, described in this thesis, by blowing out air into the suction side boundary layer has been examined. In order to suppress an existing separation of the boundary layer, a boundary layer injection on the suction surface of a highly loaded low-pressure turbine profiles has been implemented. Losses developing due to separated boundary layer are to be reduced.

In the context of the investigation for boundary layer effects at highly loaded low-pressure turbine blades, three different blowing configurations in the Low-Mach-number turbine test facility of the Institute for Aircraft propulsion systems (ILA) of the University of Stuttgart were examined. For this purpose an Ultra-high lift low-pressure turbine blade with strongly reduced blade count was aerodynamically designed. To investigate different blowing configurations at the low-pressure turbine blades, the possibility for secondary air injection into the suction side flow field was created.

The differences between the individual blowing configurations concentrate thereby at one hand on the position of the blowing holes relative to an adjusting boundary layer separation and on the other hand on the blowing air supply needed for the boundary layer treatment. Additionally to expanded flow field measurements using pneumatic multi-hole probes and the measurement of static profile pressure taps for different blowing rates, the determination of the respective change in efficiency of the total turbine took place. Thus statements are made possible about the potential of boundary layer injection to improve turbine efficiency.

The investigations supply comprehensive results for the behaviour of the suction side boundary layer when changing blowing rates. Additionally the developing three dimensional flow field is presented and statements about the eddy structures resulting from boundary layer injection can be given. The investigated boundary layer injection offers the potential to affect the separated boundary layer resulting from the strongly reduced blade count so far that losses generated from boundary layer separation can be reduced.

# 1 Einleitung

Die Globalisierung und Liberalisierung der Luftfahrtindustrie führt zu einer Steigerung des Wettbewerbes zwischen den in dieser Branche tätigen Unternehmen. Gerade die sogenannten Low-Fare Airlines verstärken diese Entwicklung und zwingen die etablierten Fluggesellschaften zur Steigerung ihrer Rentabilität. Diesem dadurch entstehenden Kostendruck können die Fluggesellschaften nicht mehr nur durch eigene Produktivitätssteigerungen entgegenwirken, was zu einer Weitergabe der dazu notwendigen Kostenreduzierungen an deren Lieferanten führt.

Für die Triebwerkshersteller bedeutet dies neben der Senkung ihrer Produktionskosten, auch die Betriebs- und Wartungskosten für die Fluggesellschaften zu verringern, um somit ihr Produkt wettbewerbsfähiger zu gestalten. Zusätzlich zwingen strengere Emissionsrichtlinien die Triebwerkshersteller unter anderem zu einer Reduzierung des spezifischen Treibstoffverbrauches der Triebwerke.

Diese neu definierten Anforderungen für Betriebskosten und zur Einhaltung der Emissionsrichtlinien können durch eine Erhöhung des Gesamtwirkungsgrades des Systems Flugtriebwerk erfüllt werden. Eine der Möglichkeiten zur Wirkungsgradsteigerung des Flugtriebwerks ist die Steigerung des Gasturbinenwirkungsgrades durch die Erhöhung von Komponentenwirkungsgraden, beispielsweise über aerodynamische Verbesserungen sowie durch die Erhöhung der Turbineneintrittstemperatur.

Durch die stetige Weiterentwicklung zu immer effizienteren Komponenten ist es heutzutage nur mit sehr hohem Aufwand möglich, die Komponentenwirkungsgrade zu verbessern. Eine weitere Maßnahme des Triebwerksherstellers zur Steigerung der Gesamtwirtschaftlichkeit des Systems Flugzeug, ist eine Reduzierung der Triebwerksmasse und dadurch eine Verringerung der Gesamtmasse des Flugzeuges.

In diesem Zusammenhang fällt der Niederdruckturbine besondere Aufmerksamkeit zu. Die Niederdruckturbine stellt mit bis zu 1/3 des gesamten Triebwerksgewichts [11] eine der schwersten Komponenten eines Triebwerkes dar. Somit steht eine Gewichtsreduzierung des Systems Niederdruckturbine im Hauptinteresse der Optimierung neuartiger Triebwerke. Eine mögliche Lösung besteht in der Reduzierung der Schaufelzahl je Schaufelgitter [27]. Bei einer gleich bleibenden Arbeitsumsetzung der Niederdruckturbine werden die einzelnen Schaufeln aerodynamisch stärker belastet, was zu einer neuen Designphilosophie, dem so

genannten High-Lift Design führt. Neben anderen Eigenschaften beinhaltet die High-Lift Profilierung das Auftreten eines starken Druckgradienten im Bereich der Schaufelhinterkante. Dies kann zum Auftreten von Ablöseblasen in diesem Bereich führen. Aufbauend auf die High-Lift Design-Philosophie wird bei der Ultra High-Lift Profilierung die aerodynamische Schaufelbelastung weiter erhöht. Das Risiko des Auftretens von Ablöseblasen auf der Profilsaugseite steigt dabei immer weiter an. In [38] und [37] werden Möglichkeiten aufgezeigt, wie durch geeignete Wahl der Profilgeometrie die Schaufelbelastung erhöht werden kann, ohne eine Grenzschichtablösung zu erhalten. Somit kann die Schaufelzahl bei den hoch belasteten Schaufelprofilen weiter verringert werden. Weiterhin können Verluste durch Ablöseblasen bei gezielter Beeinflussung der Strömungsgrenzschicht verringert werden. Durch eine Transition oder Verwirbelung der Profilhinterkante kann eine Grenzschichtablösung vermindert oder unterdrückt werden. Dies kann durch den Einsatz aktiver oder passiver Grenzschichtbeeinflussungsmaßnahmen erfolgen. Von besonderem Interesse sind aktive Kontrollmaßnahmen, da diese eine Anpassung an die unterschiedlichen Betriebszustände der Niederdruckturbinen erlauben. In der vorliegenden Arbeit soll eine derartige Beeinflussungsmöglichkeit untersucht werden.



## 2 Stand der Technik

### 2.1 High Lift Beschaukelungen

Unter den verschiedenen Möglichkeiten der Gewichtsreduzierung im Bereich der Niederdruckturbine, wie zum Beispiel dem Einsatz neuer Werkstoffe in Verbindung mit einer fortschrittlichen Verarbeitung oder der Reduzierung der Stufenzahl durch aerodynamisch hoch belastete Stufen, gilt die Entwicklung von sehr hoch belasteten Schaufelprofilen (High-Lift Profilen) als zukunftsweisend. Durch die Reduzierung der Schaufelzahl in einem Schaufelgitter erhöht sich bei gleich bleibender Gesamtbelastung die aerodynamische Last auf jede einzelne Schaufel. Bei einer weiteren Erhöhung der Schaufelbelastung können Grenzschichteffekte auftreten, die Verluste auf der Schaufel erhöhen. Solche sind z.B. Ablöseblasen oder Sekundärströmungen.

Durch die verschiedenen Flugzustände, denen moderne Flugtriebwerke ausgesetzt sind, ist die Vorhersage der Leistungseigenschaften von Niederdruckturbinenschaufeln aufgrund ihrer charakteristischen Geometrie und Strömungsbedingungen schwierig. Mit zunehmender Flughöhe sinkt der Umgebungsdruck und folglich auch die Reynoldszahl in der Niederdruckturbine, welche in den hinteren Stufen auf bis zu  $Re = 25000$  absinken kann. Eine Abhängigkeit der Grenzschichtablösung in Form von Ablöseblasen von der Reynoldszahl ist bei Curtis et al. [13] ausführlich dokumentiert. Hier werden die Verlustmechanismen eines Niederdruckturbinenschaufelprofils aufgezeigt, wobei die Verluste, welche durch Saugseiteneffekte zustande kommen, mit bis zu 60 % angegeben sind. Durch die eingehenden, experimentellen Kaskadenversuche in einem Niedergeschwindigkeits – Versuchsstand wurden neue Designmöglichkeiten für die Druck- und Saugseite erarbeitet. Solche erlauben bei Verringerung der Schaufelzahl von 20% gegenüber der Vergleichsbeschaukelung einen gleichbleibend hohen Wirkungsgrad. Um den instationären Einfluss von Nachläufen auf die nachfolgende Leitreihe zu simulieren, ist eine rotierende Stabreihe vor dem Gitter installiert. Die Untersuchungen geben bei Reynoldszahlen von  $0,7 \cdot 10^5$  bis  $4,0 \cdot 10^5$  die Verluste in Abhängigkeit der Schaufelbelastung wieder. Es zeigt sich, dass die durch den Schaufelnachlauf induzierte Transition bei der Beeinflussung der Lage der Ablösung nicht zu vernachlässigen ist.

Ebenfalls auf der Basis von Kaskadenuntersuchungen beschreiben Howell et al. [39] das Verhalten von High-Lift Profilen bei Erhöhung des Auftriebes mit einer justierbaren Klappe. Die Untersuchungen wurden bei einer Reynoldszahl von  $Re = 130000$  durchgeführt und lehnen sich an Untersuchungen von Curtis [13] an, der die Abhängigkeit in ähnlicher Art schon früher untersuchte. Mit der über die Klappe veränderten Profilform kann die aerodynamische Belastung der Versuchsbeschaufelung deutlich erhöht werden. Im Gegensatz zu Curtis berichtet Howell et al. über eine mögliche Erhöhung der Belastung um 15%, was jedoch bei stationären Strömungsverhältnissen in der Kaskade zu einer Verschiebung des Transitionsortes führt.

Die Reduzierung der Schaufelzahl um weitere 11% führt zu einer weiteren Erhöhung der Profilbelastung. Diese aerodynamischen und geometrischen Eigenschaften einer solchen Beschaufelung werden bei Haselbach et al. [33] beschrieben und als Ultra High-Lift Beschaufelungen bezeichnet. Im Zuge der Neuauslegung des Schaufelprofils verschiebt sich die Lage des Druckminimums auf der Profilsaugseite hin zur Profilnase, wodurch die aerodynamischen Eigenschaften stark geändert wurden. Zudem konnte gezeigt werden, dass die Reduzierung der Schaufelzahl und damit die Erhöhung der Schaufelbelastung bei hohen Reynoldszahlen annähernd gleiche Verluste erzeugt wie die Vergleichsbeschaufelung. Bei niedrigen Reynoldszahlen führt die Erhöhung der Schaufelbelastung im Vergleich zu höheren Verlusten. Haselbach et al. [33] stellen die Verluste unter Einfluss einer instationären Zuströmung ebenfalls dar.

## 2.2 Maßnahmen zur Veränderung von Grenzschichtphänomenen

Alle im vorhergehenden Kapitel vorgestellten Untersuchungen zeigen, dass hoch belastete Schaufelprofile im Gegensatz zu konventionellen Profilen einen höheren Widerstand und höhere Strömungsverluste verursachen. Diese sind vor allem auf Grenzschichteffekte zurückzuführen, wobei den Ablöseblasen der hauptsächliche Anteil zufällt. Um die entsprechenden Verluste zu verringern, können verschiedene Maßnahmen zur Grenzschichtkontrolle eingesetzt werden. Dazu gehört neben passiven Kontrollmaßnahmen die aktive Grenzschichtkontrolle.

### 2.2.1 Passive Grenzschichtkontrolle

Bei der passiven Grenzschichtkontrolle wird dem Fluid keine Energie zugeführt, sondern die Grenzschicht durch geometrische Veränderungen am Schaufelprofil gestört. Dazu wurden in zahlreichen Experimenten verschiedene Methoden untersucht, die Grenzschicht durch unterschiedliche Geometrien zu beeinflussen. Bei Ramesh et al. [60] werden die Auswirkungen von partieller Oberflächenrauigkeit und

Instationaritäten auf die Ablösung bei sehr hochbelasteten Schaufelprofilen gezeigt. Instationäre Strömungsvorgänge haben einen starken Einfluss auf die Ablösung, und die Grenzschicht kann durch diese stabilisiert werden. Eine Kombination aus Rauigkeiten und instationärer Strömung zeigt eine starke Verringerung der Verluste des Profils. Eine Steigerung der Dimension von Rauigkeiten kann durch Oberflächenmodifikationen auf der Schaufel geschehen, die entweder in der Profiloberfläche integriert sind oder in das Profil hineinragen [72]. Lake et al. [47] zeigen den Einfluss von Vertiefungen nach dem Golfballprinzip auf der Schaufeloberfläche. Das dafür verwendete Profil wurde im Bereich von 50% bis 65% der Profiltiefe mit Vertiefungen versehen. Es zeigt sich eine Verringerung der Ablösung auf dem Profil, allerdings erschien in dieser Untersuchung eine genaue Festlegung einer optimalen Lage der Oberflächenvertiefungen durch die instationären Effekte der abgelösten Grenzschicht als nicht möglich. Eine andere Form der passiven Grenzschichtkontrolle ist die Verwendung von Wirbelgeneratoren (Vortex Generators, kurz VG) in der Grenzschicht. Damit werden durch die Interaktion von Grenzschicht und Struktur kleine Wirbel erzeugt, die je nach Anordnung und Form der Störkörper unterschiedliche Ausbildung und Auswirkungen auf die Grenzschicht haben. Aufgrund des zusätzlichen Widerstandes von Oberflächenelementen geht die Entwicklung hin zu immer kleineren Wirbelgeneratoren, so genannte Micro-VG. Es konnte gezeigt werden, dass die Effektivität des VG von der Dicke der Grenzschicht abhängig ist. Eine optimale Effektivität zeigt sich bei  $h/\delta = 0,1$ , wobei die weiteste Anordnung  $2\delta$  nicht überschreiten sollte [47]. Andere passive Beeinflussungsmöglichkeiten können zum Beispiel poröse oder raue Oberflächen sein.

### 2.2.2 Aktive Grenzschichtkontrolle

Aktive Grenzschichtkontrolle hat gegenüber der passiven Grenzschichtkontrolle den Vorteil, dass sie je nach Notwendigkeit zu- oder abgeschaltet werden kann. Vor allem in der Anwendung bei Flugtriebwerksbeschaufelungen sind aktive Kontrollmechanismen der passiven Grenzschichtkontrolle vorzuziehen. Durch die immer wechselnden Betriebszustände bei Flugtriebwerken ändert sich ebenfalls die Reynoldszahl über die Betriebsdauer hinweg. Passive Grenzschichtkontrollmaßnahmen stabilisieren die Strömung im Bereich niedriger Reynoldszahlen, bei hohen Reynoldszahlen werden jedoch zusätzliche Verluste erzeugt. Dieser negative Einfluss kann durch eine aktive Steuerung der Grenzschichtkontrolle verhindert werden.

Bei der aktiven Grenzschichtkontrolle können verschiedene Techniken verwendet werden. Durch Absaugung des energiearmen Fluids direkt aus der Grenzschicht erhöht sich die Energie in der Grenzschicht. Dadurch ist es möglich, bis zu einem bestimmten Grad einen höheren positiven Druckgradienten zu überwinden, ohne dass die Gefahr einer Grenzschichtablösung besteht. Dieses Ziel verfolgt man auch bei der Grenzschichtausblasung. Der Bereich der Grenzschichtbeeinflussung durch

Ausblasung von Luft steht seit Jahren im Mittelpunkt der Untersuchungen zur aktiven Grenzschichtkontrolle. Wirbelgeneratoren (Vortex Generator Jets VGJ) erzeugen durch gepulste oder statische Ausblasung Wirbelstrukturen, welche die Grenzschicht effektiv beeinflussen. Sie vereinen die Vorteile von fest eingebauten VG mit einer aktiven Regelung der Grenzschichtbeeinflussung entsprechend des Betriebspunktes. Neben zahlreichen anderen Veröffentlichungen zu diesem Thema zeigt die Arbeit von Bons et al. [7] die Auswirkungen von gepulsten VGJ auf die abgelöste Grenzschicht bei Niederdruckturbinen. Die von Bons et al. [7] vorgestellten Versuche, untersuchten Ausblasekonfigurationen von Vortex Generator Jets mit Bohrungen, die einen Einströmwinkel von  $30^\circ$  relativ zur Schaufeloberfläche und einen Winkel von  $90^\circ$  relativ zur Hauptströmungsrichtung besaßen. Zur Erzeugung einer möglichst gleichmäßigen Strömung sind die Bohrungen bei gleicher relativer Profildicke  $x_M$  über die Profilhöhe positioniert. In weiterführenden Versuchen wurden die Lage der Ausblasebohrungen und die Ausblasewinkel in die Grenzschicht variiert. Es konnte gezeigt werden, dass ein flacher Ausblasewinkel von  $30^\circ$  bis  $45^\circ$  relativ zur axialen Strömungsrichtung sowie aggressive Strömungsrichtungen mit  $45^\circ$  -  $90^\circ$  Verdrehung in Umfangsrichtung, die besten Ergebnisse zur Beeinflussung der Grenzschicht ergeben. Bons et al. [7] haben die Ausblasung im Bereich von 63% der Profiltiefe über 1 mm zylindrische Bohrungen untersucht. In [7] wird berichtet, dass bei geeigneter Wahl der Ausblaserate BR, welche das Verhältnis

$$BR = \frac{\rho_{\text{aus}} \cdot c_{\text{aus}}}{\rho_{\infty} \cdot c_{\infty}} \quad (2.1)$$

beziehungsweise des Momentenkoeffizienten  $c_{\mu}$

$$c_{\mu} = \frac{\rho_{\text{aus}} \cdot c_{\text{aus}}^2}{\frac{1}{2} \rho_{\infty} \cdot c_{\infty}^2} \quad (2.2)$$

die Ablösung verringert wird. Für diese Kennzahl gilt bei gleichen Gasen:  $c_{\mu} = 0,00121 BR^2$ . Untersuchungen mit  $BR = 0,2$  und  $BR = 0,75$  [7] zeigen, dass die Ausblasefrequenz in die abgelöste Grenzschicht ebenfalls die Wirkung des VGJ verstärkt. Die Anregung der Grenzschicht mit einer bestimmten Pulsfrequenz  $F+ = \frac{f \cdot l}{U_{\infty}}$  bewirkt eine Instationarität in der abgelösten Strömung. Messungen haben

gezeigt, dass der Abbau der Instationarität mit dem 5-6-fachen der Anregungsfrequenz  $F+$  stattfindet. Demnach besteht bei gepulster Einblasung Potential, die Anregungsfrequenz im Hinblick auf die Effektivität der Bildung von Instationaritäten

zu optimieren. Bei Anregungsfrequenzen  $F^+ < 0,1$  kann eine Reduktion der Verluste von bis zu 60 % erreicht werden.

Weitere Untersuchungen von Volino [79] zur aktiven Grenzschichtkontrolle zeigen gleiche Effekte wie in [7] beschrieben. Die dort dokumentierten Kaskadentests wurden bei einer Reynoldszahl von  $Re = 25000$  und bis zu einer maximalen Blasrate von  $BR = 4,7$  durchgeführt. Auch hier ist eine starke Verringerung der Verluste über dem Profil zu beobachten. Weiterhin konnte gezeigt werden, dass bei höheren Reynoldszahlen eine geringere Ausblaserate benötigt wird, um vergleichbare Grenzschichteffekte zu erzeugen. Bei beiden Tests lag das Versuchsprofil PAK-B der Firma Pratt & Whitney als Versuchsträger zugrunde.

Garg [25] vergleicht den Glenn-HT Code mit Messergebnissen von Bons et al. [7] am PAK-B Profil. Die Messergebnisse wurden für Reynoldszahlen  $Re = 50000$  oder kleiner durchgeführt. Garg [25] konnte die Messergebnisse nur bedingt bestätigen, da die Modellierung der Ausblasung zwar den Ort der Ablösung annähernd bestimmen konnte, die Schwingungstiefe und Schwingungsweite werden jedoch nicht genau wiedergegeben.

McQuilling et al. [54] vergleichen den Einfluss von Ausblasedüsen (Ejector Nozzle) und Vortex Generator Jet für aktive Grenzschichtbeeinflussung. Diese Untersuchungen decken den Bereich an NDT-Beschaufelungen zwischen  $Re = 30000 - 100000$  mit geringer Freistromturbulenz von 0,5% ab. Über die Ausblasedüsen wurde hier Fluid direkt im Bereich der Ablösung eingebracht. Der Vergleich mit VGJ zeigt, dass eine Grenzschichtablösung auf der Profilsaugseite mit Vortex Generator Jets effektiver zu beeinflussen ist. Steigt die Anregungsfrequenz  $F^+$  über einen Wert von  $F^+ > 0.1$  kann jedwede Ablösung unterdrückt werden. Somit wird die Transition der Grenzschicht auf der Profilsaugseite angefacht und eine laminare Strömungsablösung verhindert.

## 2.3 Auftretende Grenzschichtphänomene

Alle vorher beschriebenen Grenzschichtkontrollmechanismen, verändern die Eigenschaften und Ausprägung einer entstehenden Grenzschicht. Einerseits wird die Grenzschicht durch zusätzlich eingebrachte Masse energetisiert, andererseits, wird ein Grenzschichtumschlag forciert, der Energie aus der Aussenströmung durch erhöhte Turbulenz der Grenzschicht zuführt. Nachfolgend sollen die grundlegenden Mechanismen von Grenzschichten nochmals zusammengefasst werden.

### 2.3.1 Entstehung von Grenzschichten

Wenn Fluidteilchen mit unterschiedlichen Strömungsgeschwindigkeiten aufeinander treffen, entsteht eine Grenzfläche. Diese kann zwischen verschiedenen Fluidschichten

oder auch festen Wänden und einem Strömungsmedium entstehen und führt zu gegenseitiger Wechselwirkung. Demnach bedingen die mikroskopischen Bewegungen untereinander, dass die Strömung makroskopisch verändert werden kann. Verstärkt treten dabei Impuls- und Energieaustauscheffekte auf. Allgemein liegen reibungsbehaftete Strömungen vor, die durch den Impuls und Energieaustausch an der Grenzfläche zu einer Verringerung der Strömungsgeschwindigkeit führen.

Bei der Anwendung grenzschichttheoretischer Betrachtungen in Rechenmethoden im Turbomaschinenbau ist zwischen dem strömenden Medium und der Profilloberfläche der Maschine, welche als feste Wand gesehen werden kann, ebenfalls eine Grenzfläche. Daher soll auf eine weitere allgemeine Betrachtung der Mechanismen an Grenzflächen nicht weiter eingegangen werden, sondern die Grenzschichteffekte zwischen Fluid und Wand betrachtet werden. Die nachfolgend aufgestellte Theorie, die ausführlich bei Schlichting [65] beschrieben ist, gilt jedoch allgemein für jede andere Art von Randbedingungen.

Durch die stetige Verteilung der Strömungsgrößen ergibt dies bei strömenden Medien die so genannte Haftbedingung an der Grenzfläche, d.h. die Geschwindigkeitskomponenten an einer festen Wand müssen gleich null sein.

$$\left( \frac{\partial c_i}{\partial x_i} \right)_w = 0 \quad (2.3)$$

Entsprechend Abb. 2.1 entsteht um den Körper eine Zone, in der die Geschwindigkeit  $c$  der Fluidteilchen sich bis auf den vollen Wert der Außenströmung erhöht. Die Dicke  $\delta$  der Zone nimmt mit zunehmender Lauflänge  $x$  zu. Die Strömung außerhalb dieser dünnen Zone kann als reibungsfrei betrachtet werden. Die Grenzschichtdicke  $\delta$  definiert den Grenzschichttrand bei 99% der Freistromgeschwindigkeit.

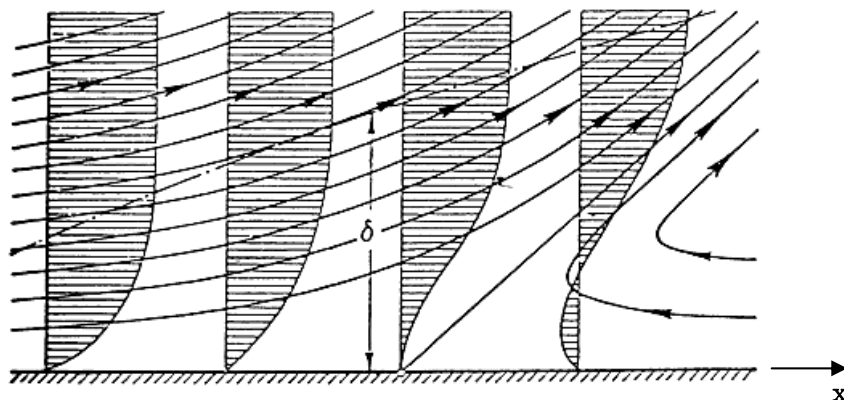


Abb. 2.1 Geschwindigkeitsprofil und Stromlinienverlauf in der Grenzschicht

Neben einigen Ausnahmen bezüglich der Fluideigenschaften, beziehungsweise der Wandparameter, wie sie bei Herwig [35] beschrieben sind, gilt die Haftbedingung für jedes reale Medium. Grenzschichten treten also an den Kontaktflächen aller sich relativ zueinander bewegenden zähen Medien auf. Man kann dabei zwischen verschiedenen Bereichen der Strömung unterscheiden (vgl. Abb. 2.2). Ein laminarer Teil (bis (a)); ein Übergangsbereich ((b)-(e)), der Transitionsgebiet genannt wird, und ein Bereich der turbulenten Grenzschicht (f), in dem stark dreidimensionale Effekte auftreten.

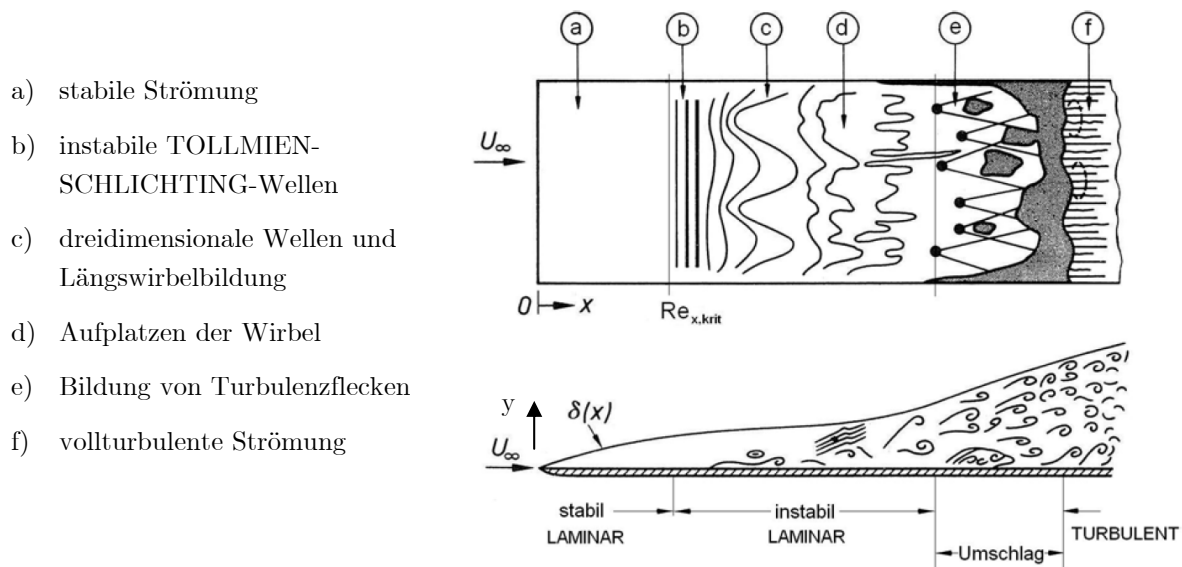


Abb. 2.2 Schematische Darstellung des laminar-turbulenten Umschlages nach [65]

### 2.3.2 Verhalten von Ausblasestrahlen aus diskreten Bohrungen

Werden in der so beschriebenen Grenzschicht Strahlen senkrecht zur Hauptströmungsrichtung eingeblasen, entstehen Wirbelstrukturen. Diese Art der Strahleinbringung ist unter dem Begriff der „Jets in crossflow“ bekannt. Die entstehenden Wirbel sind in Abb. 2.3 [77] dargestellt. Bei der Bildung der strömungsgerichteten Wirbelstrukturen ist besonders der Bereich der Wirbel, die in Zusammenhang mit dem Ausblasestrahl gebildet werden, von Interesse. Diese werden im Allgemeinen als Nierenwirbelsysteme ( $\Omega_2$ ) bezeichnet, die durch die Scherschicht zwischen Ausblasestrahl und Hauptströmung entstehen. Bei den Nierenwirbeln produziert der Ausblasestrahl ein gegensinnig drehendes Wirbelpaar.

Weiterhin entsteht durch die strömungsdynamische Blockade bei Vorhandensein des Ausblasestrahls ein Hufeisenwirbel ( $\Omega_3$ ). Dieser entspricht dem Hufeisenwirbel bei einem festen Hindernis in einer Strömung. Durch die Energie der ausgeblasenen Masse wirkt sich der Druckgradient zwischen Freiströmung und Grenzschicht, der

ursprünglich zu einem Hufeisenwirbel führt, weniger stark aus. Teile des abgebremsten Grenzschichtmaterials werden vom Ausblasestrahl mitgerissen. Somit wird die Wirbelstärke des auftretenden Hufeisenwirbels verringert. Diese beiden Wirbelarten sowie der Totwasserwirbel ( $\Omega_4$ ) sind in Strömungsrichtung gerichtet [77].

Durch die beschleunigte Strömung um den Ausblasestrahl, entsteht der sogenannte Schornsteinwirbel  $\Omega_1$  senkrecht zur Hauptströmung, also von der Schaufelzugseite hin zum Nierenwirbel [77]. Gerade für die Verwirbelung der Grenzschicht und damit der Stabilisierung einer abgelösten Grenzschicht sind diese auch als „Fingerwirbel“ bezeichneten Schornsteinwirbel besonders wichtig.

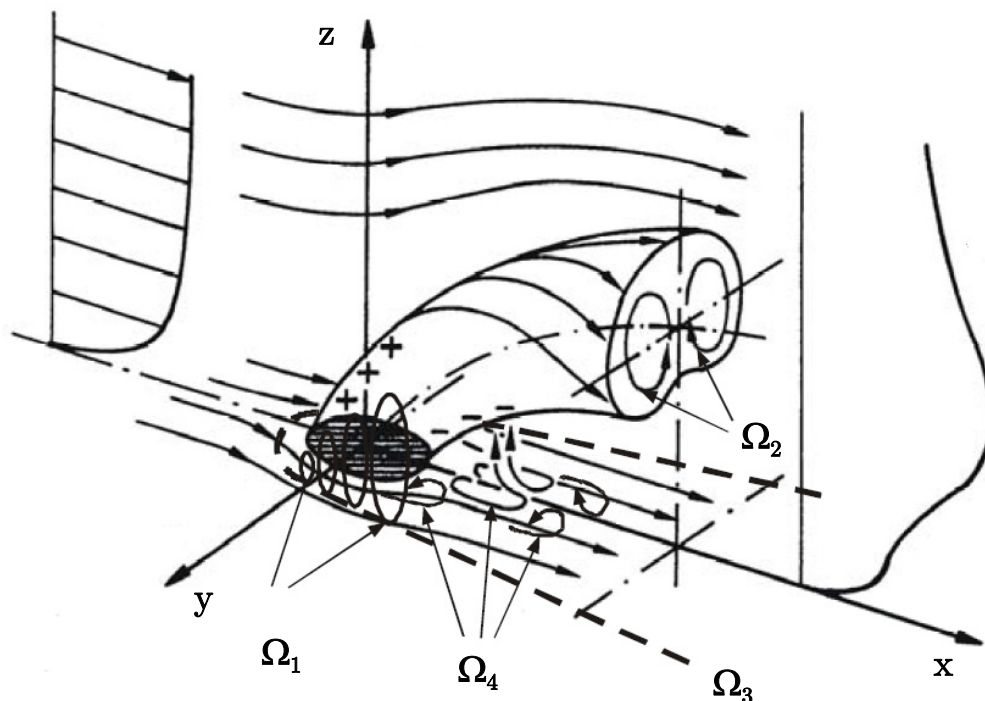


Abb. 2.3 Wirbelsysteme bei Ausblasung quer zur Hauptströmungsrichtung nach [16] und [77]

Neben den vorgestellten Wirbeln können zusätzlich noch andere Wirbel entstehen. Aufgrund ihrer meist sehr speziellen Bildungsvoraussetzungen oder deren Unterdrückung bei turbomaschinentypischen Reynoldszahlen haben der Anti-Kidney-Vortex wie von Haven et al. [34] und Sau et al. [64] beschrieben und auch der Trogwirbel [3] nur einen geringen Einfluss. Zusätzlich zu den in der freien Strömung gebildeten Wirbeln, entstehen bereits innerhalb der Ausblasebohrungen Wirbel. Dies zeigt sich besonders, je geringer die Lauflänge der Ausblaseströmung in den Ausblasebohrungen bezogen auf den Ausblasedurchmesser ist [48], [41].

Nach Verlassen der Ausblasebohrung wird der Ausblasestrahl von der Hauptströmung umgelenkt. Der dadurch gebildete Strömungsweg, den der



Ausblasestrahl beschreibt, wird als Strahltrajektorie bezeichnet. Besonders im Bereich der Filmkühlung ist der Verlauf des Ausblasestrahls von Bedeutung, da die Filmkühleffektivität von der Ausprägung und dem Auftreffen des Ausblasestrahls auf der Beschaukelung abhängt. Messungen von Wilfert [84] und Ganzert [24] stellen den Verlauf des Ausblasestrahls bei unterschiedlichen Bohrungsgeometrien und Strömungszuständen dar.

Nach Baldauf et al. [4] lassen sich bei der Filmkühlung abhängig von der Ausblaserate BR drei unterschiedliche Bereiche festlegen. Die Bereiche sind in Abb. 2.4 dargestellt. Trotz des unterschiedlichen Ansatzes zwischen Filmkühlung und Grenzschichtbeeinflussung durch Ausblasung ist die Eindringtiefe des Ausblasestrahls in das Strömungsfeld und die bei diesen Untersuchungen beobachtete Ausprägung auf der Schaufel durch die gebildeten Wirbelsysteme relevant.

In der „Massenzuwachszone“ hebt der Kühlluftstrahl aufgrund des geringen Geschwindigkeitsverhältnisses nicht von der Beschaukelung ab und vereinigt sich nach kurzer Distanz mit den Ausblasestrahlen der benachbarten Ausblasebohrungen. Mit steigender Ausblaserate wird der Auftreffpunkt der ausgeblasenen Strömung weiter stromab verschoben. Baldauf et al. [4] zeigen, dass mit steigender Ausblaserate und damit steigendem Austrittsimpuls die ausgeblasene Luft von der Schaufel abhebt und erst wieder nach Mischung mit der Hauptströmung die Beschaukelung berührt. Dies ist in der „Durchbruchzone“ der Fall.

Der Ausblasestrahl verhält sich daher mit steigender Ausblaserate vermehrt wie bei der Einzelausblasung aus diskreten Löchern. Somit besteht die Gefahr, dass nicht die gesamte Grenzschicht durch die gebildeten Wirbel beeinflusst wird.

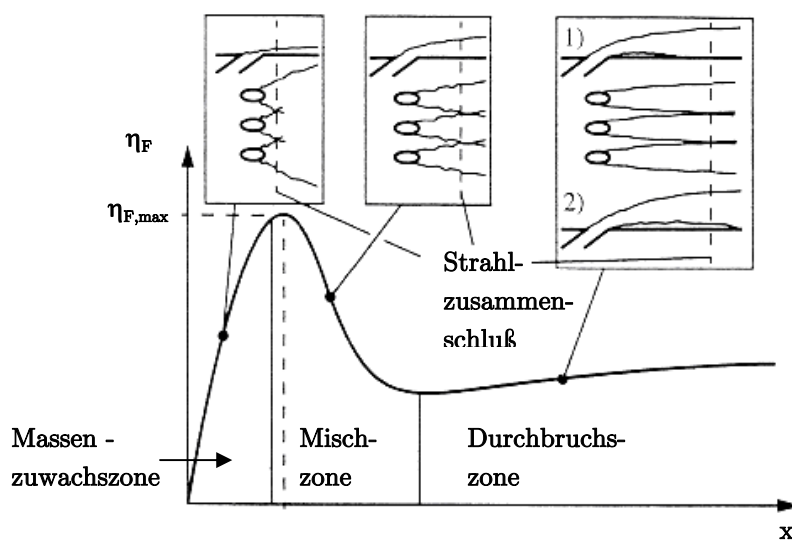


Abb. 2.4 Verhalten der Strahlausbreitung und -ausmischung bei Ausblasung nach [4]

### 2.3.3 Transitionsmechanismen bei Turbomaschinen

Allgemein treten in Turbomaschinenströmungen Grenzschichtphänomene unterschiedlichster Art auf. Das charakteristische Phänomen des Grenzschichtumschlages von der laminaren zur turbulenten Grenzschichtströmung ist im Falle der Auslegung der High Lift Beschauflung von besonderer Bedeutung. Die im nachfolgenden Kapitel beschriebenen Arten der Ablösung, treten in Turbomaschinen unter anderem an den in Abb. 2.5 markierten Stellen auf.

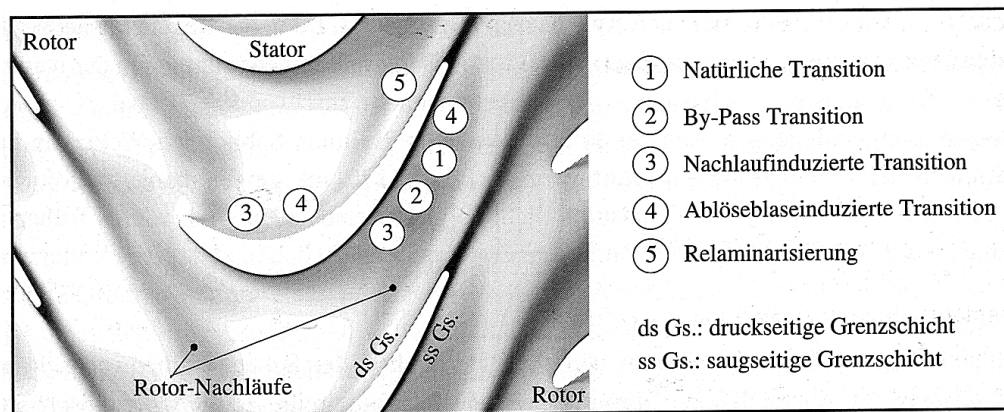


Abb. 2.5 Prinzipiell auftretende Transitionsmechanismen in Schaufelgittern [20]

In der Ausprägung des Grenzschichtumschlages unterscheidet sich die verzögerte Strömung, welche hauptsächlich im Verdichter vorkommt, von der stark beschleunigten Strömung in Turbinen. Dem sich aufgrund des negativen Geschwindigkeitsgradienten meist schlagartig entwickelnden laminar – turbulenten Umschlages bei Verdichtern, steht in der Turbine ein ausgeprägtes Umschlagsgebiet gegenüber. Hier kann der vom laminar-turbulenten Umschlag betroffene Bereich bis zu 80% der Profillänge annehmen [20]. Schlichting [65] gibt einen ausführlichen Überblick über das Verhalten von verschiedenen Grenzschichtarten, die sich zwischen laminar, transitionell und turbulent grundlegend unterscheiden. Besonders für die Niederdruckturbine sind die verschiedenen Effekte des Grenzschichtzustandes von Interesse. Aufgrund eines meist hohen Verhältnisses von Schaufelhöhe zur Schaufelbreite  $h/l$ , radialer Ausdehnung, hoher Umlenkung und niedriger Reynoldszahlen sind die Einflüsse von Strömungsphänomenen wie Quertransport von energiereichem Fluid, Verdrängungswirkung, Ablöseneigung und räumliche Entwicklung von entscheidender Bedeutung.

Durch den in der Realität dreidimensionalen und stark instationären Vorgang des Grenzschichtumschlages sind der Beginn des Umschlages und die Einflussfaktoren nur bedingt abzugrenzen. Verschiedene Einflussfaktoren sind bei Gaudlitz [26] beschrieben, die Wichtigsten sollen hier noch einmal dargelegt werden:

## Reynoldszahl

Die Reynoldszahl ist einer der wichtigsten Faktoren zur Transitionsbeeinflussung. Bei Rohrströmungen liegt nach Reynolds [62] die Grenze zwischen laminar und turbulentem Umschlag bei etwa  $Re = 2300$ . Auch bei der Profilmströmung dominiert die Reynoldszahl das Ablöse- und Transitionsverhalten. Die von der Reynoldszahl abhängigen resultierenden Verlustmechanismen fasst Hourmouziadis in [36] zusammen:

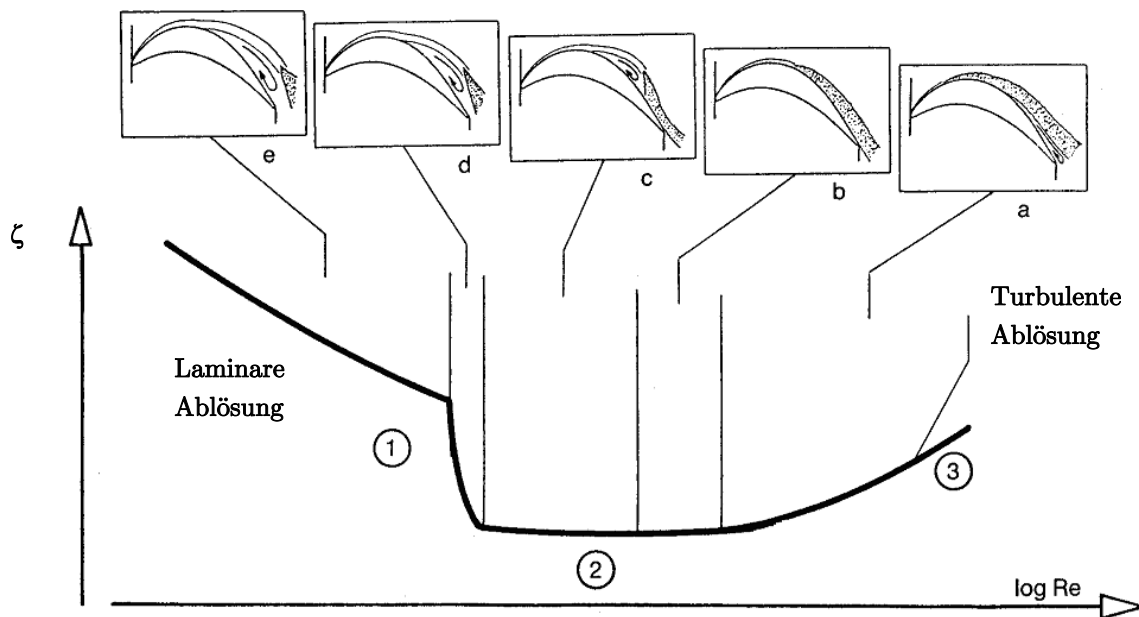


Abb. 2.6 Reynoldszahlabhängige Verlustmechanismen im Bereich der Grenzschicht [36]

Lou et al. [49] führten Untersuchungen an einer ebenen Platte unter periodisch instationärer Strömung durch. Die Untersuchungen wurden mit einer aufgeprägten Druckverteilung durchgeführt und zeigten, dass höhere Reynoldszahlen eine frühere Transition herbeiführen und damit die Länge der Ablöseblase verändern. Eine auftretende Ablöseblase konnte in ihrer Länge verringert werden, ohne den Punkt der Grenzschichtablösung maßgeblich zu verändern.

## Druckgradient

Wirkt auf eine Strömung ein Druckgradient, so bewirkt ein negativer Druckgradient eine Beschleunigung der Strömung, wohingegen ein positiver Druckgradient in Strömungsrichtung eine Verzögerung auslöst. Die Beschleunigung der Strömung erhöht die Länge des Transitionsgebietes und verschiebt den Umschlagpunkt weiter stromab [30]. Auch ergibt sich die Möglichkeit der Relaminarisierung der Grenzschicht [74]. Hohe positive Druckgradienten erhöhen die Gefahr der Strömungsablösung.

### **Art der Zuströmung**

Bei vielen Transitionsmechanismen spielt die Bildung von Primärinstabilitäten, wie im Anschluss noch näher beschrieben, eine große Rolle. Durch die Zuströmung an die betrachtete Grenzschicht ist der Turbulenzgrad der Strömung ein beeinflussender Faktor [85]. Der Turbulenzgrad  $Tu$

$$Tu = \frac{\sqrt{\frac{1}{3} \left( \overline{c_r'^2} + \overline{c_\rho'^2} + \overline{c_z'^2} \right)}}{c} \quad (2.4)$$

mit  $\overline{c_r'^2}$ ,  $\overline{c_\rho'^2}$ ,  $\overline{c_z'^2}$  als quadratischer Mittelwert der Geschwindigkeitsschwankungen, beschreibt den globalen Bereich der Zuströmung. In der Literatur [75] wird gezeigt, dass mit erhöhtem Turbulenzgrad, die Transition verstärkt wird, was bei ablösegefährdeten Schaufelprofilen zu einer Stabilisierung der Grenzschicht und einem schnelleren laminar-turbulenten Umschlag führt.

Neben dem Turbulenzgrad spielen die periodisch auftretenden instationären Nachlaufdellen des vorangehenden Schaufelgitters bei Triebwerken eine entscheidende Rolle. Sie fördern durch die starke Störung der Grenzschicht einen laminar-turbulenten Umschlag. Deren Wirkung entspricht somit einer hohen Freistromturbulenz.

### **Natürlicher Umschlag**

Die für eine ebene Platte dargestellte natürliche Transition in Abb. 2.5, ist ebenso auf den Schaufelprofil von Turbinen zu beobachten. Natürliche Transition entsteht hauptsächlich in Strömungen, die nicht von außen durch Störungen mit großen Amplituden beeinflusst werden, wie es bei hohen Freistromturbulenzgraden der Fall ist [51]. Durch das Anfachen von kleinen Störungen einer bestimmten Frequenz und Wellenlänge in der laminaren Grenzschicht, den so genannten Tollmien-Schlichting-Wellen (TS-Wellen), gerät die Grenzschicht in einen instabilen Zustand, wie bei Schubauer et al. [68] beschrieben. Dieser Zustand wird als Primärinstabilität bezeichnet und ist in Abb. 2.2 im Anschluss an den laminaren Bereich zu sehen. Im mit „3“ gekennzeichneten Bereich erreichen die TS-Wellen eine Amplitude, die zu nichtlinearen Sekundärinstabilitäten führt [65]. Die somit entstehenden dreidimensionalen  $\Lambda$ -Strukturen beeinflussen die ebenen TS-Wirbel und führen stromab zu einem Zusammenbruch der geordneten Grenzschicht hin zu Turbulenzflecken (5). Eine Strömung mit Turbulenzflecken besitzt einen turbulenten

Charakter. Somit ist der Beginn der vollturbulenten Grenzschicht der Punkt des vollständigen Zusammenwachsens der Flecken.

Durch den hohen Grad an Freistromturbulenz in Flugtriebwerken hat die natürliche Transition dort einen verhältnismäßig geringen Anteil [51]. Die Wirkung der Tollmien-Schlichting Wellen werden jedoch durch den Aussenturbulenzgrad beeinflusst. Es konnte gezeigt werden, dass neben den Tollmien-Schlichting Wellen noch ein weiterer Effekt für einen natürlichen Grenzschichtumschlag verantwortlich sind. Wird ein gepfeilter Flügel oder Schaufel betrachtet, so entsteht durch unterschiedliche Pfeilungswinkel eine Grenzschicht an der Wand, die zu einer Geschwindigkeitskomponente in Pfeilungsrichtung führt. Diese wird typischerweise als „Cross-flow“ bezeichnet und kann in der Grenzschicht zu lokalen Instabilitäten führen, welche deutlich früher auftreten können als Tollmien-Schlichting Wellen [76].

### **By-Pass-Transition**

Starke externe Störungen verringern den Einfluss der Tollmien-Schlichting Wellen, wobei die ersten Phasen der natürlichen Transition (Abb. 2.2 (1) und (2)) nicht mehr zum Tragen kommen. Es folgt eine spontane Produktion von Turbulenzflecken, infolge deren die Grenzschicht wie bei der natürlichen Transition umschlägt.

Hohe Außenstromturbulenzen, verursacht unter anderem durch Transition in vorherigen Gittern und Druckschwankungen, lassen die By-Pass-Transition zum wichtigsten Transitionsmechanismus in der Turbomaschinenströmung werden [52].

### **Ablöseblaseinduzierte Transition**

Durch eine abgelöste, laminare Grenzschicht bildet sich an der Grenzfläche zwischen Ablöseblase und ungestörter Hauptströmung eine freie Scherschicht zwischen den Fluidschichten. Dort kann es durch stark reibungsfreie Instabilitäten zu einem schlagartigen laminar-turbulenten Umschlag kommen. Dieser Transitionsvorgang ist in Gasturbinen gerade bei hochbelasteten Niederdruckturbinen von Bedeutung [46]. Niedrige Reynoldszahlen und Regionen hoher Geschwindigkeiten im Bereich des Druckminimums führen meist an der Saugseite zu entsprechenden Ablöseblasen, welche dann je nach Außenstromturbulenz oder Druckgradient in Verbindung mit natürlicher und By-Pass Transition umschlagen können. Durch verschiedene Verlustmechanismen entsteht der auf Abb. 2.6 mit (2) gekennzeichnete Bereich mit geringen Verlusten [36]. Dieser ist in großem Maß von der ablöseblaseninduzierten Transition beeinflusst [52].

### **Periodisch-instationäre Transition**

Der Begriff der periodisch-instationären Transition oder „wake induced transition“ beschreibt eine weitere Form des laminar turbulenten Umschlages in Turbomaschinen. Ebenso wie die Strömung in Gasturbinen durch periodisch instationäre Effekte beeinflusst wird, ist die Transition durch diese geprägt. Durch das periodische Durchfahren des Rotors durch den Nachlauf stromauf stehender Schaufelgitter oder Einbauten, entstehen periodische Wellen, welche zum Grenzschichtumschlag führen. Wenn die Wellendurchlaufzeit der periodischen Stoßwellen kurz genug ist, zeigen Howel et al. [39], dass Ablöseblasen nicht die Zeit haben, sich wieder aufzubauen. Damit treten durch Ablöseblasen bedingte Verluste nur gering auf. Transsonische Strömungsbedingungen können einen vergleichbaren Effekt beim periodischen Durchlaufen von sich stromab ausbreitenden Stoßwellen erzeugen. Dadurch erzeugen beide Effekte eine periodische, instationäre Zuströmung. Diese geht wie die By-Pass Transition in die ersten beiden Bereiche der natürlichen Transition über.

Die von Mayle [51] als Multi-mode Transition bezeichnete bereichsweise Transition beschreibt die auf der Oberfläche zur gleichen Zeit mit verschiedenen Mechanismen stattfindenden Umschlagskombinationen.

### **Relaminarisierung**

Die Transition von einer turbulenten zurück zur laminaren Grenzschicht existiert unter dem Einfluss einer stark beschleunigten Grenzschicht [51]. Die dadurch entstehende Grenzschicht relaminarisiert auf dem Profil. Die stark beschleunigte Strömung auf der Druckseite von Turbinenprofilen begünstigt diesen Transitionsmechanismus hauptsächlich. Zu diesem Vorgang stehen zurzeit nur wenige wissenschaftlichen Erkenntnisse zur Verfügung [46]. Mayle [51] beschreibt anschaulich die Auswirkungen auf die Turbulenz mit einem Auseinanderziehen der turbulenten Wirbel in der Grenzschicht, was dann durch viskose Effekte zur Dissipation selbiger führen kann. Gerade im Bereich der Profilhinterkante, seltener aber auch an der Profilnase, tritt dieser Mechanismus in Erscheinung.

#### **2.3.4 Eingliederung der Grenzschichtmechanismen**

Nach der oben stehenden Zusammenfassung aller bekannten und relevanten Transitionsmechanismen stellt sich die Frage, welche Umschlagvorgänge für den in dieser Arbeit vorliegenden Fall zu erwarten sind.

Howell et al. [38] führten in Kaskadentests und Untersuchungen am Höhenprüfstand des Instituts für Luftfahrtantriebe in Stuttgart mit neu gestalteten Schaufelprofilen basierend auf den BR710 und BR715 High-Lift Schaufelprofilen durch. Dadurch

besteht ein tieferes Verständnis der auftretenden Transitionsmechanismen in High-Lift und Ultra High-Lift Beschaufelungen. Der Reynoldszahlbereich in dem sich Niederdruckturbinenprofile bewegen ist zwischen  $Re = 0,25 \cdot 10^5$  bis  $2 \cdot 10^5$ , wobei eine typische obere Grenze nicht festgelegt werden kann. Hierfür wurden die auftretenden Verlustmechanismen aufgenommen. Übereinstimmend mit späteren Untersuchungen [39], [79], [61], [75], [10] dominiert den Grenzschichtumschlag hauptsächlich eine nachlaufinduzierte Transition.

Allgemein ist die natürliche Transition für Turbomaschinen aufgrund der oben schon erwähnten geringen Freistromturbulenz nicht von Bedeutung. Im verwendeten Nieder-Machzahl-Turbinenprüfstand mit einer Eintrittsturbulenz von unter 0,5% kann dieser Effekt in den ersten Stufen gewiss eine Rolle spielen. Eine Relaminarisierung der Strömung auf der Saugseite kann hingegen ausgeschlossen werden, da die Geschwindigkeitsverhältnisse im Nieder-Machzahl-Turbinenprüfstand klein sind.

### 2.3.5 Turbulente Strömungen

Neben der laminaren und transitionellen Strömung stellt die turbulente Strömung die dritte maßgebliche Strömungsform dar. Durch die hohe Komplexität, die in dieser stark nichtlinearen, chaotischen Strömungsform auftritt, zählt die Beschreibung und Erfassung neben den Transitionsmechanismen zu einem der Kernforschungsgebiete der letzten Jahre.

Turbulente Strömungen, wie sie sich aus den in Abb. 2.2 gezeigten lokalen Turbulenzflecken bilden, sind geprägt von den die Hauptströmung überlagernden Fluktuationen. Diese zeigen sich als unregelmäßige Druck- und Geschwindigkeitschwankungen stark dreidimensionaler Struktur. Im Gegensatz zur laminaren Strömung ist die Reibung in der turbulenten Strömung stark erhöht, ebenso wie die Dissipation. Demnach besitzt die turbulente Strömung immer eine dreidimensionale Struktur, was bei einer rein laminaren Strömung nicht zwangsläufig der Fall sein muss.

Da für die vorliegende Arbeit vor allem die Beeinflussung der Transitionsvorgänge von besonderem Interesse ist, wird von einer weitergehenden theoretischen Betrachtung an dieser Stelle abgesehen und auf die Behandlungen in [65], [81], [82], und [12] verwiesen.

## 2.4 Zielsetzung der Arbeit

Wie aus Kapitel 2.2 deutlich wird, finden sich in der offenen Literatur vornehmlich Studien, die das Strömungsverhalten mit Grenzschichtbeeinflussung von abgelösten Strömungen an ebenen Platten oder einzelnen Kaskadengittern beschreiben. Dadurch können Effekte, die durch radiale Strömungsgradienten, stromab positionierte Laufschaufelreihen oder Auswirkungen der dreidimensionalen Schaufelgeometrie auf die Ausblasung nicht berücksichtigt werden. Um die Kaskadenversuche möglichst realitätsnah zu gestalten und den in Niederdruckturbinen auftretenden Strömungsphänomenen gerecht zu werden, wird zwar der Einfluss einer vorhergehenden Schaufelreihe durch rotierende Zylinder oder oszillierende Platten simuliert (siehe [6], [86], [16]), es besteht jedoch weiterhin eine Entkoppelung von hintereinander angeordneten Schaufelreihen und radialer Effekte auf die Versuche. Wie mehrere Autoren ([7], [16], [53], [71]) berichten, sind die instationären Effekte bei Kontrolle der Transition und damit der Beeinflussung der Strömungsablösung jedoch von essenzieller Bedeutung.

Ziel der Untersuchungen ist es, die bei Sondergaard et al. [71] vorgestellte Möglichkeit der Grenzschichtbeeinflussung durch stationäre Ausblasung aufzunehmen und diese an einem hochbelasteten Niederdruckturbinenprofil in einem mehrstufigen Turbinenprüfstand zu untersuchen.

Ausgehend von einer dreistufigen Niederdruckturbinen wird die zweite Leitschaufelreihe mit einem neugestalteten Ultra High-Lift Niederdruckturbinenprofil ausgestattet, welches an der Hinterkante der Saugseite eine abgelöste Strömung aufweist. Diese liegt bei einer turbulenten numerischen Strömungsrechnung wieder an. Die Beschaukelung ist mit unterschiedlichen Ausblasekonfigurationen versehen.

Somit kann die strömungstechnische Wirkung und die Ausprägung einer Grenzschichtbeeinflussung durch stationäre Ausblasung auf das Strömungsverhalten der Ultra High-Lift Beschaukelung untersucht und die unterschiedlichen Ausblasekonfigurationen bewertet werden. Neben der Darstellung der zu erwartenden Änderungen im Strömungsfeld und den Profildruckverläufen sollen die Änderungen des Wirkungsgrades der Versuchsturbinen gezeigt werden.



## 3 Versuchsstand

### 3.1 Aufbau des Nieder-Machzahl-Turbinenprüfstandes

Im Rahmen der Erweiterung der experimentellen Untersuchungseinrichtungen an Strömungsmaschinen wurde in den Jahren 1992 bis 1997 am Institut für Luftfahrtantriebe ein Nieder-Machzahl-Turbinenprüfstand, im Folgenden NMT genannt, aufgebaut. Der Aufbau erfolgte unter dem Aspekt der Erforschung aerodynamischer Strömungsphänomene an Hoch- und Niederdruckturbinen [44]. Die Forderung nach Reynoldszahlabhängigen Untersuchungen von Niederdruckturbinen in Originalgröße, führte bei der Umsetzung der NMT zur Ausführung des Prüfstandes als geschlossener Kreislauf. Somit ist es möglich, das Druckniveau am Eintritt des Versuchsträgers unabhängig vom anliegenden Druckverhältnis der Versuchsturbine einzustellen. Des Weiteren führt der Aufbau zu einer Entkopplung der Betriebsparameter von den Umgebungsbedingungen. Die Forderung nach experimentellen Turbinenuntersuchungen bei ständiger Verfügbarkeit der Versuchsanlage führte zu einer Auslegung der NMT mit einer Gesamtleistung von 1MW.

Bei einem maximalen Aussendurchmesser von 1040 mm ist die Größe der Niederdruckturbinenversuchsträger an die Ringraumdurchmesser bestehender Niederdruckturbinen angelehnt. Der Prüfstand erlaubt den Einbau von ein- bis dreistufigen Niederdruckturbinen oder skalierten Hochdruckturbinen.

Der Aufbau des Versuchsstandes ist in Abb. 3.1 dargestellt. Die Begrenzung der Gesamtleistung auf maximal 1 MW resultiert in der Konzeption mit einem einstufigen Radialverdichter mit einem Druckverhältnis von  $\Pi_{\max} = 1,4$ . Dieser ist zur Einstellung des Massenstroms bzw. benötigten Druckverhältnisses mit einer Vorleiteinrichtung ausgestattet und ermöglicht einen maximalen Massenstrom von 15 kg/s. Die Bestimmung des Massenstroms erfolgt über eine Mengemessdüse. Das minimale Druckniveau in der NMT beträgt 5 kPa, maximal ist ein Betriebsdruck von 150 kPa möglich. Über einen nachgeschalteten Wärmetauscher wird garantiert, dass neben gleichbleibenden Druckniveaus auch reproduzierbare Temperaturniveaus am Eintritt eingestellt werden können. Die Kapazität des Wärmetauschers ist so ausgelegt, dass bei maximalem Luftmassenstrom die Betriebstemperatur von  $T_{t,\text{ein}} = 300 \text{ K} - 350 \text{ K}$  stufenlos einstellbar ist.

Über eine Beruhigungskammer mit einer 180° Umlenkung der Strömung gelangt das Betriebsmedium in die Versuchsturbine. Durch die Umlenkung der Strömung beim Eintritt in die Beruhigungskammer entstehen Turbulenzen und Unsymmetrien. Diese werden durch eingebaute Wabengitter, sowie Lochbleche gedämpft. Da die Strömungsgeschwindigkeit in der Beruhigungskammer im Vergleich zur Geschwindigkeit am Turbineneinlauf gering ist, wird auf diese Weise ein Turbulenzgrad von  $Tu < 1\%$  am Turbineneintritt erreicht. Dieser Aspekt ist gerade bei Grundlagenuntersuchungen von Bedeutung, da der Einfluss der Turbulenz bei der Ausbildung von Strömungsphänomenen nicht zu vernachlässigen ist [58], [88]. Die Erhöhung der Zuströmturbulenz kann am Versuchsträger mittels zusätzlicher Einbauten wie Vorleitgitter oder Turbulenzerzeuger geschehen.

Die von der Versuchsturbine abgegebene Leistung wird über ein Umlenkgetriebe an eine Wirbelstrombremse übertragen. Diese besitzt eine maximale Leistungsaufnahme von 700 kW. Die maximale Drehzahl des Versuchsstandes liegt bei 2000 1/min.

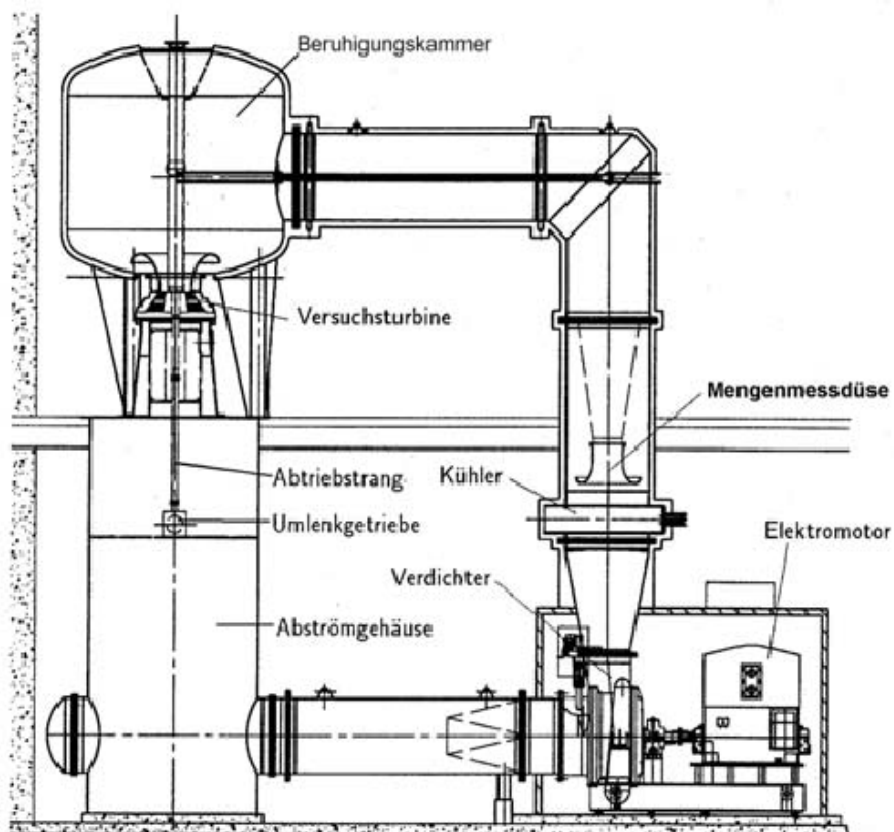


Abb. 3.1 Schematischer Aufbau NMT

Aufgrund der geringen aero-thermodynamischen Belastungen der Versuchskomponenten ist eine Verwendung von kostengünstigen Materialien bei der

Herstellung der Versuchsbeschaukelung möglich. Dies wiederum erhöht die Flexibilität und Verfügbarkeit des Prüfstandes bei gleichzeitig vergleichbar geringen Installationskosten [80].

### 3.2 Versuchsträger

In Abb. 3.2 ist der Längsschnitt des in der NMT eingebauten Versuchsträgers dargestellt.

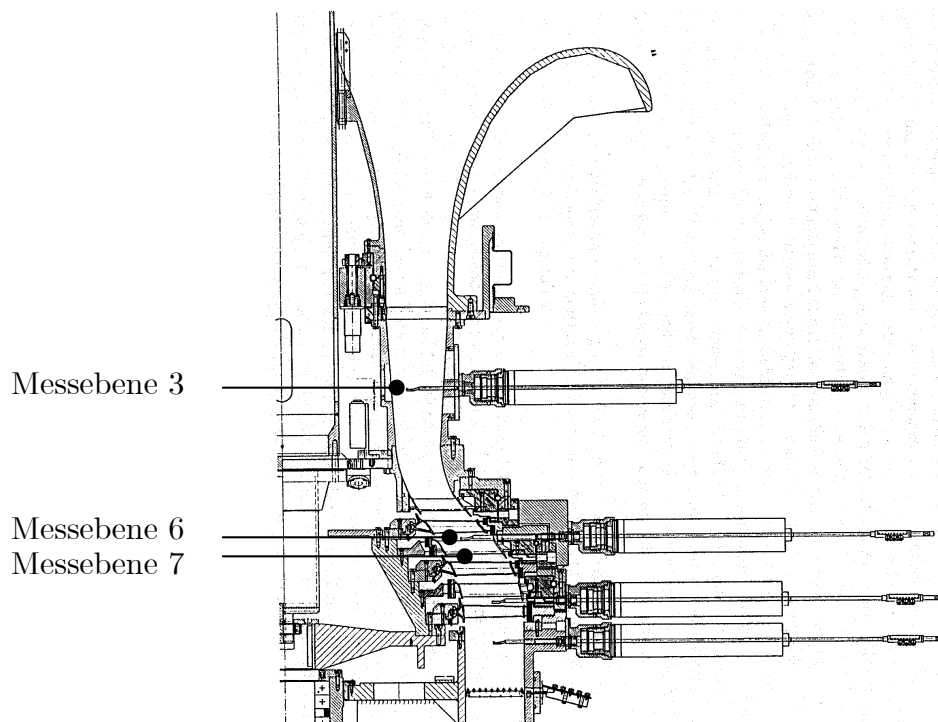


Abb. 3.2 Längsschnitt der dreistufigen Versuchsturbine mit Fünflochsonden und Totaldruckkämmen

Der Versuchsträger ist in diesem Prüfstand vertikal eingebaut. Dies ermöglicht die freie Zugänglichkeit zu den verschiedenen Messebenen (siehe Abb. 3.2 und Abb. A.1) und Anbauten der Turbine. Da Gravitationskraft im Verhältnis zu aerodynamischen Kräften (Flieh- und Axialkräfte) in Turbinen eine untergeordnete Rolle spielt, resultiert der vertikale Einbau der Turbine in einer zu vernachlässigende Beeinflussung der Strömung.

Neben den im Vorfeld beschriebenen Möglichkeiten der Konditionierung der Randbedingungen an Ein- und Austritt des Versuchsträgers, ist der Prüfstand mit einem Hydrauliksystem ausgerüstet, das es erlaubt, den Axialspalt zwischen Rotor und Stator der eingebauten Versuchsbeschaukelung zu ändern. Dadurch können lokal die Randbedingungen in den einzelnen Stufen geändert werden. Gleichzeitig führen veränderte Lastzustände zu einer Relativverschiebung des Rotors zum Stator. Diese

können kompensiert werden. Insgesamt besteht die Möglichkeit, den Turbinenläufer um maximal  $\pm 10$  mm relativ zur Nominalposition zu verschieben. Die Positionierung wird über ein eingebautes Lasermesssystem überwacht, welches über eine Regeleinheit eine Positionierungsgenauigkeit von  $< 0,1$  mm erlaubt.

Die Untersuchungen des Strömungsfeldes hinter den Lauf- bzw. Leitschaufelreihen, erfolgt unter Verwendung von Sonden. Der Aufbau des Niedermachzahlturbinen-Prüfstandes ermöglicht die feste Positionierung der Sonden in Umfangsrichtung. Zur Traversierung des Strömungsfeldes zwischen den Schaufelreihen, besteht demzufolge die Möglichkeit, die Leitschaufelpositionen relativ zur festen Sondenposition zu verschieben. Dies erfolgt über eine weitere hydraulische Ansteuerung jedes einzelnen Leitschaufelringes unabhängig voneinander. Auf diese Weise können die einzelnen Leitringe in einem Winkelbereich von  $\pm 5,5^\circ$  verstellt werden. Die lineare Stellgenauigkeit sowie die Reproduzierbarkeit der Hydraulikzylinder ist bedingt durch den internen Regelkreis geringer als  $\Delta x = 0,01$  mm. Dies entspricht einer Winkelgenauigkeit von  $\Delta\phi = 4,8 \cdot 10^{-4}^\circ$ . Diese Art der Leitschaufelverstellung ermöglicht zudem eine relative Verschiebung einzelner Leitschaufelreihen zueinander, was z.B. Untersuchungen des Clockingverhaltens von Turbinen ermöglicht. Ein schematischer Überblick über die vorhandenen Messebenen und deren Position ist im Anhang aufgeführt.

### 3.3 Aufbau des Sekundärluftsystems

Für die Untersuchungen zu Grenzschichtbeeinflussung durch Ausblasung an Niederdruckturbinen wird ein zusätzliches Sekundärluftsystem eingesetzt, welches über einen Schraubenverdichter gespeist wird. Das System besteht, wie in Abb. 3.3 dargestellt, aus einem Verteilersystem für die Koppelung der Sekundärluftversorgung an die Beschauelung sowie über Regel- und Stellorgane zur Bestimmung des einzustellenden Sekundärluftmassenstroms.

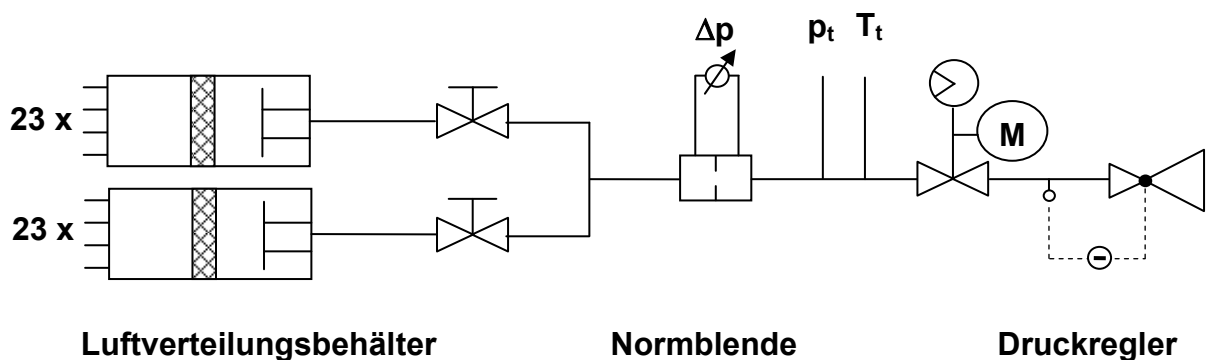


Abb. 3.3 Schematischer Aufbau Sekundärluftsystem

Die geschlossene Bauweise der NMT führt zu einem gekoppelten System des Prüfstandes mit der Sekundärluftanlage. Die aus den Schaufeln ausgeblasene Luft wird innerhalb der NMT über eine Vakuumpumpe abgesaugt. Dabei erfolgt die Regelung und Messung des eingeblasenen Sekundärluftmassenstroms über einen Druckregler mit angeschlossenem Stellventil, sowie einer nachgeschalteten Normblende. Zur Berechnung des Ausblasemassenstroms werden sowohl Totaldruck- und Temperatur in der Rohrleitung vor der Normblende als auch Differenzdrücke an der Normblende bestimmt. Durch den symmetrischen Aufbau des Verteilungssystems nach der Normblende soll sichergestellt werden, dass keine Unterschiede am Austritt der beiden Luftverteilungsbehältern besteht. Die Messung dokumentiert, dass die Abweichung zwischen diesen Drücken sehr klein ist (siehe Tab A.4).



## 4 Aerodynamische Schaufelauslegung

Zur Untersuchung einer Grenzschichtbeeinflussung durch stationäre Ausblasung an hochbelasteten Niederdruckturbinenschaufeln, ist für den in Kapitel 3 beschriebenen Nieder-Machzahl-Turbinenprüfstand ein neues Niederdruckturbinenleitrad der zweiten Stufe ausgelegt worden. Die aerodynamische Basisauslegung der Profilgeometrien der zugrundeliegenden dreistufigen Niedermachzahlmaschine beschreibt Gombert [29]. Ziel der aerodynamischen Schaufelauslegung ist, eine Schaufelgeometrie zu generieren, die auf der Profilsaugseite eine definierte laminare Ablösung besitzt. Besonders ist zu berücksichtigen, dass die Strömung ohne zusätzliche Grenzschicht beeinflussende Maßnahmen über eine weite Länge der Profilsaugseite laminar abgelöst bleibt. Bei einer Grenzschichtbeeinflussung soll die Strömung turbulent werden und ein Wiederanlegen der Strömung erfolgen.

### 4.1 Randbedingungen

Entsprechend den Erfahrungen und Erkenntnissen der in Kapitel 2.1 vorgestellten Untersuchungen zu High-Lift Beschaukelungen, sind die Designkriterien für diese Beschaukelungen entstanden. Die „High-Lift“ Designphilosophie zeichnet sich im Vergleich zu konventionellen Niederdruckturbinenbeschaukelungen durch eine erhöhte aerodynamische Schaufelbelastung aus ([38], [37], [13]). Eine nochmals gesteigerte Belastung im Vergleich zur High-Lift Beschaukelung kennzeichnet die Ultra High-Lift (UHL) Beschaukelung. Nachfolgend sind die Vorgaben und Randbedingungen beschrieben, bei denen das UHL-Profil ausgelegt wurde.

Bei der Auslegung liegt wie bei Gombert [29], der von Eymann [21] gestaltete Ringraum zugrunde. Dieser definiert den Strömungsraum und legt somit die geometrische Höhe der Schaufeln fest. Weiterhin ist die Position der Profilhinterkante im Versuchsträger festgelegt. Somit soll ein ausreichender Abstand zwischen Profilhinterkante und der im Strömungskanal installierten Messtechnik sichergestellt werden. Eine weitere geometrische Randbedingung ist die Profillänge der Saugseite. Diese ist unter anderem durch die Profildicke, den Staffelungswinkel  $\beta_s$  sowie die Krümmung der Profilsaugseite bestimmt. Bei der Auslegung des Schaufelprofils ist zusätzlich die messtechnische Erfassbarkeit der Ablösung zu berücksichtigen, da im

Schaufelprofil einzubauende Messtechnik (statische Druckbohrungen, Thermolemente, Heißfilmsonden) nicht beliebig skaliert werden kann.

Im Allgemeinen ermöglicht eine Trennung von aerodynamischer Auslegung und Schaufelkonstruktion größere Auslegungsmöglichkeiten für die Profilgestalt. Ist die Aerodynamik komplett von der Konstruktion getrennt, so muss jedoch in iterativen Prozessen ein Kompromiss zwischen diesen beiden Disziplinen gefunden werden. Durch die Vorgabe eines minimalen Vorderkantenradius und minimaler Hinterkantendicke soll diese Iteration umgangen werden. Der Vorderkantenradius ist zwischen  $r_N = 0,45 - 0,5\text{mm}$ . Die Hinterkantendicke soll über das gesamte Profil  $d_H = 0,6\text{mm}$  betragen.

Weiterhin wurden im Rahmen der Profilauslegung die Strömungsrandbedingungen festgelegt. Diese ergaben sich aus dem zu erwartenden Ablöseverhalten der Versuchsbeschaukelung. Somit ergeben sich die folgenden Randbedingungen für die Neuauslegung:

Totaldruck $p_{\text{ein}}$	500mbar
Eintrittsmassenstrom $\dot{m}$	7,59kg/s
Totaltemperatur $T_{\text{ein}}$	318K
Auslegungsdrehzahl $n$	1600 1/min

Tab. 4.1 Strömungsbedingungen für Neuauslegung LE2

## 4.2 Profilauslegung

Die aerodynamische Auslegung der Schaufelgeometrie des 2. Leitrades basiert auf den in Tab. 4.1 festgelegten Randbedingungen. Die Auslegung des Schaufelprofils erfolgt mit den Auslegewerkzeugen für Niederdruckturbinenprofile der MTU Aero Engines GmbH. Die bei der Turbinenauslegung ermittelte Stromlinienlage wurde durch eine 3-stufige Berechnung der Versuchsturbine mit einem SGV Programm [19] bestimmt. Zur Erstellung der geometrischen Gestalt des Schaufelprofils wird das Profilierungsprogramm DeSIGN verwendet.

Basierend auf den geometrischen Auslegungsdaten wird das strömungstechnische Verhalten der Versuchsbeschaukelung mit dem 3D Navier-Stokes Strömungsberechnungsprogramm TRACE\_s bestimmt. Zur Berechnung der Strömung wird ein  $k-\omega$  Zweigleichungsmodell auf Basis von Wilcox [83] in einer Low-Reynolds Version eingesetzt. Zusätzlich ist zur Modellierung der auftretenden Transitionsmechanismen ein modifiziertes Transitionsmodell von Drela [18] implementiert. Dieses berücksichtigt neben Grenzschichtdicke und Druckgradienten auch die Freistromturbulenz am Grenzschichttrand.



Die aerodynamische Gestaltung einer Ultra High-Lift Beschauung ist über verschiedene Parameter festgelegt. Extreme Schaufelgeometrien sind jedoch ebenso zu vermeiden, wie eine turbulent abgelöste Grenzschicht, die nicht durch eine Ausblasung wieder zum Anlegen gebracht werden kann.

In Abb. 4.1 sind die Profilgeometrieparameter nochmals zusammengestellt.

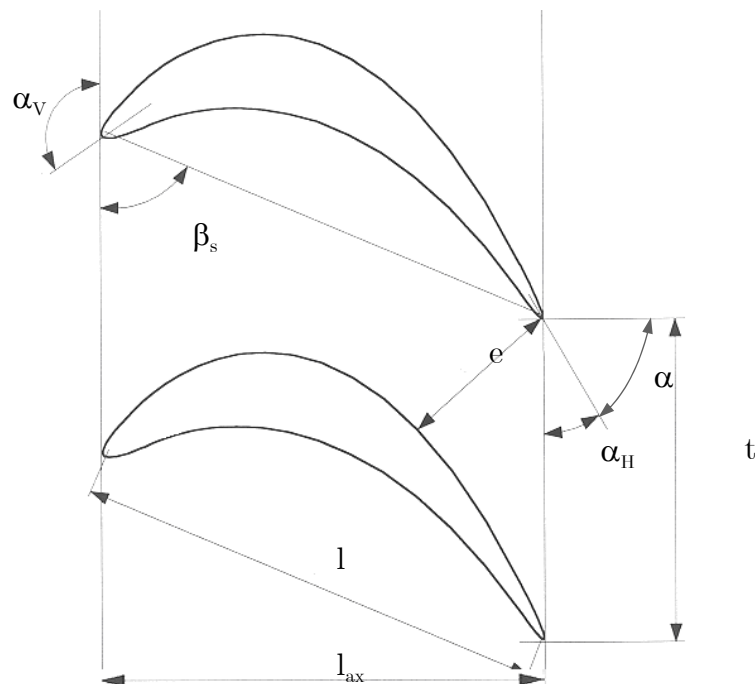


Abb. 4.1 Profilgeometrieparameter

#### 4.2.1 Auswirkungen der Profilparameter auf die Ablösung

Bei Gaudlitz [26] und Gombert [29] werden für das Profilierungsprogramm DeSIGN die entsprechenden Splineparameter vorgestellt. Über die Geometrieparameter kann jedoch nicht direkt das Grenzschichtverhalten abgeleitet werden. Daher ist eine Kombination mehrerer Parameter zu finden, die für die Darstellung und Bewertung einer Ablöse neigung deutlich aussagekräftiger ist. Im Laufe der Iterationen zur endgültigen Profilgestalt sind die nachfolgenden aerodynamischen und geometrischen Parameter identifiziert worden:

- Reynoldszahl auf der Saugseite
- Lage der maximalen Machzahl
- Krümmungsverlauf über der Profilsaugseite
- Profilbelastung

Die für eine Ablösung maßgebliche Reynoldszahl berechnet sich mit der Geschwindigkeit  $c_{\text{gaus}}$  am Austritt aus dem jeweiligen Gitter. Durch die sich nur geringfügig verändernde Temperatur des Strömungsmediums, kann von einer

konstanten dynamischen Viskosität  $\eta$  ausgegangen werden. Somit ist die Reynoldszahl gemäß

$$\text{Re} = \frac{\rho \cdot s \cdot c_{\text{gais}}}{\eta} \quad (4.1)$$

im vorliegenden Fall von der Dichte  $\rho$ , der Sehnenlänge  $s$  und einer Geschwindigkeit  $c$  abhängig. In [65] ist die Abhängigkeit der Ablösung von der Reynoldszahl beschrieben. Bei einer Verringerung der Reynoldszahl erhöht sich bei gleich bleibenden Randbedingungen die Gefahr der Strömungsablösung auf der Profiloberfläche. Entsprechend kann die Reynoldszahl im Rahmen der Auslegung über zwei Parameter, die Sehnenlänge  $s$  und über die Dichte  $\rho$  (abhängig vom Druck  $p$ ) im Gitter verändert werden. Die Sehnenlänge des Profils ergibt sich aus dem Staffelungswinkel  $\beta_s$  und der Gitterbreite  $l$ . Der Einfluss des Staffelungswinkels auf die Sehnenlänge ist im Vergleich zur Gitterbreite klein, so dass als maßgebliche Größe für eine Verringerung der Reynoldszahl die Gitterbreite betrachtet werden kann.

Die weite Rücklage der maximalen Machzahl macht es notwendig, die Krümmungsverteilung auf der Profilsaugseite im Bereich der Hinterkante zu erhöhen, um den entsprechenden Abströmwinkel zu erreichen. Konventionelle Profilgeometrien zeigen im Bereich der Hinterkante eine nur mäßige Krümmung. Je höher die Krümmung über der Hinterkante, desto größer ist die Gefahr der Grenzschichtablösung. Für das im Rahmen dieser Arbeit ausgelegte Profil wurde eine maximale Machzahl bei etwa 55 % der Profiltiefe gewählt

Im Rahmen der Auslegung wurden zwei grundlegend unterschiedliche Krümmungsverläufe erwogen. Einerseits eine konstant hohe Krümmung bis zur Profilhinterkante und andererseits eine negative Krümmung oder Rückkrümmung. Bei Erhöhung der Krümmung zur Hinterkante hin, wirken auf die Strömung ein negativer Druckgradient und eine Beschleunigung. Aufgrund der zu hohen Fluidgeschwindigkeit kann die Strömung der von der Schaufel vorgegebenen Kontur nicht mehr folgen. Die Strömung löst ab. Eine zu hohe Krümmung im Bereich der Schaufelhinterkante birgt die Gefahr der voll turbulent abgelösten Grenzschicht. Im anderen Extremfall, einer negativen Krümmung an der Profilwand, wird das Fluid durch die Kontur verzögert. Dies bewirkt eine Erhöhung des statischen Druckes und somit eine Verringerung des auf die Strömung wirkenden Druckgradienten. Somit besteht nicht die Gefahr, dass die Grenzschicht der Kontur nicht mehr folgen kann. Eine ausgeprägte vollturbulente Ablösung ist für die Auslegung der Versuchsturbine jedoch nicht gewünscht. Diese kann durch eine Ausblasung in die Grenzschicht nur in geringem Maße beeinflusst werden. Es muss also darauf geachtet werden, dass die an der Hinterkante abgelöste Grenzschicht mit geeigneten Methoden wieder zum Anlegen gebracht werden kann.

Auf der Profilsaugseite gibt das Maximum des Krümmungsverlaufes annähernd die Lage der maximalen Machzahl und somit des Druckminimums in der Profildruckverteilung an. Je weiter das Geschwindigkeitsmaximum an der Profilsaugseite zur Hinterkante verschoben wird, desto höher ist der rückwärtige Druckgradient und somit auch die Gefahr der Grenzschichtablösung. Im Rahmen der Auslegung ist die Lage der maximalen Machzahl bei verschiedenen Designkonzepten zwischen  $x_M = 40\% - 70\%$  verändert worden.

Darüber hinaus wurde der Einfluss des Teilungsverhältnisses auf die gewünschten Strömungsverhältnisse untersucht. Bei gleich bleibenden Strömungsbedingungen bedingt eine Erhöhung des Teilungsverhältnisses, dass die Strömung mechanisch weniger geführt ist und damit höhere Verluste durch Grenzschichteffekte produziert. In einem Schaufelgitter werden somit die Strömungsverluste entscheidend durch das Teilungsverhältnis  $t/l$  beeinflusst. Ein größeres Teilungsverhältnis führt dabei zunächst zu geringeren Profilverlusten, weil die benetzte Oberfläche und damit die in den Schaufelgrenzschichten auftretenden Reibungsverluste abnehmen. Auf der anderen Seite nehmen an den äußeren Kanalbegrenzungswänden, die dort erzeugten sogenannten Sekundärwirbel mit steigendem Teilungsverhältnis in ihrer Ausdehnung und Intensität zu, sodass ab einem bestimmten Teilungsverhältnis die durch die Sekundärwirbel verursachten Verluste die Verkleinerung der Reibungsverluste überkompensieren. Übliche Werte des Teilungsverhältnisses  $t/l$  liegen zwischen 0,6 und 0,8 [8]. Ein hohes Teilungsverhältnis reduziert zusätzlich den Einfluss der Druckseite des Leitschaufelprofils auf den Druckverlauf auf der gegenüberliegenden Saugseite. Dies ist mit dem großen geometrischen Abstand der beiden strömungsführenden Profilwände zu erklären.

#### 4.2.2 Ergebnisse der geometrischen Profilauslegung

Zur Verdeutlichung der Ergebnisse der aerodynamischen Auslegung werden die Ausgangskonfiguration der niedrig belasteten Niederdruckturbinenbeschaufelung des 2. Leitrades mit der neu gestalteten hochbelasteten Niederdruckturbinenbeschaufelung verglichen. In Abb. 4.2 sind die Schaufelprofile bei 50 % radialer Profilhöhe gegenüber gestellt.

Die Schaufelzahl des Ultra High – Lift Niederdruckturbinenleitrades hat sich von 102 auf 92 Schaufeln verringert. Das bedeutet eine Verringerung der Schaufelzahl um 10 %. Somit erhöht sich die Teilung  $t$  im Mittelschnitt auf 30,62 mm. Die Forderung einer Reynoldszahlreduzierung zur Erzeugung einer laminaren Ablöseblase ist über die Reduzierung des Eintrittstotaldruckes im Prüfstand und über die Verringerung der axialen Breite der Versuchsbeschaufelung umgesetzt worden.

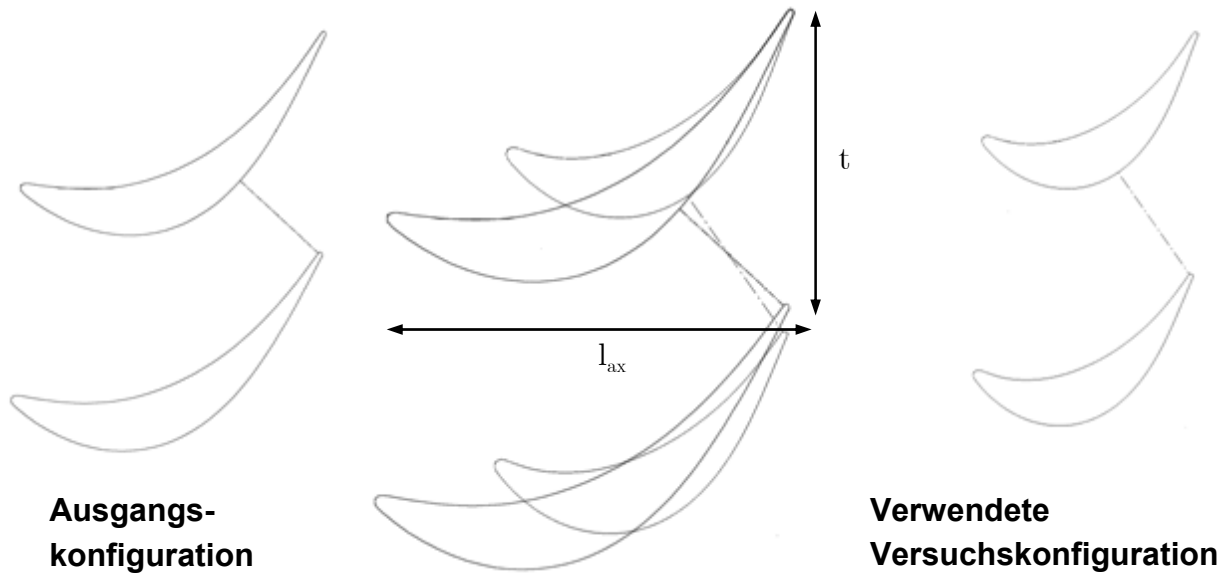


Abb. 4.2 Vergleich der Profilgeometrie von Ausgangskonfiguration zu Ultra High-Lift Beschauflung

Der Eintrittstotaldruck ist entsprechend Tab. 4.1 auf 500 mbar festgelegt, die axiale Profillänge  $x_M$  verringert sich auf 70 % des ursprünglichen Wertes. Damit reduziert sich die Reynoldszahl von  $Re = 200000$  auf  $Re = 66000$ . Durch die Profillänge und die Schaufelzahl ist auch das Teilungsverhältnis  $t/l$  festgelegt. Diese liegt bei  $t/l = 1,05$ . Dieser Wert liegt über dem des Ausgangsprofils mit einem  $t/l = 0,64$ .

Durch die konstanten Zu- und Abströmbedingungen und den festgehaltenen Reaktionsgrad sind die Zu- und Abströmwinkel des Schaufelgitters festgelegt. Diese ändern sich im Vergleich zur Basisbeschauflung nicht. Die berechnete Zweifelzahl der Beschauflung von  $Z = 1,46$  ist vergleichbar mit den Belastungen von Ultra High-Lift Beschauflung von Howell et al. [38]. Charakteristisch für eine Ultra High-Lift Beschauflung ist der hohe Anteil ungeführter Umlenkung. Ungeführte Umlenkung bedeutet, dass der Winkel der projizierten Engstelle nicht den endgültigen Strömungswinkel besitzt. Demnach muss die Strömung in einem Bereich, der nicht von Druck und Saugseite bedeckt ist, zusätzlich umgelenkt werden. Dies ist bedingt durch das hohe Teilungsverhältnis der Versuchsbeschauflung. Der hohe Anteil an ungeführter Umlenkung forciert zusätzlich eine Grenzschichtablösung.

Durch die schon besprochene geringe Beeinflussung der Druckseite des Profils auf den Profildruckverlauf der Saugseite, kann die Gestalt der Druckseite in Hinblick auf eine zukünftige messtechnische Instrumentierung und unter konstruktiven Gesichtspunkten gestaltet werden. Besonders im Bereich des Gehäuses wurde darauf geachtet, dass einer späteren Luftversorgung für die Grenzschichtbeeinflussung ausreichend Profilquerschnitt zur Verfügung steht. Daher ist im Gehäuseschnitt die Dicke des Profils erhöht worden. Im Nabenbereich konnte das Profil entsprechend verdünnt werden, da nur geringe Lasten auftreten. Die endgültigen Profilparameter sind in Tabelle Tab. A.5 angegeben.

### 4.2.3 Netzgenerierung

Zur numerischen Berechnung der Strömungsbedingungen mit TRACE\_s, wie auch mit anderen Strömungslösern, ist es notwendig, die zu berechnende Geometrie und die Strömungsrandbedingungen dem Programm vorzugeben. Abb. 4.3 zeigt die Geometrie des neu ausgelegten 2. Leitrades mit dem dazugehörigen Rechennetz.

Der Strömungsraum, beschrieben über die Geometrie des Ringraumes und der Profile, wird durch ein Rechennetz räumlich diskretisiert. Das vom Netzgenerator über finite Kontrollvolumen berechnete Netz besteht aus blockstrukturierten Hexaederezellen in einer OH- Struktur. Das O-Netz ist gekennzeichnet durch eine das Schaufelprofil umgebende geschlossene Netzstruktur, die unabhängig von der Strömung ist. Die O-Netzstruktur ermöglicht aufgrund der hohen Auflösung in Wandnormalrichtung größere Gradienten im Bereich der Profilgrenzschicht. Im Schaufelzwischenraum sowie im freien Ringraum im Zu- und Abströmbereich wird ein grobstrukturiertes H-Netz verwendet, da die zu erwartenden Gradienten in der Strömung im Verhältnis zu denen in der Grenzschicht klein sind.

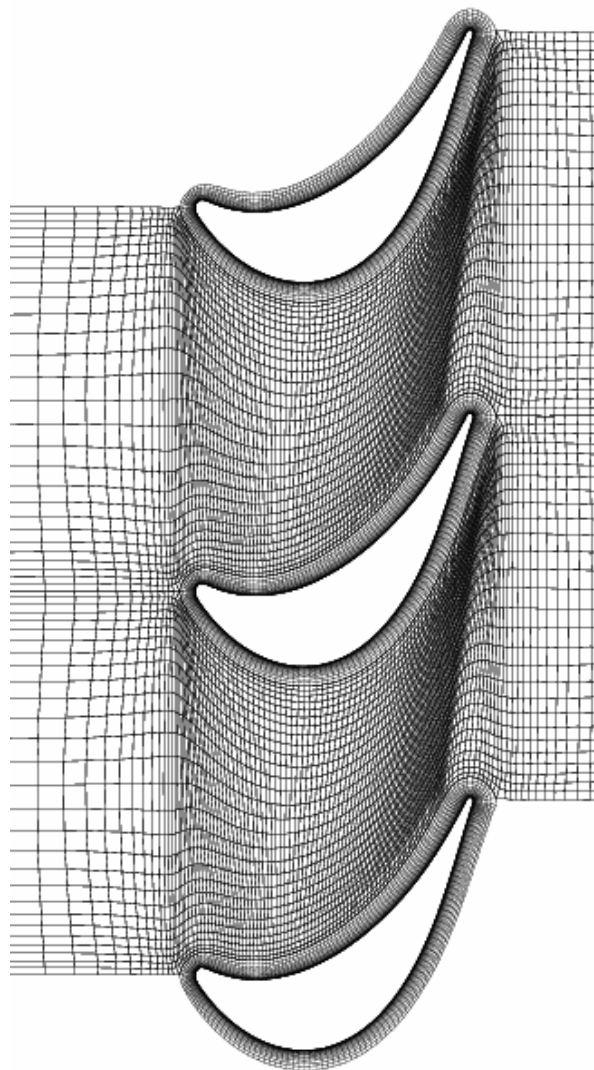


Abb. 4.3 OH-Rechennetz für Leitrad 2

Die exakte Erfassung des Grenzschichtverhaltens und der Transitionsvorgänge verlangt im Bereich des O-Netzes nach einem ausreichend dicken Netz. Hierbei ist die Spreizung wandnormal und tangential zur Wand so angepasst, dass die Grenzschicht in ihrer gesamten Dicke bis zum Ende der Transition und dem vollständigen Übergang ins turbulente Strömungsgebiet im O-Netz aufgenommen wird.

Das für die Auslegung der neuen Leitradbeschaufelung verwendete Rechengitter beinhaltet zwölf Blöcke. Ein Netzblock ist jeweils ein O- oder H-Netz. Für die drei Stufen ist ein O- und H-Netz je Leit- und Laufrad definiert.

Die Dichte der Gitternetzzenen wurde in Anlehnung an [43] gewählt. Das Gitternetz besteht in der Blade-to-Blade Ebene aus 7441 Knotenpunkten mit einer radialen Punktezahl von 65. Somit erfolgt die Berechnung einer Schaufelpassage auf 483665 Knotenpunkten. Die Grenzschicht wurde mit einem  $y^+$  von etwa  $0,8 - 1$  aufgelöst.

### 4.3 Bewertung des aerodynamischen Verhaltens

Die in Kapitel 4.2 vorgestellte Profilgeometrie zeigt über einen weiten Betriebsbereich ein den Anforderungen entsprechendes Verhalten der Strömung auf der Profilsaugseite. Es kann ab einer relativen Profiltiefe von 65 % auf der gesamten Profilhinterkante eine Ablösung im wandnahen Bereich erfasst werden. In Abb. 4.4 ist der berechnete Profildruckverlauf der Versuchsbeschaufelung bei drei radialen Höhen von 20 %, 50 % und 80 % dargestellt.

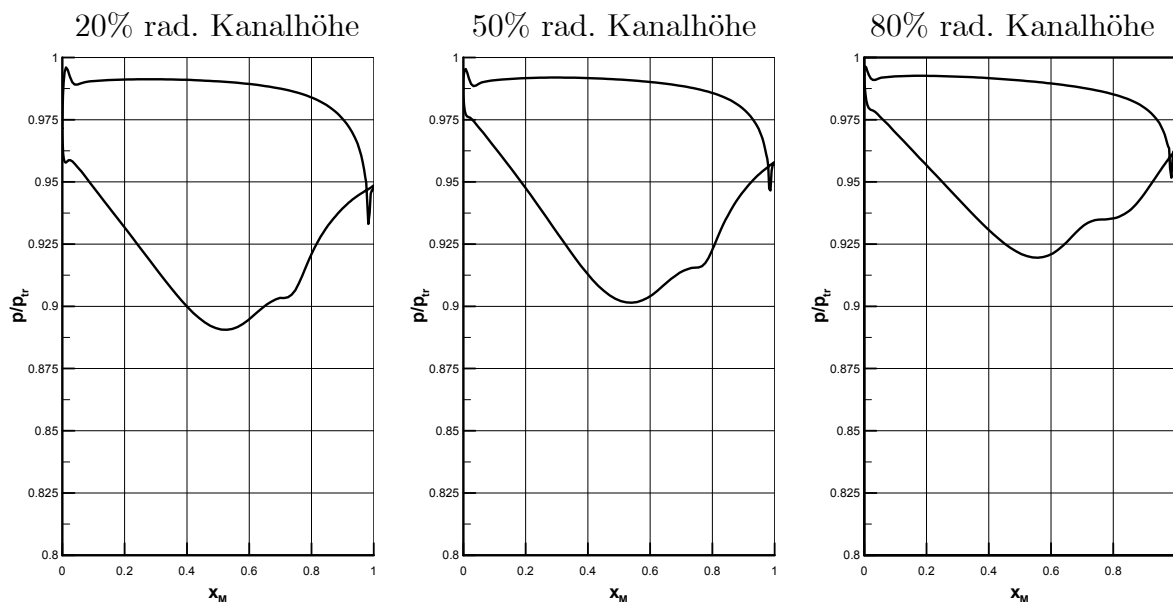


Abb. 4.4 Normierter statischer Profildruckverlauf bei 20%, 50% und 80% radialer Kanalhöhe

Die aerodynamische Last ist an der Nabe deutlich höher als am Gehäuse. Dies resultiert durch die geringere Umfangsgeschwindigkeit der vom vorhergehenden

Lauftrad kommenden Strömung. Daher muss, um einen über die Höhe gleichmäßigen Abströmwinkel zu erhalten, das Fluid an der Nabe stärker umgelenkt werden. Gegenteiliges gilt im Gehäusebereich bei 80 % radialer Kanalhöhe.

Über die gesamte Schaufelhöhe zeigt der in Abb. 4.4 dargestellte statische Profildruck den für eine abgelöste Strömung typischen Verlauf. Anschließend an den Punkt der maximalen Geschwindigkeit, der sich über der Schaufelhöhe bei 55 % axialer Breite befindet, erfolgt eine Rückverzögerung des Fluids bis zu  $x_M = 65$  %. Ab diesem Punkt ist es der laminaren Strömung nicht mehr möglich einen weiteren rückwärtigen Druckgradienten aufzunehmen und diese löst laminar ab. Dies äußert sich in einem Plateau im Druckverlauf, wie er in Abb. 4.4 zwischen 65 % und 75 % zu sehen ist und in der Literatur für Niederdruckturbinenprofile ebenso gezeigt werden kann [38]. Das aerodynamische Verhalten der Versuchsbeschaufelung ist über eine stationäre Strömungsrechnung bestimmt worden. Durch instationäre Effekte kann sich der Ablösepunkt jedoch stromauf oder -ab verschieben [67], [6], [2] oder die Ablösung unterdrücken.

Das ausgelegte Schaufelprofil besitzt wie in Abb. 4.5 a) gezeigt über der gesamten Saugseite eine abgelöste Strömung. Dies ist an den entgegen der Zuströmrichtung zeigenden Schaufelstromlinien zu sehen. Die Stärke der Ablösung ist so positioniert, dass ab einer axialen Breite von  $x_M = 75$  % nur eine sehr gering ausgeprägte Ablöseblase auf der Schaufelsaugseite bestehen bleibt. Daher verläuft der statische Profildruck ab diesem Punkt entsprechend der Kutta'schen Abflussbedingung an der Hinterkante des Versuchsprofils auf den gleichen Wert zusammen.

## 4.4 Auswirkungen einer Störung der Grenzschicht

Im Rahmen der Auslegung wurde die Ausblasung zur Beeinflussung des Grenzschichtumschlages mit Hilfe der numerischen Berechnung der Strömung untersucht. Die Berechnung des Strömungsverlaufes auf dem Profil erfolgt bei der Simulation einer Ausblasung über einen vollturbulenten Ansatz. Das bedeutet, dass die Zuströmung ab ihrem Auftreffen auf die Profilgeometrie numerisch eine turbulente Grenzschicht besitzt. Physikalisch betrachtet ist dieser Fall nicht möglich. Am Staupunkt des Schaufelprofils entsteht eine laminare Grenzschicht, die stromab turbulent umschlägt. Eine aktive Grenzschichtkontrolle beeinflusst den laminar-turbulenten Umschlag und damit die Ablösung der Grenzschicht intensiver, als eine passive Grenzschichtkontrolle. Im vorliegenden Fall der aktiven Grenzschichtkontrolle wurde in einer Rechnung mit vollturbulenten Modellen eine passive Grenzschichtkontrolle mit der Beeinflussung der Strömung über die gesamte Profildbreite simuliert. Je nach Geometrie, Art und Anordnung der verwendeten Ausblasekonfigurationen entstehen stark dreidimensionale Phänomene und Wirbelstrukturen in der Grenzschicht und der Strömung. Entsprechende Mischungs-

und Verdrängungseffekte können unter Zuhilfenahme des verwendeten Berechnungsmodells jedoch nicht berücksichtigt werden. Durch die bisher noch nicht optimierte Position und Geometrie der Ausblasebohrungen, die in einer nachfolgenden Studie noch experimentell ermittelt werden muss, zeigt die numerische Strömungssimulation die Tendenz einer Kontrolle bei verschiedenen Kontrollmechanismen. In Abb. 4.5 ist der Verlauf der Wandstromlinien über das zweite Leitrad dargestellt.

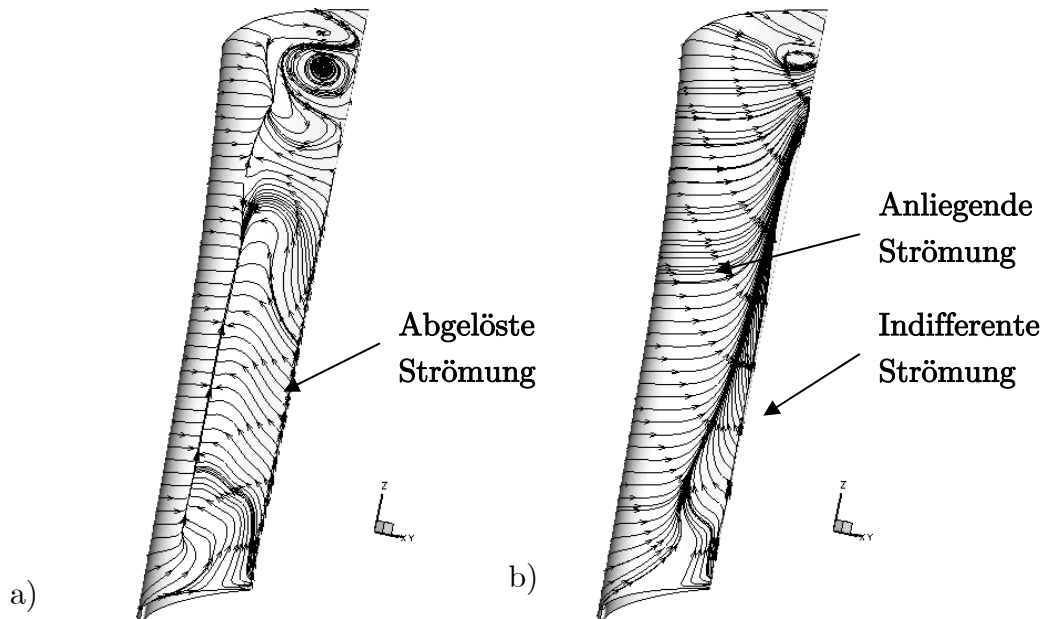


Abb. 4.5 Stromlinienverlauf auf Profilsaugseite zur Bewertung des Einflusses einer simulierten Grenzschichtbeeinflussung durch statische Ausblasung: a) transitionell, b) voll turbulent

Der Form der Wandstromlinien kann entnommen werden, dass durch eine erhöhte Turbulenz der Strömung diese über weite Bereiche der Schaufelhinterkante zum Anliegen gebracht werden kann. Bis zu einem Bereich von 15 % Profilhöhe besteht weiterhin eine turbulente Ablösung, sichtbar an den Stromlinien, die neben einer radialen Geschwindigkeitskomponente auch eine Rückströmungskomponente aufweisen. Ein kleineres Gebiet mit indifferenter Strömung sowie sehr kleinen Strömungsgeschwindigkeiten auf der Schaufel in axialer Richtung schließt sich bis zu einer Schaufelhöhe von 60% an. Dieser Bereich ist nicht kritisch, da die Strömung zur Hinterkante wieder anliegt und damit der definierte Abströmwinkel erreicht wird.

In Abb. 4.5 ist die Verringerung der sekundären Wirbelstrukturen im Gehäusebereich deutlich sichtbar. Die radialen Gradienten im Naben- und Gehäusebereich können zwar nicht vermieden werden, der Einfluss auf die Grenzschicht wird jedoch geringer. Dies ist auf die stabileren Strömungsbedingungen in turbulenten Strömungen zurückzuführen. Hier können der Druckgradient an der Hinterkante und auch orthogonal zur Strömungsrichtung anliegende Gradienten besser kompensiert werden.



Neben dem Wandstromlinienverlauf können aus dem Vergleich des Profildruckverlaufes weitere Aussagen über die Veränderung der Profilmströmung bei Berechnung mit Transitionsmodell und einem voll turbulenten Strömungsmodell getroffen werden. Der Druckverlauf des zweiten Leitrades bei 50 % Kanalhöhe zwischen der Auslegungsrechnung mit Transitionsmodell und einer vollturbulenten Rechnung ist in Abb. 4.6 dargestellt.

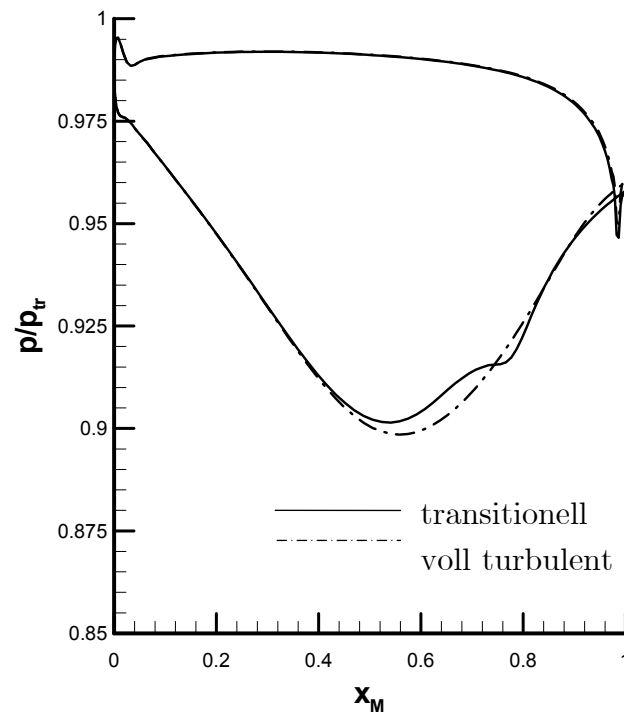


Abb. 4.6 Gegenüberstellung des Profildruckverlaufes: transitionell – voll turbulent bei 50% Kanalhöhe

Im Bereich der Ablösung bei  $x_M = 65-70\%$  kann bei vollturbulenter Rechnung eine Verringerung bzw. ein Verschwinden der Ablösung festgestellt werden. Das typische Plateau in der Druckverteilung, das in den Berechnungen mit Grenzschichtablösung auftritt, ist nicht mehr vorhanden. Betrachtet man die Lage des Druckminimums, was auch dem Geschwindigkeitsmaximum entspricht, so verschiebt sich dieses durch die wieder anliegende Grenzschicht. Somit ist davon auszugehen, dass bei Erfassung des statischen Druckes auf der Profilsaugseite die Auswirkung einer Grenzschichtbeeinflussung und damit Verringerung einer laminaren Ablösung gegenüber einer abgelösten Grenzschicht deutlich sichtbar gemacht werden kann. Einerseits ist dies in einer Verminderung des typischen Plateaus im Druckverlauf, andererseits in einer Erhöhung des statischen Druckes im Bereich der maximalen Geschwindigkeit zu erkennen.



# 5 Versuchskonfigurationen und Versuchsablauf

## 5.1 Untersuchte Turbinenkonfigurationen

In Kapitel 4 wurde bereits die aerodynamische Auslegung der zu untersuchenden hochbelasteten Leitschaufelreihe 2 beschrieben. Demnach können die Gittergeometriedaten für die untersuchte dreistufige Versuchsturbine unter Berücksichtigung der aerodynamischen Auslegung von Gombert [29] in Tab. 5.1 zusammengefasst werden [21].

Schaufelgitter	VLG	LE1	LA1	LE2	LA2	LE3	LA3
Schaufelzahl	100,00	102,00	96,00	92,00	96,00	102,00	96,00
ax. Schaufelbreite [mm]	28,00	28,00	27,08	22,05	28,37	30,39	25,98
Sehnenlänge [mm]	30,70	33,46	38,14	29,90	41,13	40,54	37,35
max. Profildicke [mm]	2,86	3,97	6,23	6,54	5,59	5,47	5,60
Schaufelhöhe [mm]	145,00	109,21	123,07	134,69	139,24	141,07	141,39
Höhen-Seitenverhältnis	4,72	3,26	3,23	3,18	3,39	3,48	3,79
Gitterumlenkung [°]	44,4	84,4	77,1	81,50	80,90	81,30	72,80

**Tab. 5.1 Gittergeometriedaten**

Die konstruktive Umsetzung im Hinblick auf verschiedene Befestigungsmöglichkeiten und Schaufelfußvarianten beschreibt Eymann in seiner Arbeit [22] sowie Albrecht [1]. Hier wird ebenfalls auf Fertigungsmöglichkeiten und „Auswirkungen auf den Versuchsbetrieb“ eingegangen.

Ausgehend von dem vorgestellten Niederdruckturbinenprofil wurden zur Untersuchung in der NMT vier unterschiedliche Leitschaufelkonfigurationen aufgebaut. Hieraus resultiert ein segmentiertes Turbinenleitrad mit vier Sektoren gleicher Schaufelzahl. Die Sektoren haben je Konfiguration 23 Schaufeln. Das in Sektoren aufgebaute Leitrad ist in Abb. 5.1 dargestellt.

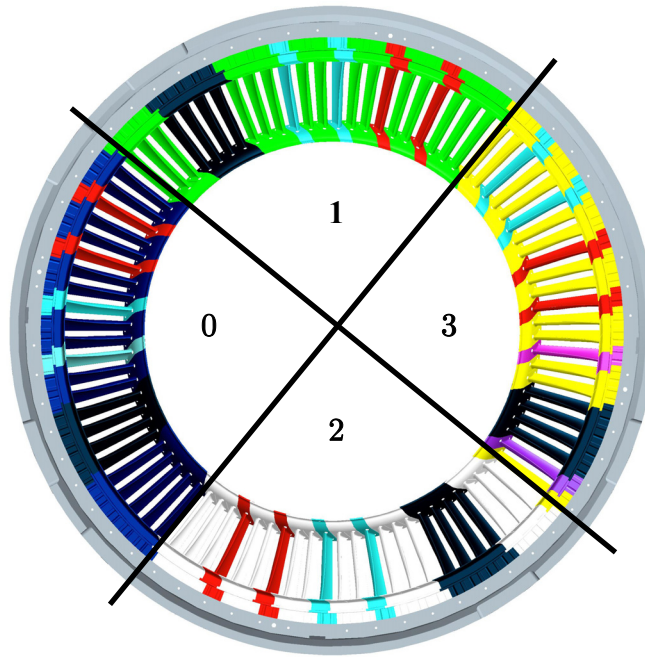


Abb. 5.1 Segmentiertes Leitrad Versuchsturbine mit Konfigurationsnummern

Die gebohrten Leitschaufelkonfigurationen sind mit jeweils 8 zylindrischen Bohrungen versehen. Diese weisen fertigungsbedingt einen Bohrungsdurchmesser von 0,8 mm auf. Da aus Kaskadentests [7] die Untersuchungen an skalierten Schaufelprofilen mit einem Bohrungsdurchmesser von 1 mm durchgeführt wurden, wurde in Vorstudien die Wirksamkeit einer Ausblasung im zu untersuchenden Profil mit einem Bohrungsdurchmesser von 0,8 mm gezeigt [70]. Ein Segment der Versuchsbeschaukelung mit Ausblaseposition und -verteilung ist in Abb. 5.2 mit einer Ausschnittsvergrößerung exemplarisch dargestellt.

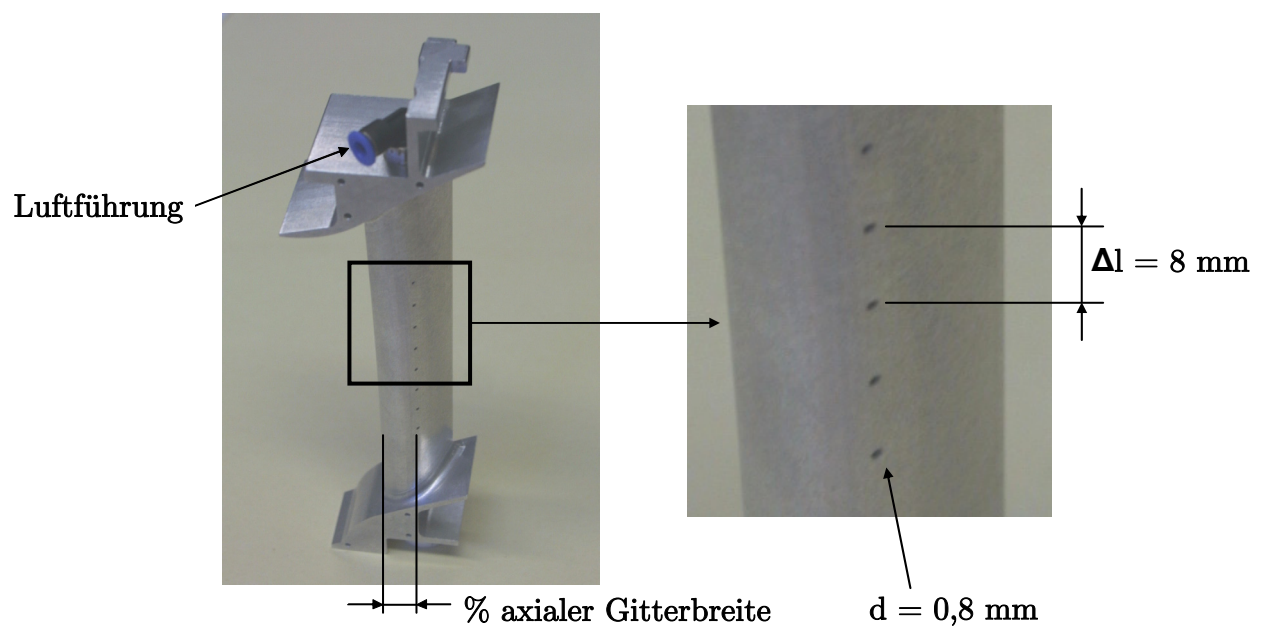


Abb. 5.2 Versuchsbeschaukelung Leitrad 2 mit Ausblasebohrungen

Ebenso wie die Vorgaben aus der Literatur für den Bohrungsdurchmesser, wurde der bezogene Bohrungsabstand  $\Delta l/d_{\text{aus}} = 10$  realisiert [53]. Somit soll die Vergleichbarkeit mit vorhandenen Messungen gewährleistet werden, sowie die Einflussfaktoren (Abstand, Position, Durchmesser) auf ein bekanntes Minimalmaß gesenkt werden.

Die Bohrungen sind symmetrisch um die 50 % Stromlinie des Schaufelprofils angeordnet. Somit wird der Bereich zwischen 30 % und 70 % radialer Höhe beeinflusst. Durch die Verteilung der Bohrungen, kann neben dem Einfluss der Ausblasung auf die Strömungsablösung im Mittelschnitt des Schaufelprofils auch die Wechselwirkung zwischen Ablösung, unbeeinflusster Strömung und Seitenwandeffekten bestimmt werden.

Folgende Leitschaufelkonfigurationen wurden im Leitrad verbaut

- Konfiguration 0: Referenzkonfiguration
- Konfiguration 1: extern versorgte statische Ausblasung
- Konfiguration 2: extern versorgte statische Ausblasung
- Konfiguration 3: durchbohrte Leitschaufel

### **Konfiguration 0**

Die Konfiguration 0 stellt die Basiskonfiguration des neu erstellten hochbelasteten Niederdruckturbinenprofils dar. Es weist keinerlei zusätzliche Modifikationen auf.

### **Konfiguration 1**

Um den Einfluss einer statischen Ausblasung zu untersuchen, sind bei dieser Konfiguration Ausblasebohrungen mit einem Bohrungsdurchmesser  $d_{\text{aus}} = 0,8$  mm und einem Bohrungsabstand  $\Delta l = 8$  mm auf der Profilsaugseite eingebracht. Die Position der Ausblasebohrungen ist bei  $x_M = 55$  %. Dies entspricht einer Position von ca. 10 % axialer Profildicke  $x_M$  vor der numerisch vorhergesagten Ablöseposition (Kapitel 3).

### **Konfiguration 2**

Entsprechend Konfiguration 1 sind bei Konfiguration 2 die Ausblasebohrungen mit einem Bohrungsdurchmesser  $d_{\text{aus}} = 0,8$  mm und einem Bohrungsabstand  $\Delta l = 8$  mm auf der Saugseite des Versuchsprofils eingebracht. Die Position liegt bei  $x_M = 60$  %. Bezogen auf Konfiguration 1 kann auf diese Weise der Einfluss der Ausblaseposition auf die Strömungsablösung erfasst werden.

### **Konfiguration 3**

Hierbei soll der natürliche Druckgradient zwischen Druck und Saugseite des Schaufelprofils zur Beeinflussung der Strömung ausgenutzt werden. Die Leitschaufeln

sind hierfür flächennormal von Saug- auf Druckseite durchbohrt worden. Saugseitig befinden sich die Bohrungen bei  $x_M = 55\%$ . Der Bohrungsdurchmesser beträgt  $d_{\text{aus}} = 0,8$  mm bei einem Bohrungsabstand von  $\Delta l = 8$  mm.

In Tab. 5.2 sind die für die Untersuchung maßgeblichen Auslegungsparameter der unterschiedlichen Konfigurationen zusammengefasst.

Konfiguration	1	2	3
Axiale Position der Bohrungen [%]	55	60	55
Bohrungszahl	8	8	8
$\Delta l/d_{\text{aus}}$	10	10	10
Winkel zur Oberfläche [°]	45	45	90
Winkel zur Strömungsrichtung [°]	0	0	0
Bohrungsdurchmesser $d_{\text{aus}}$ [mm]	0,8	0,8	0,8
Einflussparameter	Position	Position	Schaufeldurchbohrung

**Tab. 5.2 Definition Schaufelgeometrien Konfigurationen 1, 2 und 3**

## 5.2 Versuchsablauf

Alle nachfolgend vorgestellten experimentellen Untersuchungen wurden unter den Auslegungsbedingungen für die Ultra High-Lift Beschaufelung durchgeführt. Zur Regelung des Betriebspunktes wurde der quasistatische Druck im Zuströmessel, sowie das Turbinendruckverhältnis verwendet. Somit konnte sichergestellt werden, dass die Reynoldszahl und die Stufenbelastung der Versuchsbeschaufelung an den unterschiedlichen Versuchstagen im Rahmen der Messgenauigkeit als gleich bezeichnet werden kann.

Zur Klärung der Auswirkungen einer Grenzschichtbeeinflussung durch Ausblasen von Sekundärluft auf der Profilsaugseite, im Folgenden als Grenzschichtbeeinflussung bezeichnet, auf das Verhalten der abgelösten Grenzschicht, fand eine Variation der Ausblaserate an Konfiguration 1 und 2 statt. Die Strömungsfelduntersuchungen im Abströmbereich der zu untersuchenden Beschaufelung wurden in Messebene 7, senkrecht zur Maschinenachse durchgeführt. Hinter jeder Konfiguration wurden zwei Messgitter vermessen. Diese sind in Abb. 5.3 dargestellt.

Zur Festlegung der zu untersuchenden Bereiche und der optimalen Auflösung der verwendeten Messgitter, wurde ein zwei Teilungen der Versuchsbeschaufelung

überspannendes Messgitter, wie in Abb. 5.3 dargestellt, vermessen. Das Messgitter A umfasst 255 Messpunkte. 15 Messpunkte mit einem radialen Abstand von  $\Delta r = 8$  mm sowie 17 Messpunkte in Umfangsrichtung mit einem Winkelabstand von  $\Delta\varphi = 0,5^\circ$ . Somit kann eine relative Kanalhöhe von 12 % bis 97 % vermessen werden. Die Erfassung mehr als 2 Schaufelteilungen erlaubt es, eine Aussage über die Periodizität der Versuchsbeschaufelung im zu untersuchenden Bereich zu treffen. Auftretende Effekte basierend auf eventuellen Unsymmetrien in der Versuchsbeschaufelung werden erfasst und bei der Auswertung berücksichtigt.

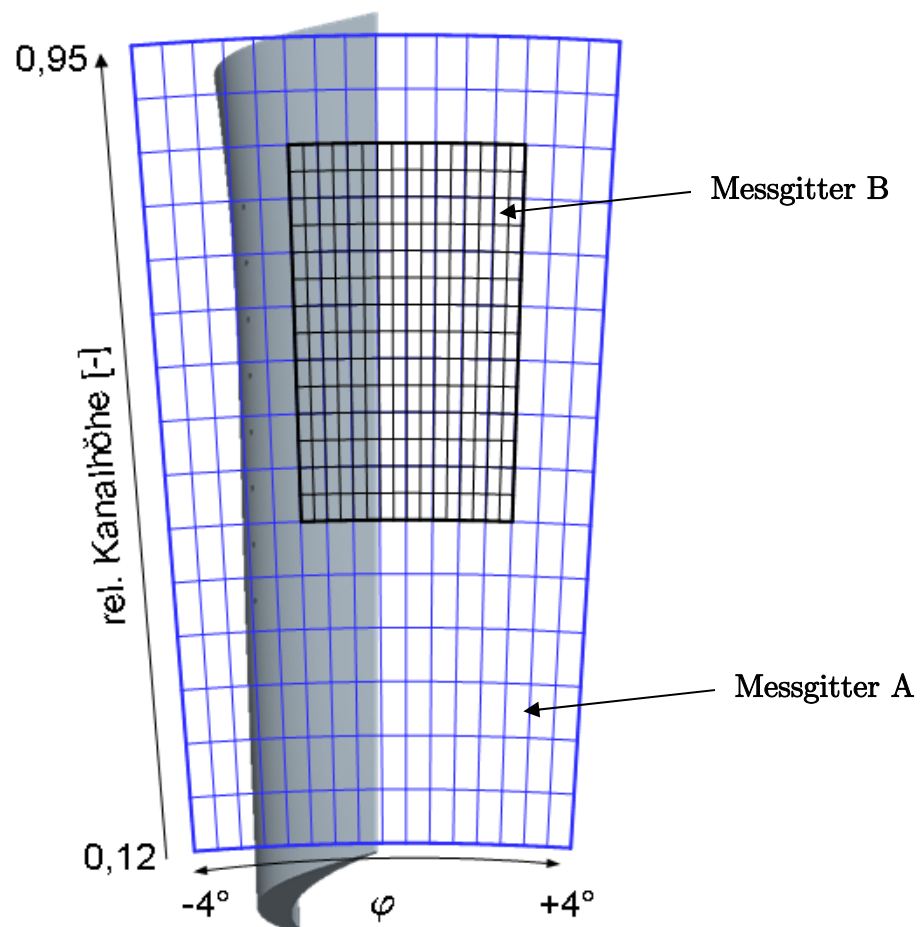


Abb. 5.3 Messgitter bei Vermessung der Leitradabströmung mittels Sonden

Zur Untersuchung der strömungsdynamischen Phänomene bei Grenzschichtbeeinflussung wurde das Messgitter sowohl in radialer Schrittweite, als auch in Winkelschrittweite verkleinert.

Die Auswahl des Messrasters erfolgte unter Berücksichtigung der Randbedingungen für die Auflösbarkeit der zu erwartenden Strömungsphänomene mit der vorhandenen Messtechnik. Einflüsse der Ausblasebohrungen werden durch den halben Gitterabstand aufgelöst. Zudem wurde das Messgitter angepasst an die Sondengröße

(Kopfdurchmesser 3mm) gewählt. Es ergeben sich somit im Messgitter B eine radiale Schrittweite von  $\Delta r = 4 \text{ mm}$  und ein Winkelabstand des Messgitters von  $\Delta\varphi = 0,25^\circ$ . Um die für die Untersuchung relevanten Bereiche der Strömung abzudecken, wird das Messgitter B in einem Bereich von 41 % bis 85 % relativer Kanalhöhe positioniert. Somit kann einerseits die Auswirkung der Grenzschichtbeeinflussung im Bereich der Kanalmitte untersucht werden, andererseits aber auch Aussagen über die Interaktion der Ausblasung mit einem nicht beeinflussten Bereich am Gehäuse getroffen werden.

### 5.3 Berechnung der Ausblase- und Profilparameter

Zur Bestimmung des Verhaltens der Ausblasekonfigurationen in allgemeiner Form ist es zweckmäßig, dimensionslose Kennzahlen einzuführen. Ein wesentlicher Parameter, der die Ausblasung charakterisiert, ist die Ausblaserate BR. Diese beschreibt das Verhältnis der Massenstromdichte der Ausblaseluft zur Hauptströmung.

$$BR = \frac{\rho_{\text{aus}} \cdot c_{\text{aus}}}{\rho_{\infty} \cdot c_{\infty}} \quad (5.1)$$

Diese allgemeine Definition findet in der Literatur [45], [84], [71], [48] durchweg Anwendung. Hierbei ist jedoch darauf zu achten, unter welchen Bedingungen die unterschiedlichen Massenstromdichten bestimmt werden. Im vorliegenden Fall wurde zur Berechnung der Ausblaserate während der Messung mit Hilfe einer Messblende der Gesamtausblasemassenstrom bestimmt. Die Blende ist, wie in Kapitel 3.3 beschrieben, im System der Sekundärluftversorgung installiert. Die Berechnung des Ausblasemassenstroms erfolgt entsprechend DIN 1952. Somit lässt sich die Massenstromdichte für die ausgeblasene Luft folgendermaßen ermitteln:

$$\rho_{\text{aus}} \cdot c_{\text{aus}} = \frac{\dot{m}_{\text{aus}}}{A_{\text{aus,ges}}} \quad (5.2)$$

Allgemein kann basierend auf der Bestimmung der Hauptmassenstromdichte zwischen zwei Arten von Ausblaseraten unterschieden werden. Einerseits die flächenbezogene Ausblaserate BR, bei welcher die eingebrachte Ausblaseluft auf die Hauptströmungsbedingungen an einem fiktiven Gittereintrittsquerschnitt bezogen wird



$$BR = \frac{\left( \frac{\dot{m}_{\text{aus}}}{A_{\text{aus,ges}}} \right)}{\left( \frac{\dot{m}_{\text{ges}}}{A_{\text{ein}}} \right)} \quad (5.3)$$

und einer aerodynamischen Ausblaserate  $BR_{\infty}$

$$BR_{\infty} = \frac{\left( \frac{\dot{m}_{\text{aus}}}{A_{\text{aus,ges}}} \right)}{(\rho_{\infty} \cdot c_{\infty})} \quad (5.4)$$

Unter Zuhilfenahme der lokalen gemessenen Drücke und Temperaturen am Eintritt  $p_{t,\text{ein}}$  und  $T_{t,\text{ein}}$  im Bereich der Zuströmung zum untersuchten Leitgitter und des Schaufelprofildruckes  $p_1$  kann eine lokale Ausblaserate berechnet werden. Hierfür wird die Hauptmassenstromdichte an der Ausblaseposition bestimmt über

$$\rho_{\infty} \cdot c_{\infty} = \left( \frac{p_1}{R \cdot \left( \frac{T_{t,\text{ein}}}{1 + \left( \frac{p_{t,\text{ein}}}{p_1} \right)} \right) \cdot \frac{R}{c_p}} \right) \cdot \sqrt{\left( \frac{p_{t,\text{ein}}}{p_1} - 1 \right) \cdot \frac{2 \cdot R \cdot T_{t,\text{ein}}}{\left( 1 + \left( \frac{p_{t,\text{ein}}}{p_1} - 1 \right) \cdot \frac{R}{c_p} \right)}} \quad (5.5)$$

Für die Untersuchungen wurde die flächenbezogene Definition der Ausblaserate  $BR$  verwendet. Der Einfluss der unterschiedlichen Berechnungsmethoden ist in Kapitel 7.1.2 gezeigt.



# 6 Messtechnik

## 6.1 Aufbau des Messsystems am Nieder-Machzahl-Turbinenprüfstand

Zur Beschreibung von Betriebs- und Strömungszuständen in einer Turbine ist die Kenntnis verschiedener thermodynamischer Zustandgrößen in einzelnen Turbinenbereichen notwendig. Maßgebliche Messgrößen sind hier Druck und Temperatur. Diese ermöglichen es, weiterführende Größen, wie beispielsweise Turbinenwirkungsgrad oder Strömungsgeschwindigkeiten, zu ermitteln. Weiterhin dienen diese Messgrößen zur Einstellung von Betriebszuständen des Prüfstandes. Die am Nieder-Machzahl-Turbinenprüfstand verwendete Messtechnik wird im nachfolgenden Kapitel beschrieben. Um eine weitgehende Entkoppelung von Betriebsmesstechnik und Versuchsmesstechnik zu erreichen, ist die NMT am Institut für Luftfahrtantriebe mit einer dezentralen Messwerterfassungseinrichtung ausgerüstet, wie in Abb. 6.1 dargestellt.

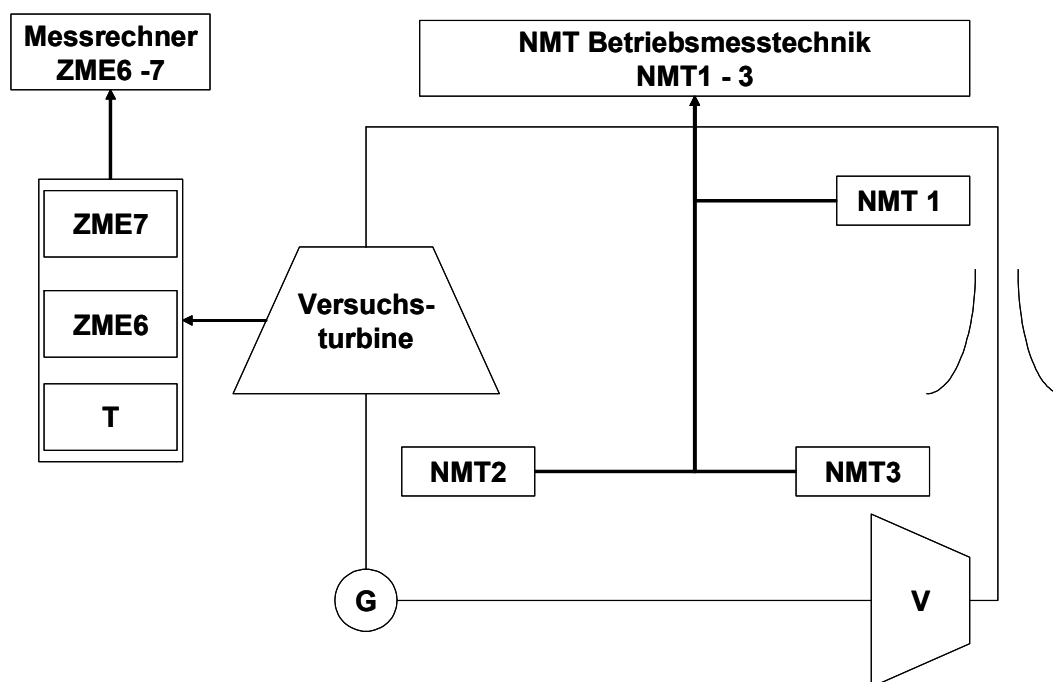


Abb. 6.1 Schematische Darstellung der Verschaltung von Druckaufnehmern an der NMT

### 6.1.1 Betriebsmesstechnik

Die NMT ist zur Betriebsüberwachung mit über 100 Druckmessstellen instrumentiert, die an drei unterschiedlichen Stellen der Versuchsanlage zusammengeführt und von dort aus an einen für die Überwachung zuständigen PC zur Weiterverarbeitung übersendet werden.

Ebenso wie die Druckmessungen werden Temperaturmessstellen in den drei Messerfassungspunkten direkt verarbeitet und von dort weitergeleitet. Gerade die Überwachung von Temperaturen von Wärmetauschern und Ölaggregaten ist für die Betriebssicherheit unabdingbar. Einen Überblick der zum Betrieb des Prüfstandes installierten Messtechnik gibt Kuhn [44].

### 6.1.2 Drehmomentbestimmung

Zur Bestimmung des Drehmoments ist im Abtriebsstrang der NMT eine Drehmomentmessnabe der Firma Magtrol installiert. Bei einem Nennbereich von 2000 Nm erlaubt es die Messnabe das Drehmoment auf 0,1 % FS zu bestimmen. Damit ergibt sich eine Messunsicherheit von 2 Nm für die Bestimmung des Drehmoments. Gerade bei geringen Druck- und somit auch Temperaturverhältnissen über die Versuchsturbine ist die installierte Drehmomentmessnabe eine wichtige Voraussetzung für eine ausreichend genaue Wirkungsgradbestimmung.

### 6.1.3 Versuchsmesstechnik

Entgegen der dezentralen Struktur der Betriebsmesstechnik, erfolgt die Erfassung von Druck und Temperatur lokal.

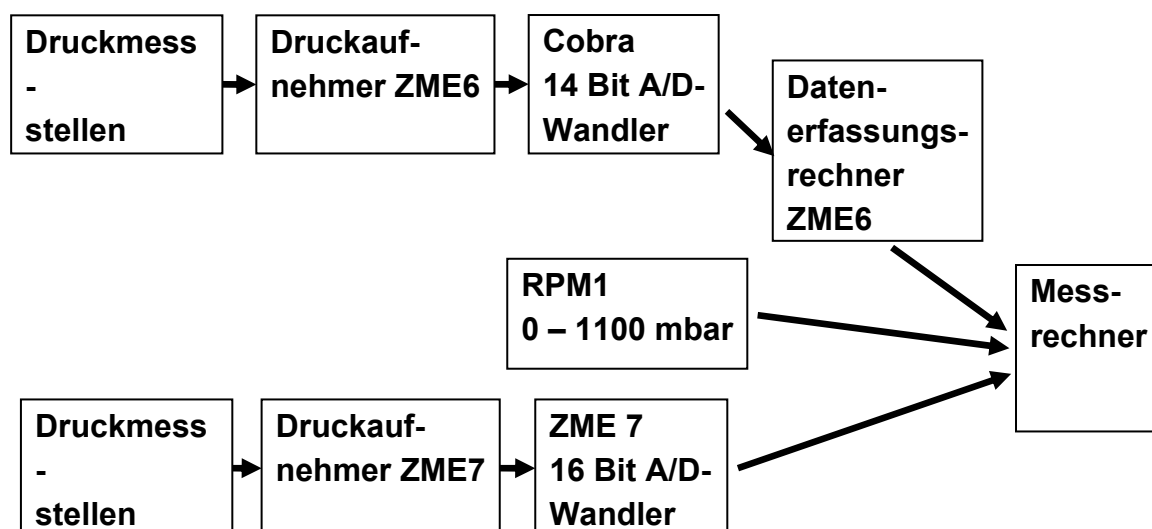


Abb. 6.2 Schematische Darstellung der Messsystemverschaltung

In Abb. 6.2 ist die Messsystemverschaltung für die Druckmessung am Niedermachzahl-Turbinenprüfstand schematisch dargestellt. Für die Druckmessung bestehen 2 unterschiedliche Messsysteme, die einerseits mittels Einzeldruckdosen bei der Zentralen Messwerterfassungseinrichtung 7 (ZME 7), andererseits über 7 Druckmessdosen mit mechanischem Umschalter mit je 48 Druckmessstellen (ZME 6) gemessen werden.

Der Aufbau der Druckmesskette bei der ZME6 basiert auf einem in sich geschlossenen Messablauf, wobei die Drücke über die 7 Druckmessdosen aufgenommen und über den Cobra 14 bit A/D Wandler an den Datenerfassungsrechner der ZME6 übertragen werden. Die Umwandlung in physikalische Werte wird dort über vorher hinterlegte Kalibrierkurven der Druckaufnehmer durchgeführt und im Abschluss dem Messrechner zur Verfügung gestellt.

Die Messung der 128 Einzeldruckdosen der ZME 7 erfolgt gegen einen Referenzdruck. Diese sind aufgeteilt in Module von je 16 Druckmessstellen mit Druckbereichen von 4 x 175 mbar, 3 x 350 mbar und 1 x 1000 mbar Druckbereich. Die Module bestehen jeweils aus einem Druckaufnehmer und einem A/D Wandler. Entsprechend dieses Aufbaus erhöht sich die Genauigkeit der Messkette verglichen mit der ZME 6 (siehe Kapitel 6.6). Gleichzeitig ist die Messzeit der eingebauten Einzeldruckdosen um ein vielfaches geringer. Dementsprechend wird die ZME 7 zur Bestimmung des Strömungsfeldes der zu untersuchenden Leitschaufelreihe mit Ausblasebohrungen verwendet. Eine schematische Aufstellung der Verschaltung der Druckaufnehmer ist in Abb. 6.3 zusammengefasst.

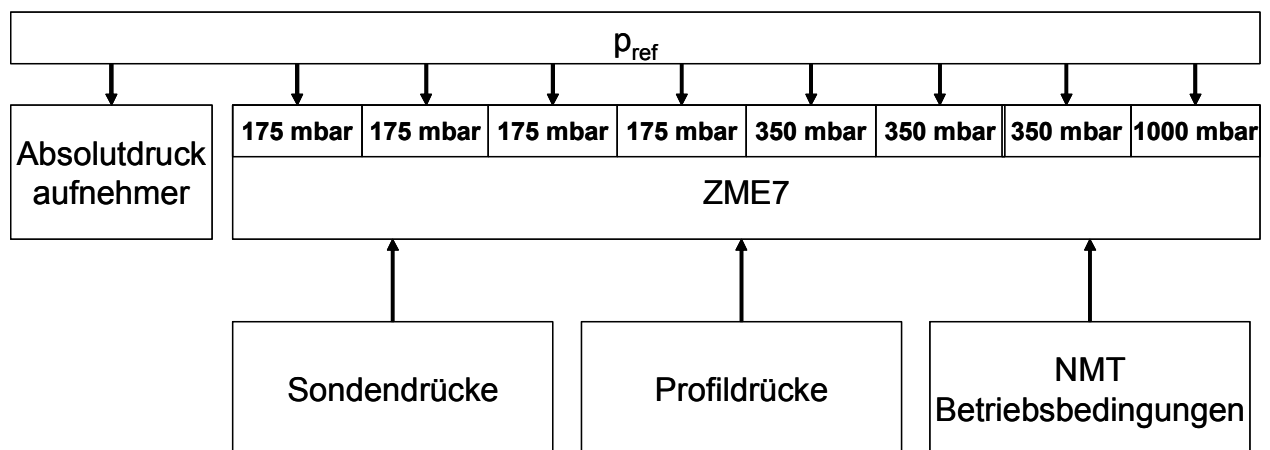


Abb. 6.3 Schematische Darstellung der Druckbelegung ZME7

Um Aussagen für einen Absolutdruck möglich zu machen, muss im Messsystem der Absolutwert eines Referenzdrucks bekannt sein. Hierzu wird ein Absolutdruckaufnehmer vom Typ „RPM1“ mit einem Messbereich von 0 – 1100 mbar eingesetzt.

Zur optimalen Ausnutzung der zur Verfügung stehenden Messtechnik, ist auf die Verschaltung der Druckaufnehmer besonderes Augenmerk gelegt worden. Zur Vermessung des Abströmfeldes der zweiten Leitschaufelreihe der Versuchsturbine in Messebene 7 wird pneumatische Druckmesstechnik eingesetzt. Diese muss aufgrund des geringen abgebauten Druckverhältnisses über die Versuchsturbine sehr geringe Druckunterschiede auflösen können. Um die Verwendung des kleinsten zur Verfügung stehenden Druckaufnahmebereich der ZME7 zu ermöglichen, wird durch den abgesenkten Betriebsdruck im Prüfstand als Referenzdruck nicht der herrschende Umgebungsdruck verwendet, sondern ein quasistatischer Druck im Zuströmkessel des Prüfstandes  $p_{\text{ref}} = p_{\text{ein}}$  definiert.

Ein weiterer Vorteil dieser Instrumentierungsmethode liegt im gleichen Verhalten von Eintritts-Referenzdruck und gemessenem Druck in Messebene 7. Bei gleichbleibendem Druckverhältnis zwischen Eintritt und Austritt der Versuchsturbine, welches von der Leistung des nachgeschalteten Verdichters abhängig ist und unabhängig vom Umgebungsdruck, führen Schwankungen im Eintrittsdruck zu gleichen Offsets an der Messebene, d.h. zu einem gekoppelten Verhalten der Strömung zum Betriebsdruck, aber einem unabhängigen Verhalten zum Umgebungsdruck. Neben der Druckmessanlage ist es an der NMT möglich bis zu 64 Temperaturen simultan zu erfassen. Der Aufbau der Temperaturmesskette ist in Abb. 6.4 schematisch dargestellt. Die Thermoelemente vom Typ K werden gegen eine 0 °C Vergleichsmessstelle gemessen und mittels eines 16 bit A/D – Wandlers an die Messsoftware übergeben [56]. Die Umrechnung der ermittelten Thermospannung auf physikalische Werte erfolgt mittels hinterlegter Kalibrierkurven im Datenerfassungsrechner der ZME 6.

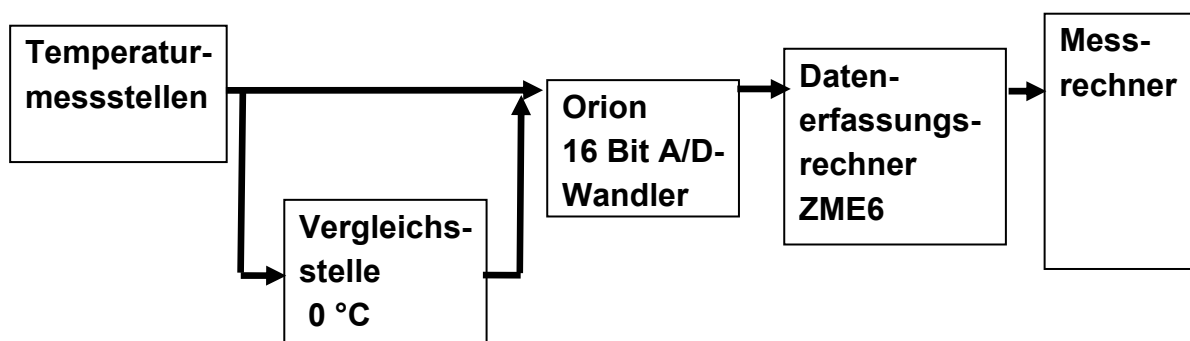


Abb. 6.4 Schematische Darstellung Temperatur-Messkette

Neben der Verarbeitung der 64 Temperaturen ermöglicht der Orion 16 bit A/D – Wandler die gleichzeitige Erfassung von 32 Spannungskanälen mit einem Messbereich zwischen 50 mV und 10 V. Diese werden zur Erfassung von Drehmoment und Drehzahl verwendet.

## 6.2 Strömungsfeldvermessung mit pneumatischen 4- und 5-Lochsonden

### 6.2.1 Pneumatische Mehrlochsonden

Am Nieder-Machzahl-Turbinenprüfstand des ILA bietet der Versuchsträger unterschiedliche Möglichkeiten zum Einsatz von Sondenmesstechnik. Zur Bestimmung der Strömungsfeldgrößen an der NMT wurden zwei verschiedene pneumatische Mehrlochsondentypen eingesetzt. Hierbei wurden neben einer 5-Loch Halbkugelkopfsonde eine 4-Loch Keilsonde eingesetzt. Beide Sondentypen sind in Abb. 6.5 dargestellt.

Die 5-Loch Halbkugelkopfsonde ist mit einem Kopfdurchmesser von 3mm ausgeführt. Der Schaftdurchmesser beträgt 8mm, was zu einer geringen Beeinflussung der Strömung durch die Sonde führt. Die Sondenbohrungen besitzen einen Bohrungsdurchmesser von 0,6 mm und sind in einem Winkel von  $32,5^\circ$  symmetrisch zur Mittelbohrung positioniert. Dadurch kann ein akzeptables Ansprechverhalten der Sonde gewährleistet werden.

Die 5-Loch Sonde ist an die in der Versuchsturbine zu erwartende Zuströmung angepasst. Somit wurde der Sondenkopf um  $15^\circ$  der Nickachse zur Horizontalen geneigt, wie in Abb. 6.5 dargestellt. Dies entspricht dem mittleren Anstieg des Strömungsquerschnittes in Messebene 6 und Messebene 7 der zu untersuchenden Versuchsturbine. Besonders bei gekröpften Sonden ist der geometrische Versatz des Sondenkopfes bei Rotation der Sonde um ihre Rotationsachse zu beachten. Um einen geometrischen Versatz des Sondenkopfes bezüglich seiner Einbauposition zu vermeiden, befindet sich die Zentralbohrung der 5-Loch Sonde in der Rotationsachse der Sonde.

Ebenso wie die 5 –Loch Sonde besitzt der Sondenchaft der 4-Loch Keilsonde einen Durchmesser von 8 mm mit Bohrungsdurchmessern von 0,4 mm. Der Keilwinkel der Sondenflanke beträgt  $30^\circ$ .

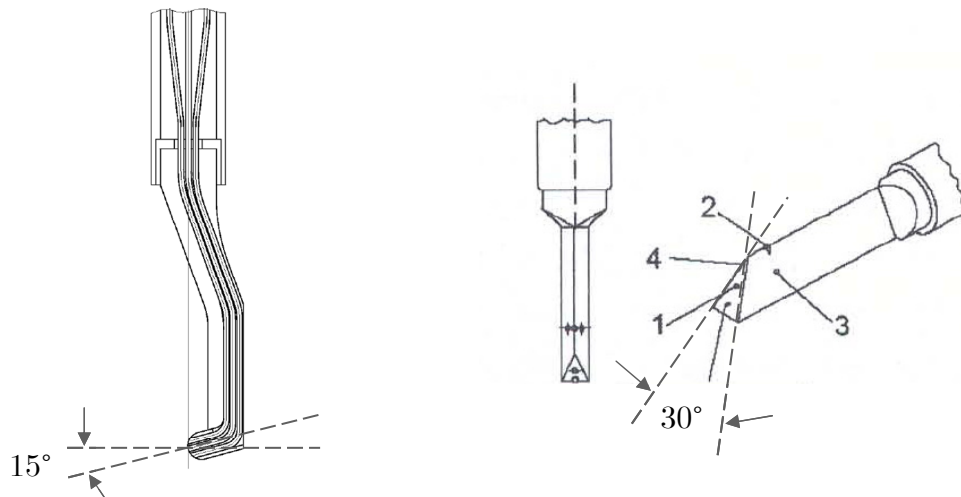


Abb. 6.5 Verwendete 4- und 5-Loch Sonden

Die Verwendung der Sonden mit der statischen Druckmesseinrichtung ZME 7 führt zur Erfassung eines zeitlichen Mittelwertes. Dieser stellt sich ein, da hochfrequente Schwankungen der Strömung durch die angeschlossenen Leitungsvolumina gedämpft werden. Daher ist bei der Sondenmessung auch auf eine ausreichende Standzeit der Sonde an der entsprechenden Strömungsposition zu achten. Diese ist im vorliegenden Fall mit 20 s gewählt. Dies ist ein Erfahrungswert, der sich in einer Vielzahl vorhergegangener Messungen bewährt hat [21].

### 6.2.2 Kalibrierung und rechnerische Ermittlung der Strömungsfeldgrößen

Unter Zuhilfenahme analytischer Ansätze und geometrischer Kenngrößen, ist es möglich, aus bei den Messungen ermittelten Sondendrücken, direkt die interessierenden Strömungsgrößen abzuleiten. Diese Vorgehensweise birgt jedoch aufgrund des als idealisiert angenommenen Sondenverhaltens ein hohes Fehlerrisiko. Um einen möglichen Messfehler bei der Auswertung der Sondendaten gering zu halten, ist somit eine Kalibrierung der Sonde im Vorfeld notwendig.

Die eingesetzten 5-Loch Sonden wurden in einem geschlossenen Kalibrierkanal kalibriert. Der geschlossene Kalibrierkanal bietet die Möglichkeit Druckniveau und Druckverhältnis getrennt voneinander einzustellen.

Die Kalibrierung der 4- und 5-Loch Sonden wurde bei einem konstanten Totaldruck von  $p_{t, \text{kal}} = 500 \text{ mbar}$  und einer Totaltemperatur von  $T_{t, \text{kal}} = 293,15 \text{ K}$  für acht unterschiedliche Druckverhältnisse  $p_s/p_t$  durchgeführt. Damit ergibt sich ein über die Kalibrierung abgedeckter Machzahlbereich von  $Ma = 0,08$  bis  $Ma = 0,36$ . Um eine möglichst hohe Auflösung des in Abb. 6.6 definierten Gier- und Nickwinkels zu erreichen, wurde die 5-Loch Sonde in einem Gierwinkelbereich von  $\alpha_{\text{kal}} = \pm 24^\circ$  in  $2^\circ$



Schritten und die 4-Loch Sonde zwischen  $\alpha_{\text{kal}} = \pm 18^\circ$  in  $3^\circ$  Schritten kalibriert. Durch die Gefahr einer Strömungsablösung an der 4-Loch Sonde ist der Einsatzbereich für Gierwinkeländerungen im Gegensatz zur 5-Loch Sonde auf  $\pm 15^\circ$  beschränkt.

Eine Kalibrierung des Nickwinkels wurde bei beiden Sonden in  $5^\circ$  Schritten durchgeführt. Bei der 5-Loch Sonde zwischen  $\beta_{\text{kal}} = \pm 25^\circ$ , bei der 4-Loch Sonde aufgrund ihrer Geometrie von  $\beta_{\text{kal}} = 0^\circ$  bis  $\beta_{\text{kal}} = -30^\circ$ .

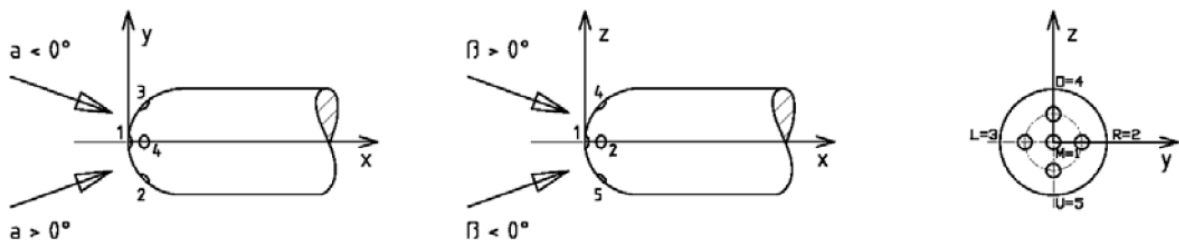


Abb. 6.6 Winkelkonvention bei 5-Loch Sonden

### Berechnungsmethodik

Bei der Kalibrierung werden aus den Sondendrücken  $p_1$  bis  $p_5$  der Gierwinkelkoeffizient  $C_\alpha$ , Nickwinkelkoeffizient  $C_\beta$  und Machzahlkoeffizient  $C_m$  berechnet. Diese berechnen sich über

$$C_\alpha = \frac{p_2 - p_3}{p_1 - p_m} \quad (6.1)$$

$$C_\beta = \frac{p_4 - p_5}{p_1 - p_m} \quad (6.2)$$

$$C_m = \frac{p_1}{p_m} - 1 \quad (6.3)$$

$$p_m = \frac{p_2 + p_3 + p_4 + p_5}{4} \quad (6.4)$$

In jedem Kalibrierpunkt wird der auf den Totaldruck bezogene dynamische Druck  $\left(\frac{q}{p_t}\right)$  abgelegt. Zusätzlich wird mit dem Totaldruckkoeffizienten  $C_t$  ein Zusammenhang zwischen den gemessenen Sondendrücken und dem bei der Kalibrierung eingestellten Totaldruck über die Beziehung

$$C_t = \frac{P_t - P_1}{P_1 - P_m} \quad (6.5)$$

hergestellt. Somit können die kalibrierten Winkel und Machzahlen als Funktion der berechneten Kalibrierkoeffizienten dargestellt werden

$$\alpha_{\text{kal}}, \beta_{\text{kal}}, \left( \frac{q}{P_t} \right), C_t = f(C_\alpha, C_\beta, C_m) \quad (6.6)$$

Um aus den gemessenen Sondendrücken die Strömungsgrößen zu ermitteln, werden die Koeffizienten  $C_\alpha$ ,  $C_\beta$ ,  $\left( \frac{q}{P_t} \right)$  und  $C_m$  berechnet und über eine biquadratische Interpolation aus den in Gleichung (6.6) abgelegten Größen  $\alpha_{\text{kal}}$ ,  $\beta_{\text{kal}}$  und  $C_t$  bestimmt. Durch Umformen von Gleichung (6.5) wird durch Einsetzen der Sondendrucke der Totaldruck bestimmt. Unter Verwendung des über

$$P_s = P_t \cdot \left( 1 - \left( \frac{q}{P_t} \right) \right) \quad (6.7)$$

bestimmten statischen Druckes ergibt sich die Machzahl mit  $\kappa = 1,4$  aus

$$\text{Ma} = \sqrt{\frac{2}{\kappa - 1} \cdot \left( \left( \frac{P_t}{P_s} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right)} \quad (6.8)$$

Über die ermittelten Strömungswinkel können somit die Machzahlen und Geschwindigkeiten in den Raumkomponenten berechnet werden.

Die vorgestellte Rechenmethodik wird sowohl für die 4 als auch für die 5-Loch Sonde genutzt. Es gilt für die Sondendrucke,  $p_{2, 4LS} \hat{=} p_{1, 5LS}$ ,  $p_{3, 4LS} \hat{=} p_{2, 5LS}$ ,  $p_{4, 4LS} \hat{=} p_{3, 5LS}$  und  $p_m = \frac{p_3 + p_4}{2}$ .

### 6.2.3 Umfangs- und radial gemittelte Größen

Neben einer Felddarstellung der gemessenen Strömungsgrößen ermöglicht der Vergleich über umfangs- und radial gemittelte Größen eine Aussage über das integrale Verhalten und Veränderungen einer Turbinenbeschaufelung.

Daher wird über eine Schaufelteilung eine massenstromgewichtete Umfangsmittelung durchgeführt. Für die Berechnung beispielsweise des umfangsgemittelten Totaldruckverlaufes ist es notwendig, die lokale Dichte  $\rho(\varphi_j, r_i)$  an der Messposition sowie das dazugehörige durchströmte Flächenelement  $A(\varphi_j, r_i)$  zu bestimmen. Der umfangsgemittelte Totaldruck je radialer Höhe kann demnach aus

$$p_t(r_i) = \frac{\sum_{j=1}^n \rho(\varphi_j, r_i) \cdot A(\varphi_j, r_i) \cdot c_z(\varphi_j, r_i) \cdot p_t(\varphi_j, r_i)}{\sum_{j=1}^n \rho(\varphi_j, r_i) \cdot A(\varphi_j, r_i) \cdot c_z(\varphi_j, r_i)} \quad (6.9)$$

berechnet werden. Die Berechnung der radial gemittelten Werte folgt der gleichen Systematik.

## 6.3 Schaufeldruckverteilung

Um einen Aussage über das Verhalten der Strömung innerhalb der Leitgitter zu erhalten, sind einzelne Leitschaufeln der Versuchsturbine mit statischen Druckmessbohrungen auf der Saug- und Druckseite instrumentiert.

Jede Konfiguration des zu untersuchenden zweiten Leitrades ist wie in Abb. 6.7 dargestellt, mit insgesamt jeweils 7 statischen Druckmessstellen auf der Saugseite auf zwei verschiedenen Höhenschnitten bei 50 % und 70 % Schaufelhöhe ausgeführt. Zusätzlich sind bei Konfiguration 3 auf der Druckseite auf 50 % und 70 % radialer Schaufelhöhe je drei statische Messbohrungen ausgeführt. Die Messbohrungen weisen einen Durchmesser von 0,5 mm auf. Aufgrund der geringen geometrischen Ausmaße der Beschaufelung sind die Messstellen zu jeweils 3 und 4 Messpositionen auf unterschiedlichen Schaufeln verteilt. Eine Aufstellung der genauen Position der Druckmessstellen befindet sich im Anhang.

Um sicher zu stellen, dass die Messung der statischen Profildrücke bei allen Konfigurationen vergleichbar ist, sind die Druckmessstellen bei der Schaufelfertigung gebohrt worden. Somit ist die Genauigkeit der Positionierung durch das Fertigungsverfahren festgelegt, welche kleiner als 0,1 mm ist.

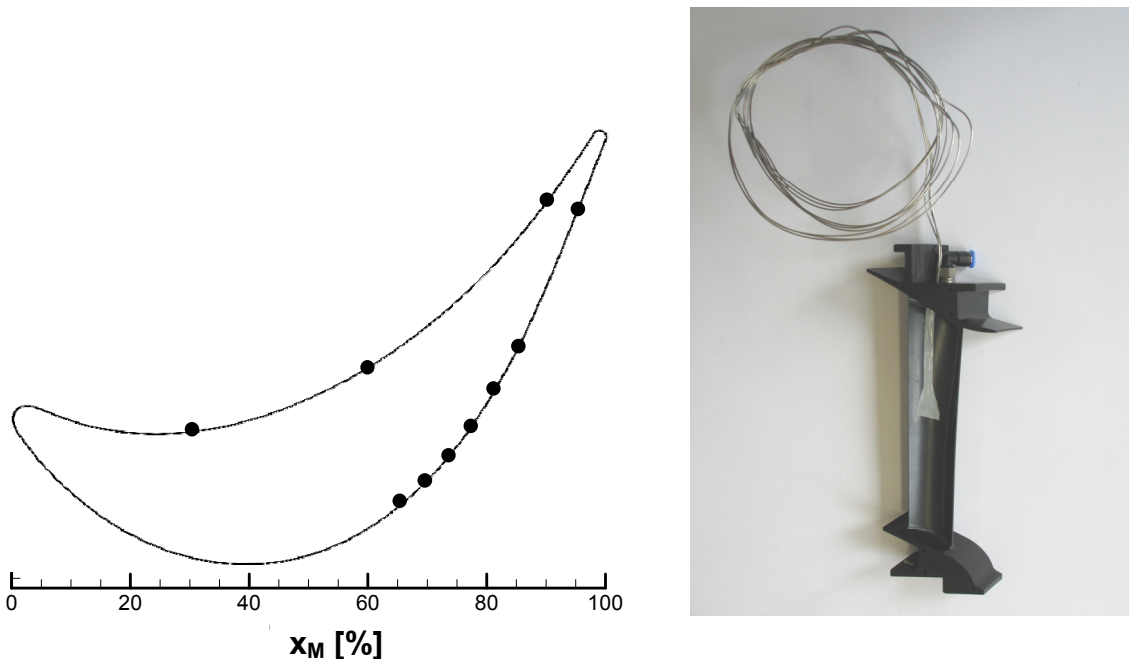


Abb. 6.7 Statische Druckbohrungen im Schaufelprofil: Position und Applikation in der Beschauung

## 6.4 Totaldruck- und Temperaturmessung

Die Totaldruckmessung an der NMT wird einerseits über die eingesetzten Mehrlochsonden, als auch über Pitotsonden durchgeführt. Die Pitotsonden verfügen über 10 Messstellen, die als Kielheads auf den Sondenschaft aufgesetzt sind. Die Messstellen sind äquidistant über die Sondenhöhe verteilt und werden im zylindrischen Ringraum im Zu- und Abströmbereich der Versuchsturbine (siehe Abb. 6.1) eingesetzt. Damit kann neben dem Gesamtdruckverhältnis der Maschine auch die radiale Druckverteilung im Zu- und Abströmbereich bestimmt werden. Ferner wird die Totaldruckinformation aus dem Abströmbereich arithmetisch gemittelt und zur Einstellung des Betriebspunktes verwendet.

Die Totaltemperatur am Eintritt, wie auch am Austritt der Versuchsturbine wird über in Strömungsrichtung eingebrachte Kielhead-Sonden gemessen. Diese besitzen je 6 Messstellen, die über die Sondenhöhe verteilt sind. Die Übertragung der Wärme aus dem Fluid hin zur Messstelle erfolgt mittels Konvektion, Strahlung und Wärmeleitung. Hierbei kann davon ausgegangen werden, dass die eingebrachten Thermoelemente vom Sondenhalter ausreichend isoliert sind. Dies erfolgt über ein Isolierstück aus Vespel<sup>®</sup>, in das die Thermoelemente bei ihrem Durchgang durch den Sondenkörper eingebettet sind.

Die Ermittlung der Strömungstemperatur in Messebene 7 erfolgt über Mantelthermoelemente mit einem Durchmesser von 3 mm. Die in Messebene 7 gemessenen Temperaturen werden zur Berechnung des Totaldrucks und der Machzahl verwendet.

## 6.5 Turbulenzgradbestimmung mit 1-D Heißfilmsonden

Konstant-Temperatur Anemometrie wird für die Messung von Geschwindigkeiten und Turbulenzgraden von instationären Strömungsfeldern schon seit mehreren Jahrzehnten verwendet [9].

Basierend auf dem Prinzip des konvektiven Wärmeübergangs bei unterschiedlichen Strömungsgeschwindigkeiten erlaubt die Hitzdrahtmessung eine direkte Aussage über die auftretenden Geschwindigkeiten an der Messposition zu geben. Der Sensordraht wird auf eine konstante Temperatur gebracht, welche über eine Hitzdrahtmesssystem von Dantec Dynamics kontrolliert wird. Dabei wird die Sonde auf einem konstanten Überhitzungsverhältnis gehalten. Dieses wurde im Versuch auf 0,8 eingestellt. Die analoge Brückenspannung der durch die unterschiedlichen Strömungsbedingungen resultierenden verstimten Wheatstone'schen Vollbrücke dient als Messsignal. Der Aufbau des Messsystems ist in Abb. 6.8 dargestellt.

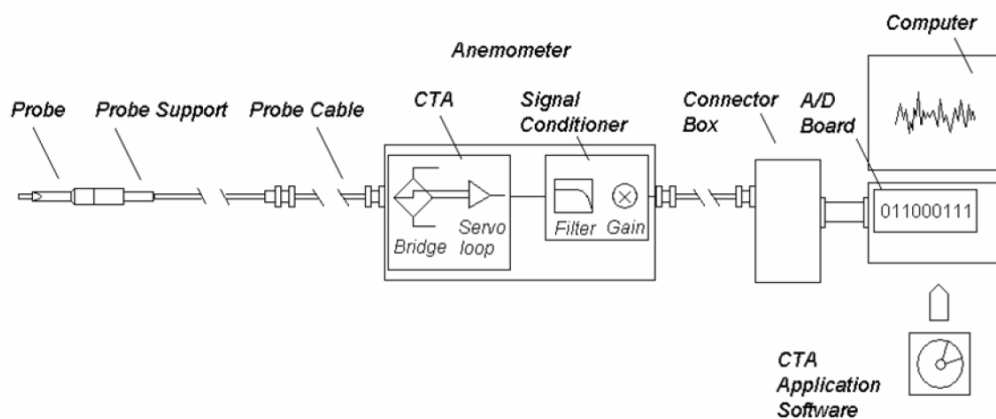
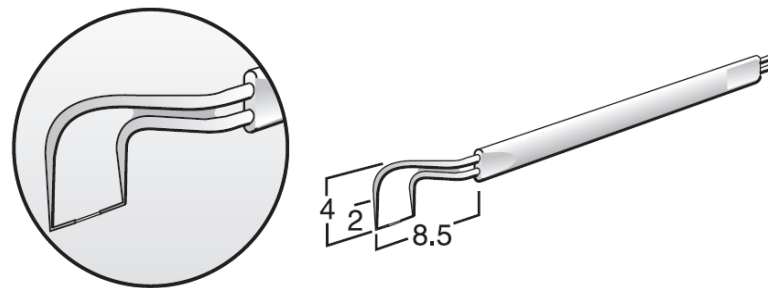


Abb. 6.8 Prinzipskizze der Hitzdraht- Messkette [42]

Die eingesetzte Draht-Heißfilmsonde ist in Abb. 6.9 abgebildet. Diese besteht aus einem Quarz-Träger mit einem Durchmesser von 70  $\mu\text{m}$ , und ist mit einem Nickelfilm von etwa 0,1  $\mu\text{m}$  beschichtet. Zum zusätzlichen Schutz ist der Sensor mit einem Quarzfilm von etwa 0,5  $\mu\text{m}$  Dicke ummantelt. Diese Bauform bedingt eine geringere Sensitivität des Sensors bei Schwankungen der Strömungsgeschwindigkeit, erhöht im Gegenzug jedoch die Standfestigkeit.



55R03 (0.5  $\mu\text{m}$  coating) 90° sensor parallel to

Abb. 6.9 1-D Hitzdrahtsonde von Dantec-Dynamics [14]

Durch die kleine Bauform der verwendeten Sonde, kann das Messvolumen sehr klein gehalten werden. In Abb. 6.10 ist die Sonde im eingebauten Zustand vor der zweiten Leitschaufelreihe dargestellt.

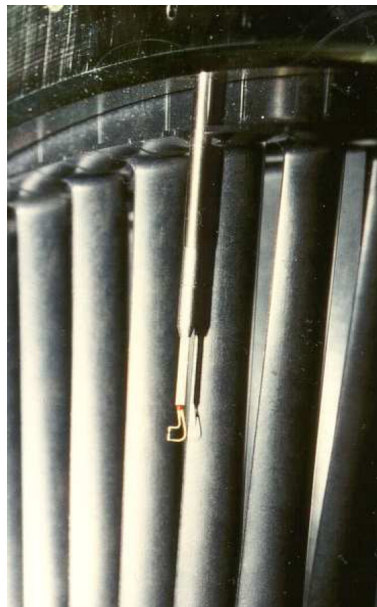


Abb. 6.10 Eingebaute 1-D Hitzdrahtsonde vor LE 2

Für die Erfassung der Strömungsgeschwindigkeit aus den ermittelten Sondenspannungen wurde die 1-D Hitzdrahtsonde kalibriert. Bedingt durch die Sondengröße erfolgte die Kalibrierung der Hitzdrahtsonde in einem Freistrahlskanal. Die kalibrierten Machzahlbereiche entsprechen denen der pneumatischen Sondenkalibrierung. Um dem unterschiedlichen Druckniveau zwischen Kalibrierung und Versuch gerecht zu werden, wurde bei der Kalibrierung ein funktioneller Zusammenhang zwischen den Hitzdrahtspannungen und der ermittelten Massenstromdichte  $\rho \cdot c$  hergestellt. Somit ist die Kenntnis der Strömungszustände am Messort der Hitzdrahtsonde besonders wichtig. Einen Überblick über die Abhängigkeiten von Hitzdrahtsonden bei veränderter Massenstromdichte geben Reinmöller [61], Jørgensen [42] und Schwitzke [66].

Durch Einbau und Aufbau der eingesetzten 1-D Hitzdrahtsonde werden Geschwindigkeitskomponenten in radialer Richtung bei der Bestimmung der Geschwindigkeiten nicht berücksichtigt. Es wird somit der kombinierte Anteil des Strömungsvektors  $c_{\text{HF}}$  in Umfangs- und axialer Richtung

$$c_{\text{HD}} = \sqrt{c_z^2 + c_\varphi^2} \quad (6.10)$$

erfasst.

Durch die hohe zeitliche Auflösung bei der Erfassung von Strömungsgeschwindigkeiten, die das Hitzdrahtmesssystem ermöglicht, kann ein wichtiger Faktor zur Beschreibung der Strömungszustände in der Versuchsturbine bestimmt werden. Die bestimmte Schwankungsgröße  $\bar{c}_{\text{Tu}}$  entspricht in ihrer Definition allgemein dem Turbulenzgrad. Aufgrund der messtechnischen Erfassbarkeit mit der 1-D Hitzdrahtsonde werden zur Berechnung der Schwankungsgröße nur die axiale und umfangsgerichtete Geschwindigkeitskomponente verwendet. Die Schwankungsgröße  $\bar{c}_{\text{Tu}}$  ist wie in Gleichung (6.11) definiert.

$$\bar{c}_{\text{Tu}} = \frac{\sqrt{\frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (c_i - \bar{c})^2}}{\bar{c}} \quad (6.11)$$

mit der mittleren Geschwindigkeit

$$\bar{c} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N c_i \quad (6.12)$$

Bei der Untersuchung von laminarer Strömungsablösung ist der Turbulenzgrad der Freiströmung einer der dominierenden Faktoren, welcher das Verhalten des Ablösegebietes und die Entstehung der turbulenten Strömung beeinflusst [58].

## 6.6 Bestimmung der Messunsicherheiten

Generell sind bei der Bestimmung von Messunsicherheiten verschiedene Ursachen zu berücksichtigen. Nach DIN 1319 [17] können drei Aufteilungen von Messabweichungen auftreten:

- Grobe Messfehler
- zufällige Messabweichungen
- systematische Messabweichungen

Es kann davon ausgegangen werden, dass grobe Messfehler für eine Fehlerbetrachtung ausgeschlossen werden können. Neben Fehlern in der Bedienung und Handhabung von Messapparaturen, sind hier zusätzliche Berechnungsfehler und Fehler bei der Auswertung der experimentell ermittelten Daten zu nennen.

Im Gegensatz zu den groben Messfehlern, die durch eine sorgfältige Arbeitsweise und die Bereitstellung von angepassten Randbedingungen für eine Messung zu vermeiden sind, sind die zufälligen Messfehler weder durch die eine, noch durch die andere Methode auszuschließen. Vielmehr unterliegen sie einer zufälligen, nicht einseitigen Streuung [DIN 1319-1] des ermittelten Messwertes um den Erwartungswert. Als Ursachen können nicht beherrschbare Einflüsse von Messgeräten, des wahren Wertes der Messgröße, aber auch der Einflussgrößen auf die Messgröße genannt werden. Mit der Verwendung statistischer Methoden wie Mittelwertbildung, Berechnung von Standardabweichungen oder Varianzen kann der Einfluss zufälliger Messabweichungen zusammengefasst und der wahrscheinlichste Wert ermittelt werden. In [17] und [31] sind die möglichen Methoden ausführlich dargestellt und dokumentiert.

Zur Aufstellung einer Messunsicherheitsanalyse für Drücke und Temperaturen nach DIN 1915 wird eine Abhängigkeitsdarstellung der verschiedenen Messsysteme benötigt.

Im Folgenden werden die Messketten für Druck, Temperatur und Massenstrom dargestellt und deren Messunsicherheit berechnet. Basierend auf der linearen Fehlerfortpflanzungsmethode und den dabei erstellten mathematischen Beschreibungen der Fehlerabweichungen, werden über das GUM-Verfahren [23] die maximalen Messunsicherheiten ermittelt.

Die Beschreibung von systematischen Messunsicherheiten erfolgt nach Gleichung (6.13):

$$\Delta y = \sum_{i=1}^N \left| \frac{\partial f(x_i)}{\partial x_i} \right| \Delta x_i \quad (6.13)$$

Der Größtfehler  $\Delta y$  ist somit die Summe aller Abweichungen  $\Delta x$  der die Größe  $y = f(x_i)$  beschreibenden Größen, gewichtet mit der Sensitivität  $\frac{\partial f(x_i)}{\partial x_i}$ .

## **Druck**

Im Messsystem der NMT werden wie in 6.1.3 vorgestellt zwei unterschiedliche Druckmesssysteme verwendet. Aufgrund der unterschiedlichen Bauarten der Druckmessanlagen, ist die Messunsicherheit von ZME 6 und ZME 7 Druckaufnehmer unterschiedlich. Abb. 6.11 zeigt die Messkette der ZME 6. Durch den modularen



Aufbau der Messwerterfassungsanlage müssen die Einzelmessunsicherheiten von Widerständen, Druckumformern und Leitungen berücksichtigt werden.

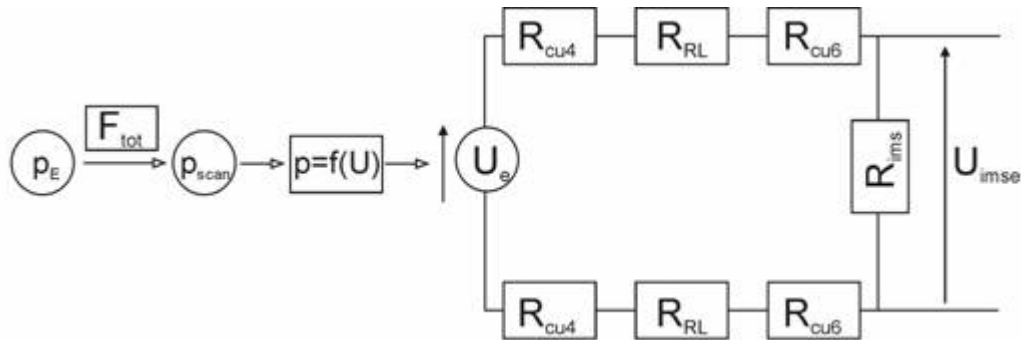


Abb. 6.11 Messkette ZME6

Hierbei ist  $p_E$  der anliegende Druck,  $F_{tot}$  die Leitungsleckagen und  $p_{scan}$  der am Druckaufnehmer anliegende Druck. Basierend auf der Ausgangsspannung  $U_{imse}$  des Messsystems wird nachfolgend über die Kalibrierkurve des jeweiligen Druckaufnehmers der gemessene Druck als physikalische Größe berechnet. Somit kann für das System der Druckaufnehmer der ZME6 die folgenden Messunsicherheiten zusammengefasst werden:

Modulrange	[Pa]	17500	35000	70000
Differenzdruck	[Pa]	17	27	54
Bezogen auf Modulrange	[%]	0.10	0.08	0.08

Tab. 6.1 Genauigkeitsangaben PDCR22 Druckaufnehmer ZME6

Die vom Hersteller angegebene Genauigkeit der „PDCR22“-Druckaufnehmer alleine liegt auf den gesamten Messbereich bezogen bei 0,06 %. Wie in Tab. 6.1 dargestellt, weichen die prozentualen Angaben bei der Berechnung aufgrund zusätzlich berücksichtigter Terme für Temperatur und Spannungskonvertierung von diesem Wert ab.

Da die mittels der ZME6 zu bestimmenden Messwerte für die vorliegende Untersuchung lediglich ergänzende Daten liefert, ist die Messunsicherheit für die zu erfassenden Drücke ausreichend.

Zur Bestimmung der Strömungsphänomene und Drücke im Bereich des zu untersuchenden zweiten Leitrades der Versuchsturbine sind in der ZME7

Druckmodule vom Typ „PSI 9050“ im Einsatz. Damit erhöht sich die Messgenauigkeit des Systems. Nach der Kalibrierung des Messsystems ZME7 ergibt sich eine Gesamtgenauigkeit von Druckaufnehmer und A/D – Wandler entsprechend Tab. 6.2 zu:

Modulrange	[Pa]	17500	35000	100000
Differenzdruck	[Pa]	8.75	17.5	50
Bezogen auf Modulrange	[%]	0.05	0.05	0.05

**Tab. 6.2 Genauigkeitsangaben für PSI- Module ZME7**

Bei der Bestimmung der Messunsicherheit bei Druckbohrungen ist auf den Einbau der Druckbohrung zu achten. Menrath [55] stellt die durch Einbaufehler resultierenden Messabweichungen bei statischen Druckbohrungen dar. Besonders die Gestaltung der Eintrittsfläche zu Druckbohrung zeigt eine Abhängigkeit zum gemessenen Wert. Entsprechend des Kantengestalt am Bohrungsaustritt, sowie des Austrittswinkels zur Profilloberfläche werden Abweichungen zwischen Messwert zu Idealwert bedingt. Diese Abweichung ist als systematischer Fehler bei der Druckmessung zu berücksichtigen.

Bei der Betrachtung von Absolutwerten, ist es notwendig, den Differenzdruck, der mit den Druckaufnehmern ermittelt werden kann, auf einen Absolutdruck umzurechnen. Zur Ermittlung von Absolutdrücken wird der jeweilige Referenzdruck mittels eines Absolutdruckaufnehmers „RPM 1“ bestimmt. Die maximale Messunsicherheit dieses Messgerätes beträgt 0,02 % FS, was bei einem Druckbereich von 0 – 1100 mbar auf eine Unsicherheit von 0,22 mbar führt.

Aufgrund der geringen Strömungsgeschwindigkeiten in der NMT, sind die zu erwartenden Druckunterschiede bei Veränderung des Strömungszustandes auf der Profilloberfläche, wie auch im Abströmfeld der Versuchsbeschaufelung gering. Daher muss durch geeignete Wahl der Bezugsdrücke die Unsicherheitsspanne minimiert werden. In Abb. 6.3 ist die Verschaltung der eingesetzten Druckaufnehmer zur Bestimmung von pneumatischen Drücken am Nieder-Machzahl-Turbinenprüfstand dargestellt. Durch die Wahl eines direkt bestimmten Referenzdruckes mit geringen Druckunterschieden zu den zu untersuchenden Drücken im Bereich des zweiten Leitrades der Versuchsturbine, können Druckaufnehmer mit einem Messbereich von 175 mbar bzw. 350 mbar eingesetzt werden.

Die Gesamtmessunsicherheit für die verwendeten Druckaufnehmer wird entsprechend Gleichung (6.9) bestimmt. Diese sind in Tab. 6.3 zusammengefasst.

Modulrange	[mbar]	175	350
Differenzdruck	[Pa]	31	40
Bezogen auf $p_{ref}$	[%]	0.05	0.05

Tab. 6.3 Absolute Messunsicherheit ZME7

**Wiederholbarkeit**

Der Verlauf des statischen Profildruckes an Konfiguration 0 zu verschiedenen Messtagen zeigt eine gute Wiederholbarkeit. In Abb. 6.13 ist exemplarisch die bezogene Abweichung des statischen Profildruckverlaufes der Konfiguration 0 an zwei unterschiedlichen Messtagen dargestellt. Die Eintrittsbedingungen der Versuchsturbine können als gleich angenommen werden (Abb. 6.12). Es wird deutlich, dass bei konstanten Eintrittsbedingungen, die Wiederholbarkeit der erfassten Profildrücke auf der Saugseite innerhalb der bestimmten Messunsicherheit liegt.

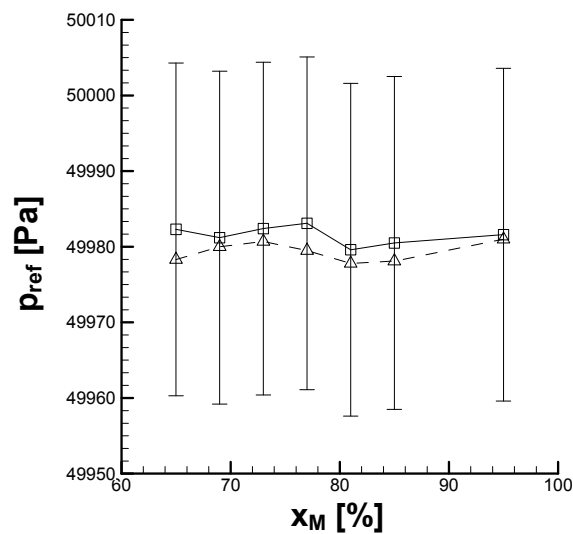


Abb. 6.12 Wiederholbarkeit Referenzdruck  $p_{ref}$  [mbar]

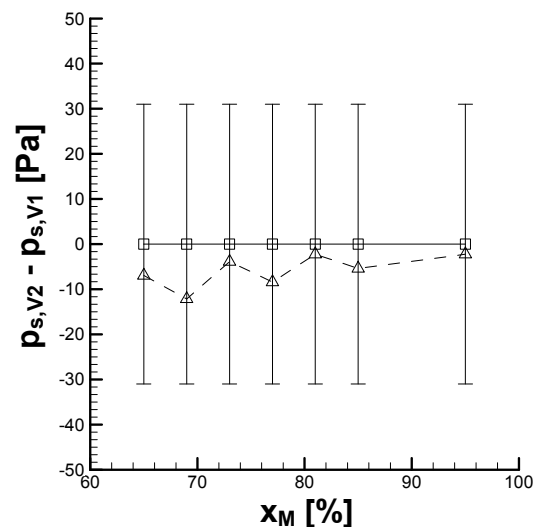


Abb. 6.13 Vergleich Druckverlauf Konf. 0

**Massenstrom**

Der Gesamtmassenstrom  $\dot{m}_{ges}$  wird in der NMT über eine Mengemessdüse bestimmt. Die messtechnische Bestimmung erfolgt über statische und totale Druckmessstellen und dem Wissen über die geometrischen Eigenschaften der Düse. Des Weiteren wird die Totaltemperatur  $T_{tD}$  an der Düse bestimmt. Somit kann der Gesamtmassenstrom entsprechend Gleichung (6.14) bestimmt werden.

$$\dot{m}_{\text{ges}} = \frac{P_D}{R \cdot T_{\text{tD}}} \cdot \left( \frac{P_D}{P_{\text{tD}}} \right)^{\left( \frac{\kappa-1}{\kappa} \right)} \cdot A_D \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot R \cdot T_{\text{tD}} \cdot \left( 1 - \left( \frac{P_D}{P_{\text{tD}}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right)} \quad (6.14)$$

Der Ausblasemassenstrom wird über eine Normblende nach DIN 19205 bestimmt. Die Erfassung des Blendendifferenzdrucks  $\Delta p_B$ , des Zuströmdruckes  $p_{\text{VB}}$  und der Zuströmtemperatur  $T_{\text{VB}}$  erfolgt über das Messsystem der NMT. Die Berechnung des Ausblasemassenstroms erfolgt nach EN ISO 5167 über Gleichung (6.15)

$$\dot{m}_{\text{aus}} = \frac{C}{(1-\beta^4)} \cdot \varepsilon \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_{\text{VB}}}{R \cdot T_{\text{VB}}} \cdot \Delta p_B} \quad (6.15)$$

### Wirkungsgrad

Die Bestimmung des Wirkungsgrades an der NMT ist durch das geringe Druckverhältnis am Versuchsträger nur über die abgegebene Leistung zu erfassen. Der Turbinenwirkungsgrad wird mit den ermittelten Massenströmen  $\dot{m}_{\text{ges}}$  und  $\dot{m}_{\text{aus}}$ , sowie unter Berücksichtigung von Drehzahl  $n$  und ermitteltem Drehmoment  $M$  berechnet über

$$\eta_T = \frac{M \cdot \omega}{c_p \cdot (\dot{m}_{\text{ges}} \cdot T_{\text{t,0}} + x \cdot (\dot{m}_{\text{aus}} \cdot T_{\text{t,aus}})) \cdot \left( 1 - \left( \frac{1}{\Pi_T} \right)^{\frac{R}{c_p}} \right)} \quad (6.16)$$

Im Rahmen der Wirkungsgradbestimmung wird der Ausblasemassenstrom als an der Arbeitsumsetzung beteiligter Massenstrom angenommen. Aufgrund der Einbringung der zusätzlichen Masse im zweiten Leitrad, kann davon ausgegangen werden, dass der eingebrachte Massenstrom ab dem zweiten Rotor Arbeit leistet. Die untersuchte Versuchsturbine weist ein über die Stufen gleich verteiltes Druckverhältnis auf (siehe Kapitel 3). Somit ist der Ausblasemassenstrom an 2/3 der Arbeitsumsetzung der Versuchsturbine beteiligt. Bei der Berechnung des Turbinenwirkungsgrades  $\eta_T$  aus Gleichung (6.16), ergibt sich somit der Faktor  $x = 2/3$  für den Anteil der Ausblasemasse bei der Berechnung des Wirkmassenstroms.

Unter Verwendung der in Gleichung (6.9) definierten Fehlerabschätzung kann die Messunsicherheit für den Massenstrom, Ausblasemassenstrom und den Wirkungsgrad

der Versuchsturbine angegeben werden. Es ergeben sich die in Tab. 6.4 zusammengefassten Gesamtmessunsicherheiten.

Zusätzlich ist die relative Wiederholbarkeit von Gesamtmassenstrom, Ausblassemassenstrom und Wirkungsgradbestimmung dargestellt. Es kann gezeigt werden, dass die Wiederholbarkeit im Vergleich zur Messunsicherheit klein ist.

Größe	Rel. Messunsicherheit [%]	Rel. Wiederholbarkeit [%]
$\dot{m}_{\text{ges}}$	0,6133	0,135
$\dot{m}_{\text{aus}}$	0,7923	0,214
$\eta_{\text{T}}$	0,8444	0,511

Tab. 6.4 Messunsicherheiten NMT



# 7 Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen

## 7.1 Voruntersuchungen

Im Hinblick auf die aerodynamischen Untersuchungen der „Ultra High-Lift“ Beschau felung im Nieder-Machzahl-Turbinenprüfstand wurden im Vorfeld numerische und experimentelle Untersuchungen zu den zu erwartenden Effekten durchgeführt. Hierzu wurden Experimente in einem Wasserkanal durchgeführt. Die daraus resultierend Ergebnisse sind nachfolgend dargestellt.

### 7.1.1 Untersuchungen in einem ebenen Wasserkanal

Zahlreiche Untersuchungen haben gezeigt, dass die Umströmung einer Schaufelkontur unter Zuhilfenahme von Wasser phänomenologisch untersucht dargestellt werden kann [50], [78]. Um eine visuelle Vorstellung über die, an der NMT zu erwartende Strömung um das Schaufelprofil zu erlangen, sind Voruntersuchungen in einem linearen Wasserkanal durchgeführt worden. Basierend auf den Geometriedaten der ausgelegten Ultra High-Lift Beschau felung bei 50 % relativer Kanalhöhe ist eine lineare Kaskadenbeschau felung mit Grenzschichtbeeinflussung aufgebaut worden. Eine Übersicht über den Versuchsaufbau und die Versuchsbeschau felung gibt Schumann [70]. In Abb. 7.1 sind die erfassten strömungsdynamischen Effekte dargestellt.

In diesem Experiment wurde deutlich, dass für die Ultra High-Lift Niederdruckturbinenbeschau felung ohne Grenzschichtbeeinflussung eine über die gesamte Hinterkante abgelöste Strömung (blau) zu erwarten ist. Bei der Ausblasung an den mit Pfeilen gekennzeichneten Positionen, wurde im direkten Vergleich eine Verringerung der Ablösung beobachtet. Zudem bildete sich an der Hinterkante ein wellenförmiges Ablöseprofil aus, welches auf eine stärkere Grenzschichtbeeinflussung im Strömungsbereich hinter den Ausblasebohrungen zurückzuführen ist.

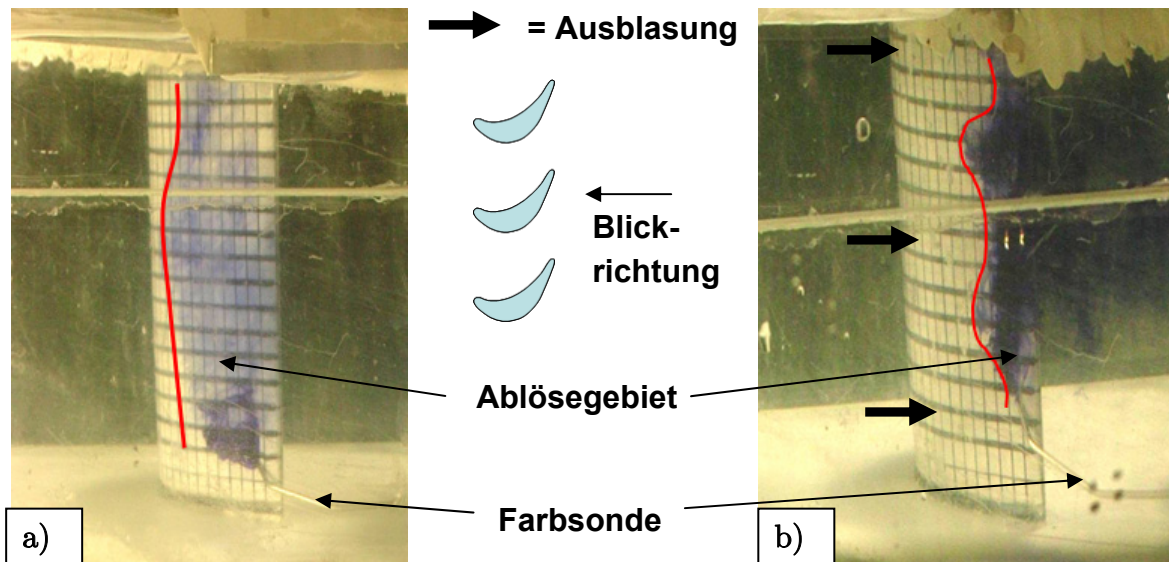


Abb. 7.1 Strömungsablösung im linearen Wasserkanal ohne a) und mit b) Grenzschichtbeeinflussung

### 7.1.2 Simulation des Ausblasemassenstroms

Basierend auf den in Kapitel 5.3 vorgestellten Berechnungsmethoden für die Ausblaserate (BR) in der NMT sind in Tab. 7.1 die einzelnen Ergebnisse für die im Versuch erfasste nominellen Ausblaseraten dargestellt. Es ist ersichtlich, dass mit lokalen Größen bestimmte Ausblaseraten deutlich unter denen der flächenbezogenen Ausblaserate liegen.

nom. Ausblaserate \ Konfiguration	Durchtrittsfläche Konfiguration 1	Durchtrittsfläche Konfiguration 2	aerodyn. über –
0	0.00	0.00	0.00
0.8	0.72	0.76	0.46
1.5	1.36	1.42	0.85
2.5	2.29	2.40	1.43

Tab. 7.1 Bestimmung der Ausblaserate bei unterschiedlicher Berechnungsmethode

Dabei wird davon ausgegangen, dass die Ausblaseluft gleichmäßig über das Schaufelprofil verteilt ist und somit aus jeder Bohrung der gleiche Massenstrom austritt. Aufgrund der Geometrie der zu untersuchenden Schaufelkonfigurationen und der festgelegten Sondenpositionen ist es nicht möglich, den lokalen Druck hinter jeder Ausblasebohrung zu bestimmen.

Zur Überprüfung der Ausblasemassenstromverteilung wird daher die Ausblasung der Konfiguration 1 mittels numerischer Strömungssimulation modelliert. Unter



Verwendung des kommerziellen Strömungsberechnungsprogramms CFX wurde die interne Luftverteilung berechnet.

Die Vernetzung des Strömungskörpers erfolgte mit ICEM. Aufgrund der hohen Umlenkung der Ausblaseröhrchen sowie der damit zu erwartenden Komplexität der internen Strömung wurde der Ausblasekörper mit 2,4 Mio. Zellen vernetzt. Neben einer Grenzschichtauflösung wurden die Randbedingungen an Eintritt und Austritt denen in der TRACE\_s Schaufelauslegungsrechnung angepasst. Die Berechnung erfolgte mittels eines SST-Turbulenzmodells, da davon ausgegangen werden kann, dass die ankommende Strömung in dem Ausblasekörper aufgrund der vorherigen Umlenkung turbulent ist. Es kann somit sichergestellt werden, dass radiale Druckgradienten, die den lokalen Gegendruck der jeweiligen Ausblasebohrungen beeinflussen, berücksichtigt werden.

Ziel dieser Untersuchung ist es, die Massenstromverteilung und Wirbeleffekte der Strömung im Ausblasekörper und den Ausblaseröhrchen qualitativ darzustellen. Eine quantitative Betrachtung der Massenstromverteilung soll im Verhältnis zum Ausblasemassenstrom bei 50 % Kanalhöhe angegeben werden.

Im Idealfall ist die Verteilung des Ausblasemassenstroms über die radiale Höhe gleich. In diesem Fall ist die Abweichung des Massenstroms zwischen den einzelnen Ausblasebohrungen gleich null. Wird der Ausblasemassenstrom der einzelnen Ausblasebohrungen mit CFX berechnet und deren Abweichung zu einem gleich verteilten Ausblasemassenstrom über die Bohrungen aufgetragen (Abb. 7.2), so kann eine Unsymmetrie des Ausblasemassenstroms über die Höhe festgestellt werden. Dies ist über verschiedene Faktoren zu erklären.

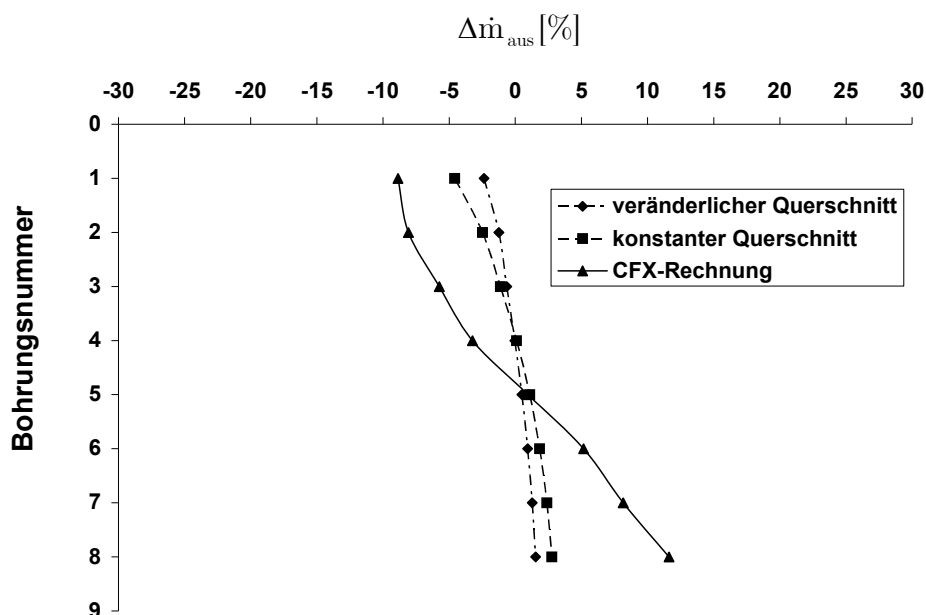


Abb. 7.2 Abweichung des Ausblasemassenstroms über Schaufelhöhe bei BR = 2.5 zur idealen Verteilung

Da die Versorgungsröhre einen zylindrischen Querschnitt aufweist, nimmt der statische Druck durch die Luftentnahme über die Versorgungsröhre mehr zu, als dies in einem sich ideal verjüngenden Plenum zutrifft. Es resultiert ein sich über die Ausblasebohrungen veränderndes Druckverhältnis zum Austritt der Ausblasebohrungen, das in einem sich verändernden Massenstrom resultiert. Dies ist in Abb. 7.2 mit veränderlichem Querschnitt und konstantem Querschnitt dargestellt.

Die Abweichung bei konstantem Querschnittsverlauf der Versorgungsröhre über die Schaufelhöhe führt zu einer Abweichung von 5 % im Bereich der ersten Bohrungen. Die CFX-Rechnung zeigt eine Abweichung für diese Randbedingungen von 10 %. Da dies noch weiter vom theoretisch bestimmten Wert abweicht, wird eine genaue Betrachtung der Strömung in der Versorgungsröhre notwendig.

In Abb. 7.3 sind die Stromlinien im Ausblasekörper dargestellt. Der Farbverlauf auf den Stromlinien zeigt deren Geschwindigkeit an. Es ist ersichtlich, dass durch die Geometrie der in die Versorgungsröhre mündenden Ausblasebohrungen, eine hohe Umlenkung entgegen der Strömungsrichtung erfolgt. Dies ist im Bereich der ersten Ausblasebohrungen durch die hohe Eintrittsgeschwindigkeit nicht möglich, was zu einem verringerten Massenstrom und Wirbelbildung an den Ausblasebohrungen führt. Zusätzlich kann festgestellt werden, dass jede Ausblasebohrung ein deformiertes Strömungsprofil am Austritt der Bohrung aufweist. Die Geschwindigkeit am Bohrungsboden, also an der in Strömungsrichtung liegenden Seite ist erhöht.

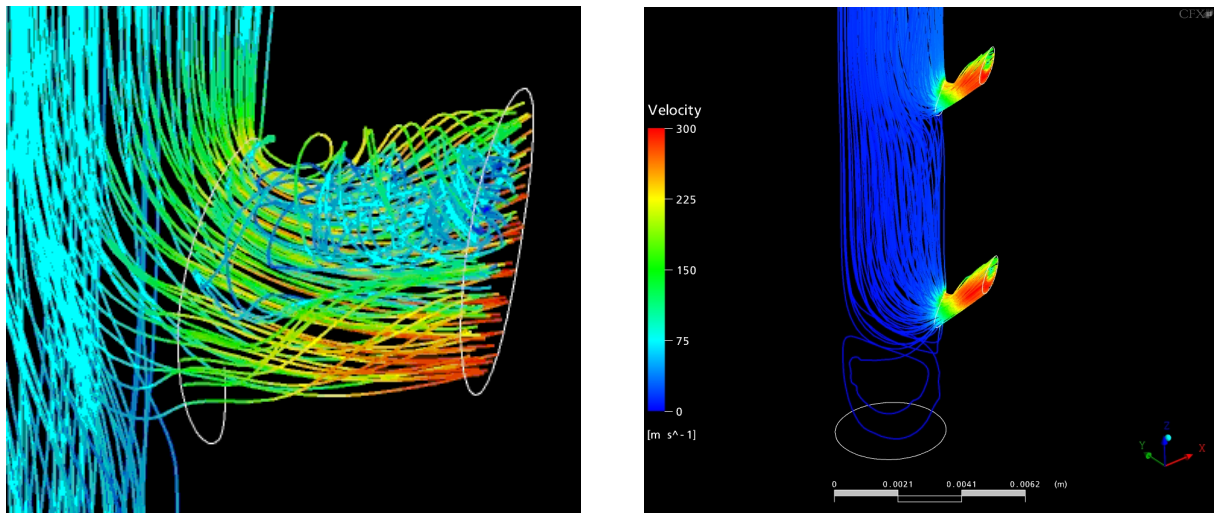


Abb. 7.3 CFX- Simulation der Versorgungsröhre für die Ausblaseluft

Damit kann davon ausgegangen werden, dass der unsymmetrische Ausblasestrahl zusätzliche Wirbel in der Grenzschicht erzeugt. Dies kann die Verwirbelung der Grenzschicht und damit den Effekt des Wiederanlegens der abgelösten Grenzschicht unterstützen. Die Abweichung des Ausblasemassenstroms ist im betrachteten Messgebiet klein, weshalb u.a. aus fertigungstechnischen Gesichtspunkten auf eine

Anpassung der Versorgungsröhre zur Vergleichmäßigung des Ausblasemassenstroms verzichtet wird.

## 7.2 Aerodynamische Ergebnisse der Ausblasekonfigurationen

Im Folgenden werden die aerodynamischen Ergebnisse der untersuchten Ausblasekonfigurationen vorgestellt. Es werden die Auswirkungen der eingestellten Ausblaseraten auf den statischen Profildruckverlauf auf der Schaufelsaugseite sowie im Abströmfeld des Versuchsleitgitters 2 präsentiert. Dabei wird die Wirkung einer statischen Grenzschichtbeeinflussung auf den statischen Profildruckverlauf, umfangsgemittelten Totaldruck und den Abströmwinkel sowie das zweidimensionale Abströmfeld beschrieben. Ein Vergleich der Konfigurationen untereinander wird in einem nachfolgenden Kapitel diskutiert. Das Verhalten des statischen Druckes wird anhand der Profildruckdaten bei 50 % relativer Kanalhöhe beschrieben. Die Gesamtverläufe der Profildrucke sind im Anhang zusammengefasst. Die Messungen des statischen Profildrucks bei 70 % relativer Kanalhöhe zeigen das gleiche Verhalten wie bei 50 % relativer Kanalhöhe. Daher werden diese Verläufe in der weiteren Auswertung nicht gesondert beschrieben.

### 7.2.1 Zuströmbedingungen zu Leitrad 2

Die Schwankungsgröße  $\bar{c}_{Tu}$  in der Zuströmung des zu untersuchenden Leitschaufelgitters wurde mit einer 1D Draht Heißfilmsonde bei einer relativen Kanalhöhe von 56 % bestimmt. Durch die stromaufwärts liegenden Turbinengitter treten Schwankungen im Strömungsfeld auf. Diese entstehen durch die Vermischung des Nachlaufes der Schaufeln. Die Schwankungsgröße setzt sich hierbei aus der Freistromturbulenz sowie der Instationarität des Nachlaufes zusammen.

Bei einer Zuströmturbulenz in die Versuchsturbine von 0,5 % wird in der Eintrittsebene zu Leitrad 2 (ME6) eine Schwankungsgröße von 4,7 % bestimmt. Des Weiteren kann keine Veränderung des Wertes der Schwankungsgröße im ME6 infolge der Ausblasung in den Konfigurationen 1 und 2 festgestellt werden. Dies ist besonders zu beachten, da die Ausbildung einer Ablösung sowie die Beeinflussung dieser stark vom Freistromturbulenzgrad abhängig ist [59].

Wird die Schwankungsgröße mit dem Turbulenzgrad typischer Niederdruckturbinen verglichen, so liegt dieser auf dem gleichen Niveau. Es kann davon ausgegangen werden, dass die Untersuchungen und die Beeinflussung der Grenzschicht zwischen Niedermachzahlmaschine und original Niederdruckmaschine vergleichbar sind.

### 7.2.2 Konfiguration 0

Die Ausblasekonfiguration 0 wird bei der Bewertung des aerodynamischen Verhaltens der Versuchsbeschaukelung als Referenzfall zu allen weiteren Konfigurationen herangezogen. Der Verlauf des arithmetisch gemittelten statischen Profildruckes auf der Saugseite von Konfiguration 0 bezogen auf den Eintrittsreferenzdruck der Versuchsturbine  $p_{\text{norm}}$  ist in Abb. 7.4 a) dargestellt. Der auf den Eintrittsreferenzdruck normierte statische Druck  $p_{\text{norm}}$  auf der Saugseite wird berechnet über

$$p_{\text{norm}} = \sum_i^N \frac{p_{s,i}}{p_{\text{ein},i}} \quad (7.1)$$

Ein Vergleich von Konfiguration 0 bei verschiedenen Ausblaseraten, soll Aussagen über eine potentielle Interaktion der zusätzlich eingebrachten Masse bei Ausblasung in den Konfigurationen 1 und 2 ermöglichen. Der normierte statische Profildruck  $p_{\text{norm}}$  zeigt für alle Ausblaseraten den gleichen charakteristischen Verlauf. Ausgehend von einem Rückverzögerungsgebiet zwischen  $x_M = 0,65 - 0,75$  stellt sich das für eine Strömungsablösung typische Druckplateau ein. Die Strömung wird also verzögert, bis sie dem wirkenden Druckgradienten nicht mehr folgen kann und löst ab.

Bei  $x_M = 0,65 - 0,7$  ist für die Ausblaserate  $BR = 0$  eine Druckdifferenz im Vergleich zu den Ausblaseraten  $BR = 0,8 - 2,5$  zu erkennen. Diese ist durch eine Auswirkung der Ausblasung in den Konfigurationen 1 und 2 auf den Massendurchsatz in der Schaufelpassage zurückzuführen. Dieser steigt geringfügig durch die Versperrung in den Schaufelkanälen mit Ausblasung. Bei steigender Ausblaserate ändert sich der Druckverlauf auf der Schaufelsaugseite nicht mehr.

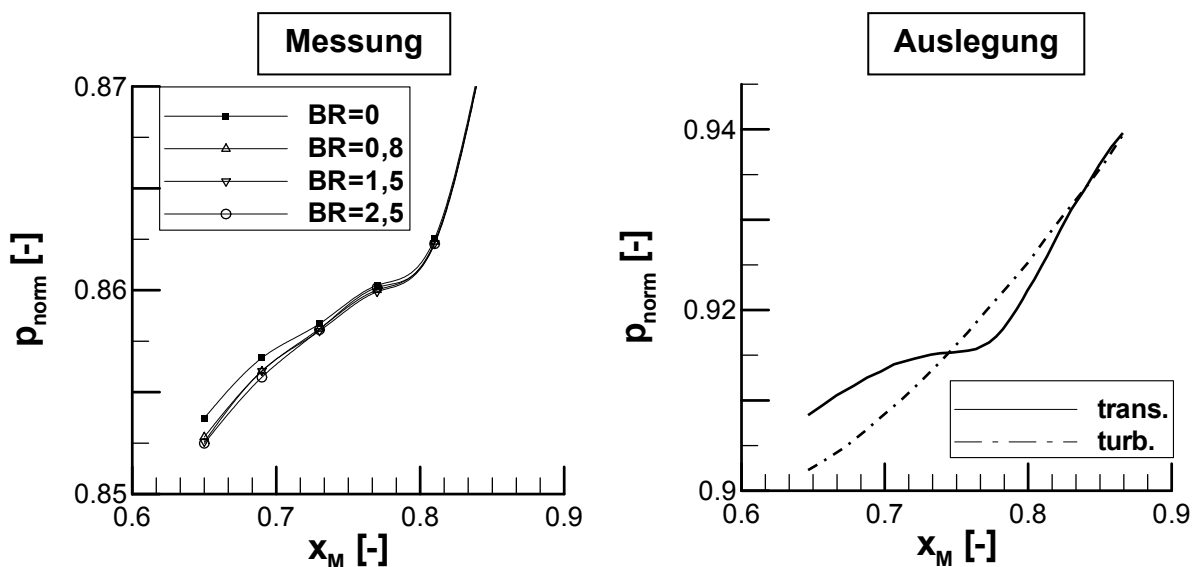


Abb. 7.4 Vergleich normierter Druckverlauf  $p_{\text{norm}}$  bei Konfiguration 0 für  $BR = 0 - 2,5$

Die Position der erfassten Ablöseblase ist vergleichbar der mit der aerodynamischen Auslegungsrechnung in Abb. 7.4 b), wohingegen die Ausprägung der Ablöseblase in der numerischen Berechnung stärker ist. Aufgrund der idealisierten Randbedingungen in der Auslegungsrechnung dient der Druckverlauf hier lediglich als qualitative Vergleichsbasis. Ein quantitativer Vergleich wird nicht vollzogen.

In Abb. 7.5 ist der umfangsgemittelte Abströmwinkel  $\alpha_u$  bei den untersuchten Ausblaseraten für Konfiguration 0 über eine radiale Höhe von 41 – 85 % relativer Kanalhöhe aufgetragen. Für alle untersuchten Ausblaseraten zeigt der Abströmwinkel qualitativ den gleichen Verlauf. Zur Beschreibung können zwei Bereiche unterschieden werden. Der Bereich A zwischen 45 % relativer Kanalhöhe bis etwa 75 % relativer Kanalhöhe. Dies ist der Bereich in dem Auswirkungen der Ausblasekonfigurationen zu erwarten sind. Ab einer Höhe  $>75\%$  kann ein Bereich B definiert werden der durch die Sekundärströmung und Schaufeldeckband beeinflusst ist.

In Bereich A weisen die Messungen bei Konfiguration 0 auf ein inhomogenes Strömungsfeld hin. Dieses hat einen lokal variierenden Abströmwinkel, der über die Kanalhöhe zwischen  $\pm 1^\circ$  um einen mittleren Abströmwinkel von etwa  $60^\circ$  variiert. Mit zunehmender radialer Höhe, verringert sich der Einfluss der Ablöseblase. Der Abströmwinkel erhöht sich zum Gehäuse hin kontinuierlich. Dieses Ergebnis bestätigt auch die aerodynamische Auslegung der Schaufelgeometrie [69].

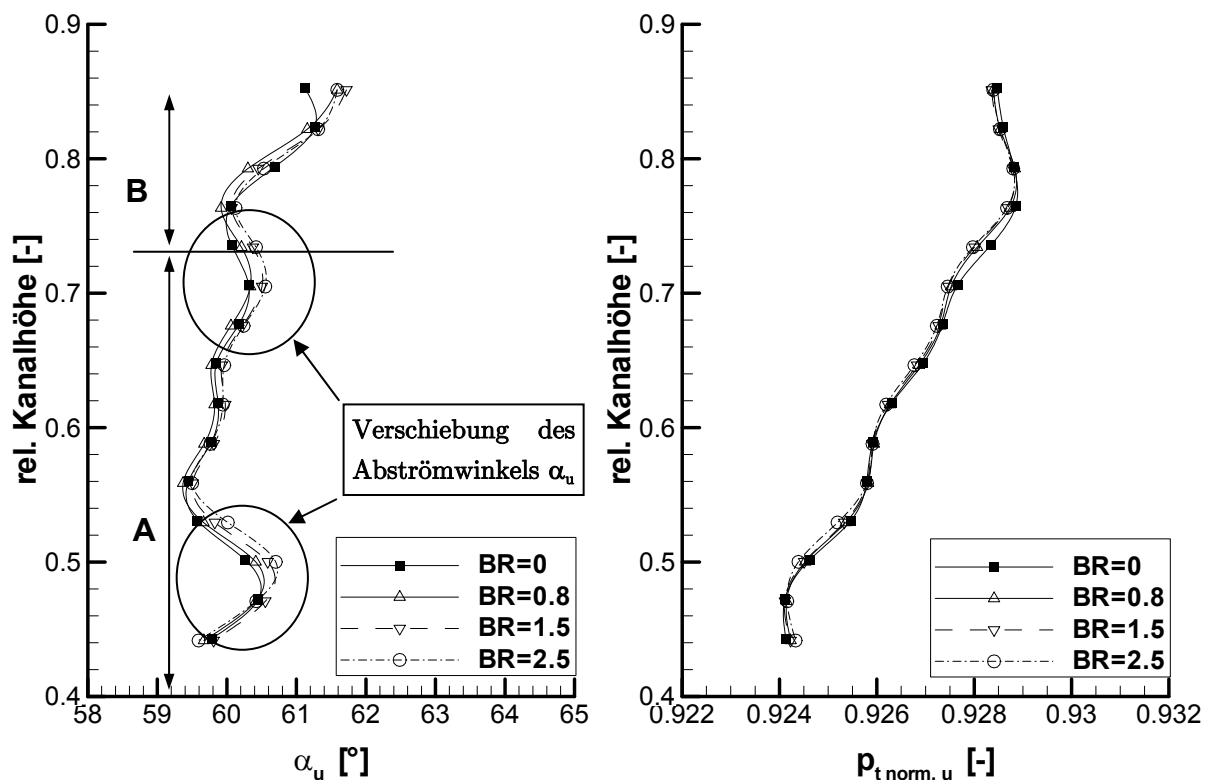


Abb. 7.5 Umfangsgemittelter Abströmwinkel  $\alpha_u$  und normierter Totaldruck  $p_{t \text{ norm, u}}$  für Konfiguration 0 bei  $BR = 0 - 2,5$

Mit zunehmender Ausblaserate kann eine Verschiebung von  $\alpha_u$  hin zu größeren Umlenkungen erfasst werden (Abb. 7.5). Durch die in Konfiguration 1 und 2 eingeblasene Luft verändert sich der Massendurchsatz durch die Konfigurationen 0 und 3. Die Veränderung ist im Vergleich zur Änderung des Abströmwinkels über die radiale Höhe klein. Es kann somit davon ausgegangen werden, dass der Einfluss von ausgeblasener Luft in Konfiguration 1 und 2 auf Konfiguration 0 klein ist.

### 7.2.3 Konfiguration 1

Der Vergleich unterschiedlicher Ausblaseraten bei Konfiguration 1 zeigt eine deutliche Änderung des normierten Druckverlaufes bei einer Erhöhung der Ausblaserate. Wie in den Abb. 7.6 a) – d) dargestellt, führt eine Erhöhung der Ausblaserate zu einer Vergleichmäßigung des Druckverlaufes auf der Schaufelsaugseite. Die Ausblaserate  $BR = 0$ , die entsprechend Konfiguration 0 für alle Ausblaseraten als Referenzfall dient, zeigt ein Druckplateau zwischen 73 – 77 %  $x_M$ . Gleichzeitig ist dieser typische Druckverlauf für eine abgelöste Strömung auf der Saugseite ebenfalls für die Schaufelauslegungsrechnung zu sehen, siehe Abb. 7.6 d). Die Ausprägung der Ablösung ist bei der Ausblaserate von  $BR = 0$  geringer, als von der Schaufelauslegungsrechnung vorhergesagt.

Der Verlauf von  $p_{norm}$  ist für den Fall mit Ausblaserate  $BR = 0,8$  (Abb. 7.6 b) generell oberhalb des Verlaufes ohne Ausblasung. Wird  $x_M = 0,65$  betrachtet, so ist eine Druckerhöhung zu erkennen. Somit werden die Lage und die Ausprägung der maximalen Machzahl auf der Profilsaugseite verändert. Der Druckverlauf weist darauf hin, dass bei  $BR = 0,8$  das Druckminimum zu kleineren Werten von  $x_M$  verschoben wird. Dies deutet auf einen Versperrungseffekt durch die ausgeblasene Luft hin. Zusätzlich kann eine Energetisierung der Grenzschicht ab  $x_M > 0,8$  erfasst werden. Im Vergleich mit  $BR = 0$  weist der Druckverlauf keinen konstanten Offset auf. Vielmehr zeigt sich eine Vergrößerung der Druckdifferenzen gleicher Profildrücke mit steigendem  $x_M$ . Durch den geringen Impuls der Ausblaseluft im Verhältnis zur Hauptströmung wird die Ausblaseluft auf die Schaufelhinterkante gepresst. Dies deckt sich mit Filmkühlungsuntersuchungen [4], [24], die gezeigt haben, dass der Einflussbereich von ausgeblasener Luft mit steigender Ausblaserate weiter stromab wandert.

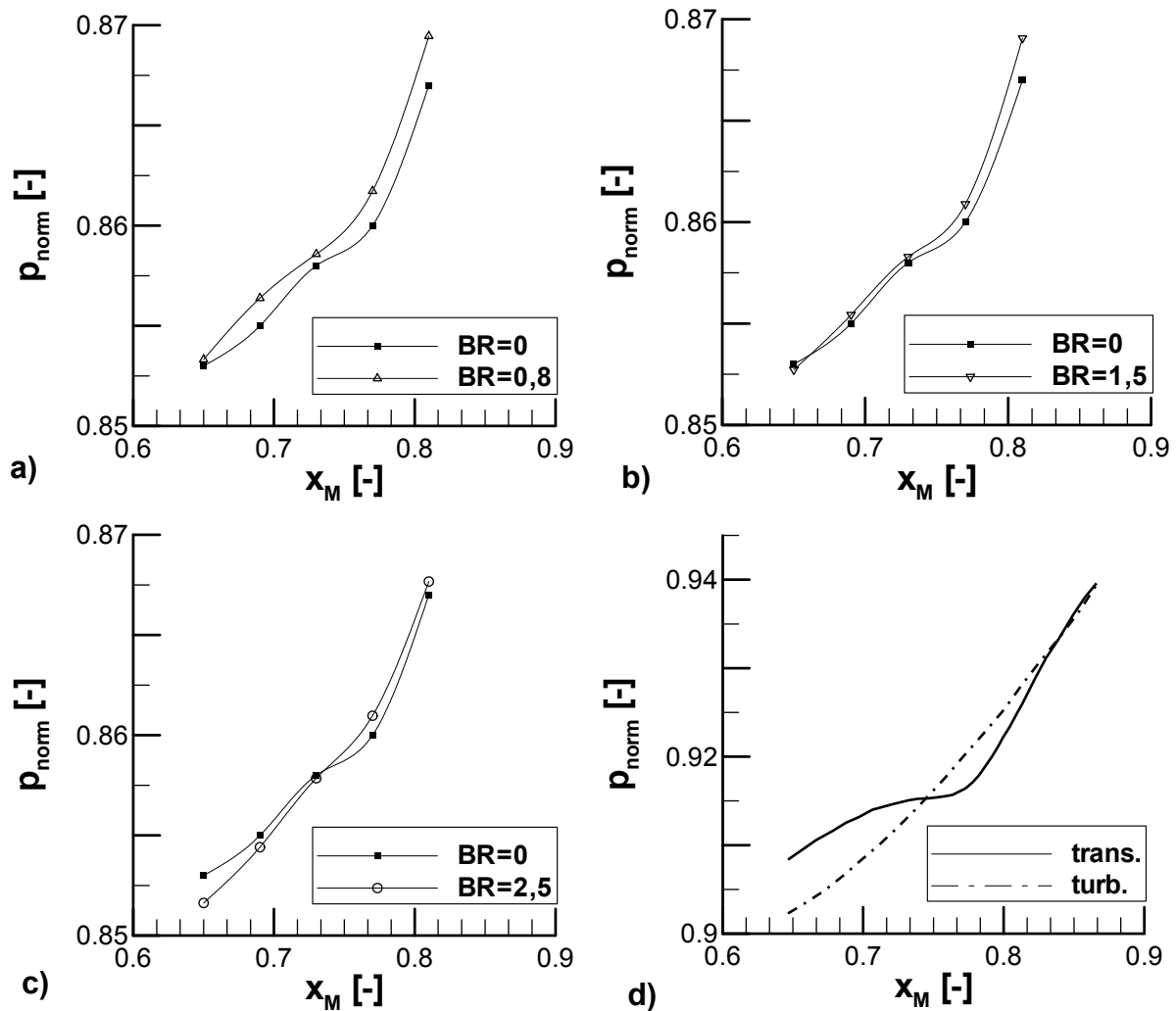


Abb. 7.6 a) – d) Vergleich normierter Druckverlauf  $p_{\text{norm}}$  bei Konfiguration 1 für  $BR = 0 - 2,5$  und Auslegungsrechnung ( d )

Für  $BR = 1,5$  nähert sich der Druckverlauf dem von  $BR = 0$  an. Der statische Druck sinkt bei  $x_M = 0,65$  auf das Niveau von  $BR = 0$ . Trotz Ausblasung kann ein Druckplateau erfasst werden. Somit verändert eine Ausblasung in diesem Fall nicht die abgelöste Grenzschicht auf 50 % relativer Kanalhöhe. Wie schon im Ausblasefall  $BR = 0,8$  beeinflusst die Ausblasung den Bereich für  $x_M > 0,8$ . Eine deutliche Veränderung des Profildruckverlaufes ergibt sich bei einer Ausblaserate von 2,5. Der Druck bei  $x_M = 0,65$  ist deutlich geringer als für  $BR = 0$ , was eine Verschiebung des Druckminimums hin zur Hinterkante bedeutet. Ebenso ist kein Druckplateau zu erfassen. Ein Vergleich mit der in Abb. 7.6 d) dargestellten numerischen Auslegungsrechnung für den turbulenten Auslegungsfall zeigt gute Übereinstimmung. Dies bedeutet, dass eine Ablösung bei 50 % relativer Kanalhöhe bei  $BR = 2,5$  vermieden werden kann.

Wird das systematische Verhalten des Druckverlaufes auf der Schaufelsaugseite betrachtet, so kann festgestellt werden, dass mit zunehmender Ausblaserate der

Druckverlauf homogenisiert wird. Ein auftretendes Ablöseplateau verschwindet, die Lage des Druckminimums verschiebt sich weiter stromab zu größeren  $x_M$ .

Neben dem statischen Druckverlauf auf der Saugseite des Versuchsprofils erlaubt der in Abb. 7.7a) dargestellte umfangsgemittelte Abströmwinkel  $\alpha_u$  Aussagen über die Auswirkungen einer Grenzschichtbeeinflussung zu treffen. Anders als bei der zuvor vorgestellten Konfiguration 0, stellt eine Ausblaserate von  $BR = 0$  nicht das Ablöseverhalten der ausgelegten Ultra High-Lift Beschaufelung dar. Durch das Vorhandensein der Löcher im Bereich zwischen 30 % – 70 % relativer Kanalhöhe wird die Grenzschicht beeinflusst. Für  $BR = 0$  kann ein homogener Verlauf von  $\alpha_u$  im Bereich A festgestellt werden. Eine Ablösung kann jedoch nicht gänzlich verhindert werden, da im Bereich von 60 % radialer Höhe eine höhere Umlenkung am Schaufelprofil auftritt als bei 50 % und 70 % radialer Höhe.

Der Vergleich von Ausblaserate  $BR = 0,8$  mit  $BR = 0$ , zeigt eine starke Minderumlenkung von  $1,5^\circ$ . Aufgrund des geringen Impulses der Ausblaseluft bei geringen Ausblaseraten, wird die ausgeblasene Luft nahe des Bohrungsaustritts von der Hauptströmung umgelenkt. Dies führt im vorliegenden Fall zu einer Aufdickung der Grenzschicht und damit zu einer aerodynamischen Aufdickung des Schaufelprofils selbst. Die somit erzeugte Versperrung im Schaufelkanal führt zu einer Minderumlenkung. Durch Erhöhung der Ausblaserate auf  $BR = 1,5$  erhöht sich die Eindringtiefe des ausgeblasenen Massenstroms, die Grenzschichtaufdickung wird verringert. Für eine Ausblaserate von  $BR = 1,5$  kann die lokale Störung der Grenzschicht und damit Veränderung der lokalen Ablöseblase erfasst werden. Im Bereich A ist ein Wellenprofil im Abströmwinkel zu erkennen. Dieses passt zu dem Abstand der eingebrachten Ausblasebohrungen und bedeutet lokal eine zusätzliche Änderung von  $\Delta\alpha_u \pm 0,2^\circ$ .

Bei einer Ausblaserate von  $BR = 2,5$  kann davon ausgegangen werden, dass der Ausblasestrahl komplett in die Hauptströmung eintritt. Damit ist die Erhöhung des Abströmwinkels nur noch durch eine Verringerung der Strömungsablösung am Profil zu erklären. Durch die Störung der Grenzschicht kann der negative Einfluss der Ablösung verringert werden und lokal über den Verlauf von  $BR = 0$  geschoben werden. Wie schon bei  $BR = 1,5$  tritt der typische wellenförmige Verlauf der lokalen Beeinflussung der Strömung direkt hinter den Ausblasebohrungen auf.

Im Bereich B ist ein geringer Einfluss der Ausblasebohrungen zu erfassen. Der Abströmwinkel ist zum Gehäuse hin ansteigend, was der aerodynamischen Auslegung entspricht. Mit steigender Ausblaserate nähert sich der Verlauf dem bei  $BR = 0$  an. Ab einer relativen Kanalhöhe von 85 % ist kein Unterschied und keine Abhängigkeit zwischen  $BR = 0$  und einer Ausblasung festzustellen. Dies bestätigt zusätzlich den stark lokalen Einfluss der Grenzschichtbeeinflussung auf die abgelöste Strömung.

Der umfangsgemittelte normierte Totaldruck  $p_{t, \text{norm}, u}$  ist in Abb. 7.7 b) dargestellt.



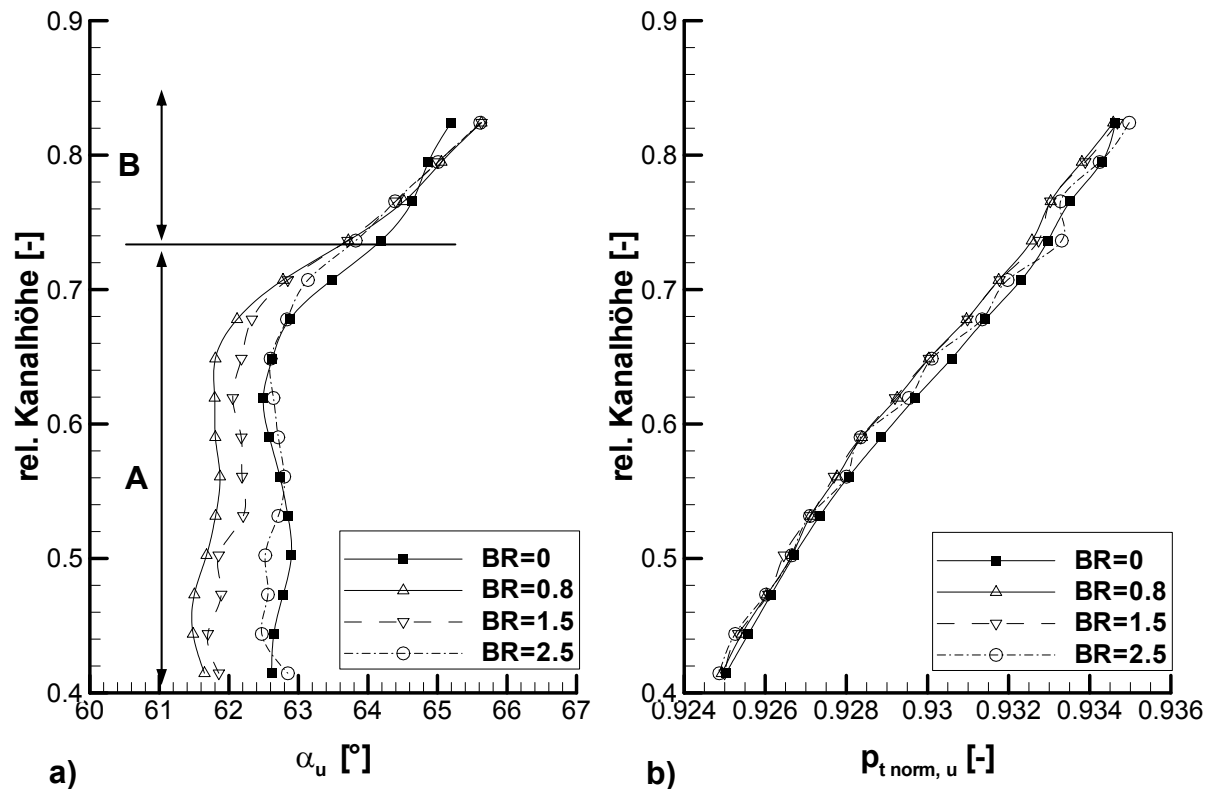


Abb. 7.7 a) und b) Umfangsgemittelter Abströmwinkel  $\alpha_u$  und normierter Totaldruck  $p_{t \text{ norm, u}}$  für Konfiguration 1 bei BR = 0 – 2,5

Die vorgestellten umfangsgemittelten Verteilungen von Abströmwinkel  $\alpha_u$  und Totaldruck  $p_{t \text{ norm, u}}$  zeigen mit zunehmender Ausblaserate eine radiale Veränderung. Werden die ermittelten Strömungsfeldmessungen für den Abströmwinkel  $\alpha$  betrachtet, so kann die Auswirkung der Ausblasung im Bereich der Hinterkante des Schaufelprofils erfasst werden. In Abb. 7.8 a) – d) sind die Strömungsfeldmessungen von Konfiguration 1 in Messebene 7 bei BR = 0 – 2.5 dargestellt. Die Gitterauflösung entspricht dem Messgitter B und somit einem halben Bohrungsabstand im radialen Höhenraster. Die Lage der Ausblasebohrungen ist in Abb. 7.8 a) – d) dargestellt. Aufgrund der radialen Kanalaufweitung und veränderlicher Umlenkung ist die dargestellte Position eine geometrische Projektion der relativen radialen Höhe der Ausblasebohrungen im Schaufelkanal auf die Messebene nach Leitrad 2. Diese relative radiale Höhe ist mit Punkten am Messgitterrand markiert.

Ausblaserate BR = 0 (Abb. 7.8 a)) stellt wieder die Basis für die nachfolgenden Vergleiche dar. Hier ist die ungestörte Hauptströmung, bei  $\varphi = 0^\circ - 1,5^\circ$  zu erfassen. Dort erreicht der gemessene Abströmwinkel  $\alpha$  den in der numerischen Auslegung vorhergesagten Wert. Bei  $\varphi = -2^\circ - 0^\circ$  ist in Abb. 7.8 a) der Einfluss der Hinterkante des Schaufelprofils zu erkennen. Dieser kann ebenfalls im gemessenen Totaldruckfeld Abb. A.5 a) erfasst werden. Es wechseln sich Gebiete von Minder- und Mehrumlenkung ab. Es ist zu erkennen, dass keine Minder- bzw. Mehrumlenkung über die gesamte radiale Kanalhöhe auftritt. Dies ist durch das stark dreidimensionale

Verhalten der Ultra High-Lift Beschaufelung im Gehäusebereich zu erklären (siehe Kapitel 4.3). Der Gehäusebereich ist durch stark dreidimensionale aerodynamische Strömungseffekte geprägt.

Bei einer Ausblaserate von  $BR = 0.8$  wird die Minderumlenkung an der Hinterkante verstärkt. Es ist ein durchgängiges, gleichförmiges Band an der Hinterkante zu erkennen. Dies ist die Folge der aufgedickten Grenzschicht durch die Ausblasung. Die Profilmströmung an der Hinterkante von Druck- zur Saugseite führt zu der erfassten Minderumlenkung. Weiterhin kann davon ausgegangen werden, dass die Ablösung zwar verringert wird, aber nicht vollständig verschwindet. Das bestätigt auch der gemessene Profildruckverlauf sowie die Totaldruckverteilung  $p_{t, \text{norm}}$  in Abb. A.5 b).

Mit einer weiteren Erhöhung der Ausblaserate ist eine lokale Veränderung der Minderumlenkung zu erkennen. Der Effekt ist bei  $BR = 1.5$  beginnend, bei  $BR = 2.5$  deutlich zu sehen. Die Minderumlenkung kann nahezu auf das Niveau von  $BR = 0$  verringert werden. Der Ursprung des in der umfangsgemittelten Abströmwinkelverteilung erfassten wellenförmigen Verlaufes ist deutlich zu erkennen. Durch die Ausblasung wird stromab der Ausblasebohrungen die Grenzschicht derart gestört, dass eine Minderumlenkung verringert wird. Der dazu führende physikalische Effekt ist in Kapitel 7.5.2 beschrieben. Trotz der Verringerung der Minderumlenkung im Nachlaufgebiet der Versuchsbeschaufelung bei  $BR = 2.5$  ist ersichtlich, dass eine Grenzschichtbeeinflussung bei Konfiguration 1 zwar die negativen Effekte der Grenzschichtablösung reduziert, der Abströmwinkel aber nicht über das Niveau der Beschaufelung mit Löchern bei  $BR = 0$  gehoben werden kann. Beim im Anhang dargestellten Totaldruck  $p_{t, \text{norm}}$  (siehe Abb. A.5 d)) für die Messebene 7 wird ein analoges Verhalten zum Abströmwinkel  $\alpha$  bei Ausblasung beobachtet.

Die Strömungsfeldvermessung erklärt die Abweichung des umfangsgemittelten Abströmwinkels  $\alpha_u$  für  $BR = 0$  in Abb. 7.7 a). Im Freistrombereich zwischen  $\varphi = 0^\circ - 1^\circ$  und 80 % - 82 % relativer Kanalhöhe sind in Abb. 7.8 a) Abweichungen im gemessenen Abströmwinkel im Vergleich zu den weiteren gemessenen Ausblaseraten zu erkennen. Messungen in diesem Bereich werden von gehäuseseitigen Strömungseffekten beeinflusst, die mit zunehmender Gehäusenähe zunehmen. Somit sind Messungen in diesem Bereich in ihrer Aussagefähigkeit nur bedingt belastbar.

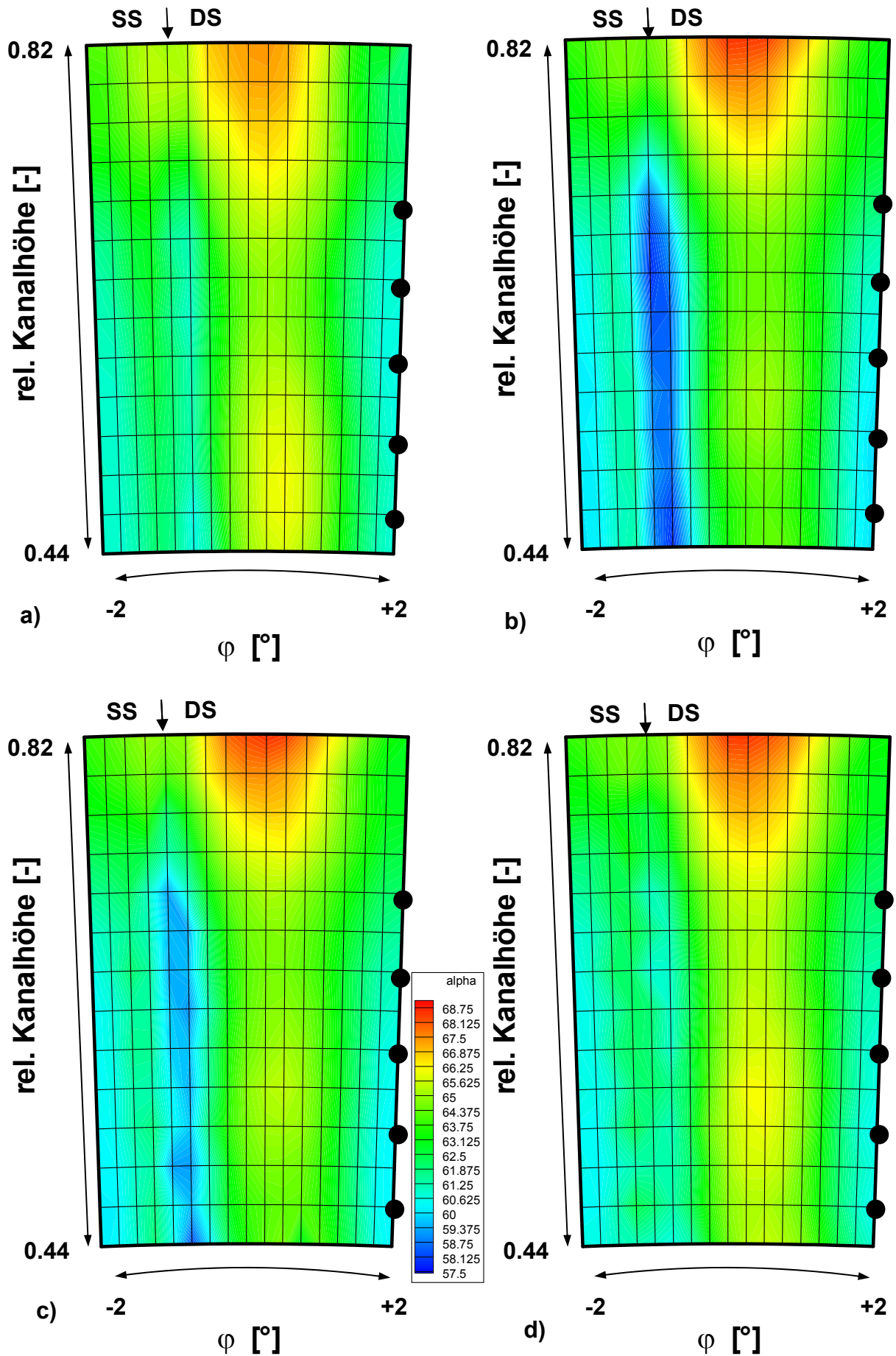


Abb. 7.8 Abströmwinkel  $\alpha$  von Konfiguration 1 für Ausblaseraten BR = 0 – 2,5 a) – d)

● = projizierte radiale Ausblaseposition auf Messebene ME07

### 7.2.4 Konfiguration 2

Bei der Untersuchung der Ausblasekonfiguration 2 ist für die verschiedenen Ausblaseraten eine Veränderung des normierten Profildruckes  $p_{\text{norm}}$  zu erkennen. Analog zu Kapitel 7.2.3 ist in Abb. 7.9 a) – d) der normierte Druck  $p_{\text{norm}}$  auf der Schaufelsaugseite im Vergleich zur Ausblaserate  $BR = 0$  bei 50 % relativer Kanalhöhe aufgetragen.

Wird der Druckverlauf bei  $BR = 0$  in Abb. 7.9 a) betrachtet, ist zwischen  $x_M = 0,73 - 0,77$  ein Druckplateau zu erkennen. Dies zeigt wieder die Position der laminaren Ablöseblase. Die Ausprägung ist im Vergleich zur aerodynamischen Auslegungsrechnung (Abb. 7.9 d)) geringer. Bei Ausblasung mit  $BR = 0,8$  erfolgt eine generelle Druckerhöhung im Vergleich zu  $BR = 0$  auf der Schaufelsaugseite. Bei  $x_M = 0,65$  weist der höherer Druck  $p_{\text{norm}}$  auf eine Verschiebung des Druckminimums zu kleineren  $x_M$  hin. Die Ausprägung des Druckplateaus zwischen  $x_M = 0,73 - 0,76$  wird stärker aber auch kürzer. Besonders auffällig ist die steigende Druckdifferenz zwischen  $BR = 0$  und  $BR = 0,8$  bei  $x_M = 0,81$ . Diese ist auf den Einfluss der eingebrachten Ausblaseluft zurückzuführen. Aufgrund des geringen Austrittsimpulses wird der Ausblasestrahl auf die Schaufel umgelenkt und erhöht im Bereich der Hinterkante lokal den statischen Schaufeldruck.

Bei  $BR = 1,5$  ist der lokale Einfluss der ausgeblasenen Luft auf das Schaufelprofil weniger deutlich. Bei  $x_M = 0,81$  ist die Druckdifferenz geringer als im vorhergehenden Fall. Dies ist auf den gesteigerten Impuls der Ausblaseluft zurückzuführen, die somit tiefer in die Hauptströmung eindringen kann. Der Druck  $p_{\text{norm}}$  bei  $BR = 1,5$  liegt auf dem Druckniveau von  $BR = 0$ , wohingegen der Verlauf homogener ist und ein Ablöseplateau zwischen  $x_M = 0,73 - 0,77$  nur schwach angedeutet ist.

Bei  $BR = 2,5$  kann davon ausgegangen werden, dass die laminare Grenzschichtablösung vollständig unterdrückt wird. Der Druckverlauf ist vergleichbar mit dem der turbulenten Auslegungsrechnung. Der Gradient des Druckverlaufes ist steiler, eine Ablösung ist nicht feststellbar. Bei  $x_M = 0,65$  ist eine deutliche Verringerung des statischen Druckes zu sehen. Damit verschiebt sich die Lage des Druckminimums hin zur Schaufelhinterkante. Die Schaufel kann über eine kürzere Strecke den geforderten Druckaufbau leisten. Aufgrund der hohen Ausblaserate tritt der Ausblasestrahl nahezu vollständig in die Hauptströmung ein. Der Einfluss auf die Schaufelhinterkante bei  $x_M = 0,85$  ist gering.

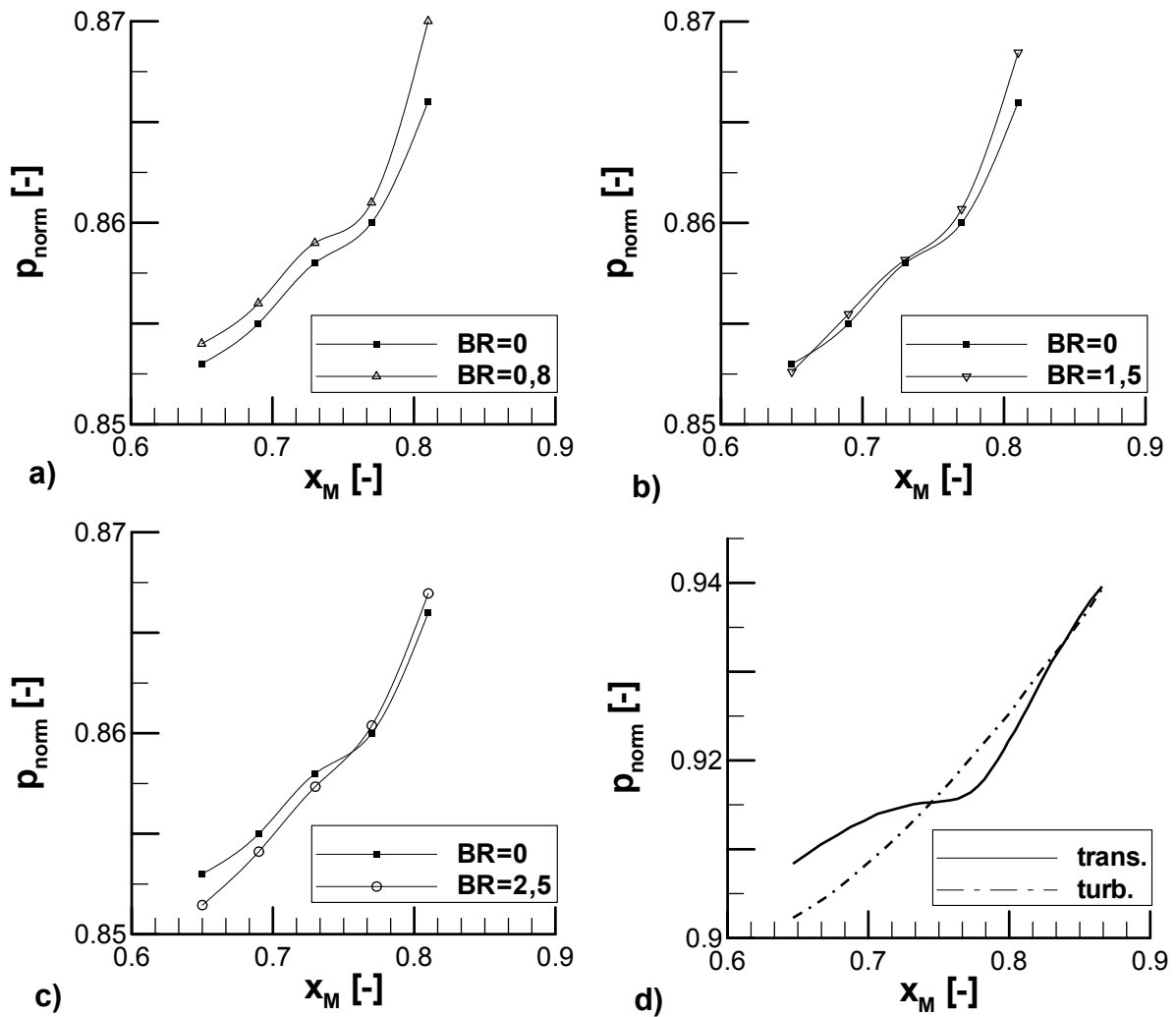


Abb. 7.9 a) – d) Vergleich normierter Druckverlauf  $p_{\text{norm}}$  bei Konfiguration 2 für  $BR = 0 - 2,5$  und Auslegungsrechnung ( d )

Der Druckverlauf  $p_{\text{norm}}$  bei 50 % relativer Kanalhöhe ist mit dem in Konfiguration 1 vergleichbar. Werden die umfangsgemittelten Größen  $\alpha_u$  sowie  $p_{t, \text{norm}, u}$  betrachtet, zeigen sich deutliche Unterschiede.

In Abb. 7.10 ist der umfangsgemittelte Abströmwinkel  $\alpha_u$  über eine relative Kanalhöhe von 0,44 – 0,85 für die verschiedenen Ausblaseraten dargestellt. Im Bereich A zwischen 0,44 – 0,75 besitzt der Abströmwinkel einen homogenen Verlauf. Durch das Vorhandensein der Ausblasebohrungen wird die Grenzschicht gestört und die Ablösung verringert. Dieser positive Effekt wird durch eine Ausblasung in die Grenzschicht mit  $BR = 0,8$  aufgehoben. Wie aus dem gemessenen statischen Druckverlauf für  $BR = 0,8$  zu erkennen, wird eine vorhandene Ablösung verstärkt, was zu einer Minderumlenkung um  $\Delta\alpha_u$  von  $1^\circ$  führt. An den Bohrungspositionen kann lokal eine Reduzierung des negativen Effekts der zusätzlich eingebrachten Masse erfasst werden. Die Ausblaserate von  $BR = 0,8$  ist somit nicht in der Lage eine Transition oder Energetisierung der Strömung zu forcieren. Mit steigender

Ausblaserate von  $BR = 1,5$  übergend zu  $BR = 2,5$  verringert sich die Minderumlenkung im Vergleich zu  $BR = 0$ . Während bei  $BR = 1,5$  lokal die Minderumlenkung hinter den Ausblasebohrungen auf das Niveau des Falles ohne Ausblasung reduziert werden kann, tritt bei  $BR = 2,5$  eine Mehrumlenkung am untersuchten Schaufelprofil auf. Generell ist der Abströmwinkel größer als bei  $BR = 0$ , zusätzlich tritt ein stark ausgeprägtes radiales Wellenprofil auf. Dieses ist durch die Ausblasung bedingt und resultiert aus der Verwirbelung der Strömung direkt hinter den Ausblasebohrungen und lässt auf eine Reduzierung der Strömungsablösung in diesen Bereichen schließen. Diese erhöhte Turbulenz kann durch die sich im Ausblasestrahl bildenden  $\Omega_1$  und  $\Omega_2$  Wirbelsysteme [63], [57] erklärt werden.

Die stark lokale Ausprägung der Strömungsbeeinflussung durch Ausblasung ist im Bereich B zu sehen. Dort ist nur eine geringe Abhängigkeit des Verlaufs von  $\alpha_u$  von der Ausblaserate zu erkennen. Der umfangsgemittelte Totaldruckverlauf  $p_{t, \text{norm}, u}$  zeigt einen ähnlichen Verlauf wie  $\alpha_u$ . Das radial ausgeprägte Wellenprofil ist ebenso im Verlauf von  $p_{t, \text{norm}, u}$  sichtbar. Entgegen dem Abströmwinkel ist im Totaldruckverlauf nur eine Angleichung des Totaldrucks bei höherer Ausblaserate nicht aber eine Erhöhung experimentell nachzuweisen.

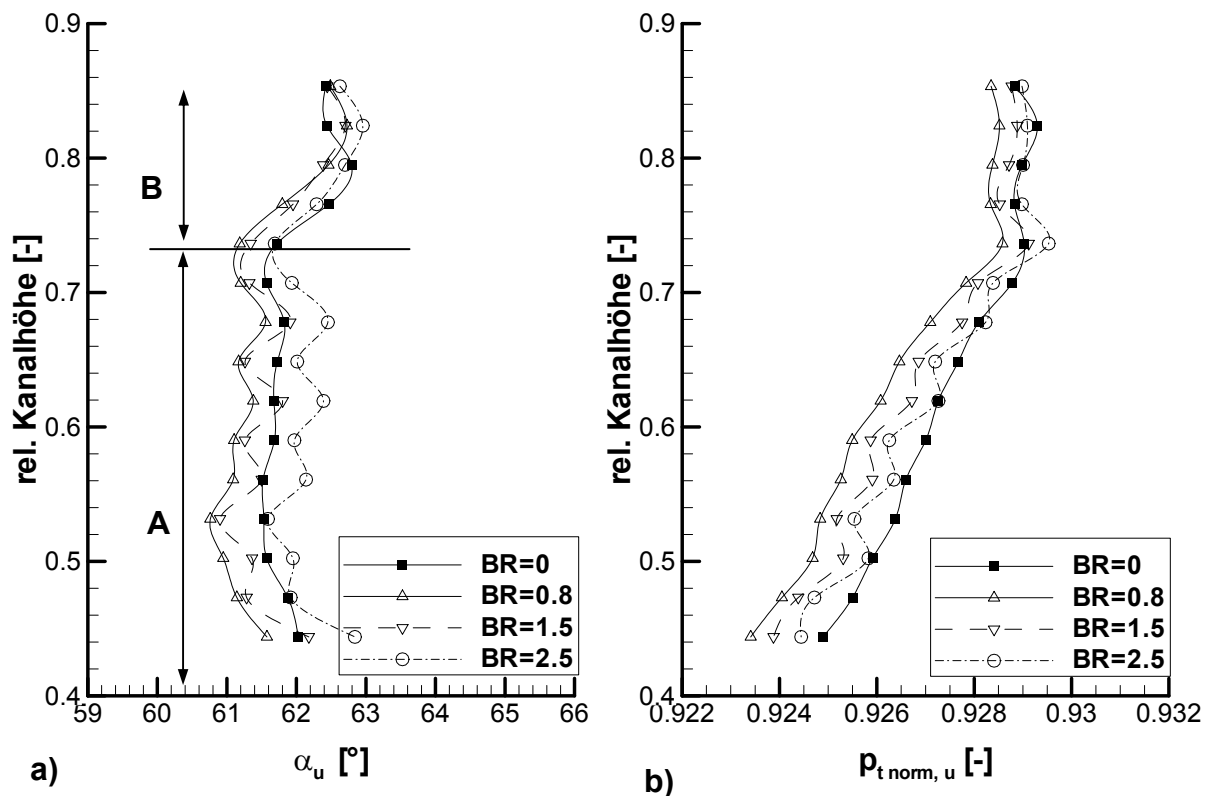


Abb. 7.10 a) und b) Umfangsgemittelter Abströmwinkel  $\alpha_u$  und normierter Totaldruck  $p_{t, \text{norm}, u}$  für Konfiguration 2 bei  $BR = 0 - 2,5$

Das den umfangsgemittelten Verläufen aus Abb. 7.10 zugrundeliegende Strömungsfeld in Messebene 7, ist in den Abb. 7.11 a) – d) mit markierter projizierter

Ausblaseposition dargestellt. Wie auch bei Konfiguration 1 ist im Nachlauf der Versuchsbeschaufelung ein Band mit Minder- und Mehrumlenkung zu erfassen, was sich ebenfalls in der Totaldruckverteilung  $p_{t, \text{norm}}$  (Abb. A.6) widerspiegelt. Dieses ist bei  $BR = 0$  über die gesamte radiale Kanalhöhe gleichermaßen ausgeprägt.

Bei  $BR = 0.8$  ist eine Erhöhung der Minderumlenkung zu erkennen, welche aus der Grenzschichtbeeinflussung resultiert. Die Grenzschicht wird aufgedickt, an der Hinterkante strömt Fluid von der Druck- zur Saugseite. Aufgrund der Ausblasung entsteht bei Konfiguration 2 bei  $BR = 0.8$  eine radial begrenzte Veränderung an der Schaufelhinterkante. Durch die nahe Position der Ausblasebohrungen zur Grenzschichtablösung ist die zur Beeinflussung notwendig Ausblaserate geringer als bei Konfiguration 1.

Mit steigender Ausblaserate ist sichtbar, dass die Ausblasung deutlich den Abströmwinkel erhöht. Bei  $BR = 2.5$  ist eine Hinterkantenumströmung von der Druck- zur Saugseite nur lokal vorhanden. Die Höhe der Minderumlenkung bei  $BR = 2.5$  ist unterhalb des Wertes für  $BR = 0$ .

Zusätzlich zur lokalen Beeinflussung des Abströmwinkels bei  $BR = 2.5$  wird die freie Kanalströmung zwischen  $\varphi = 0^\circ - 2^\circ$  verändert. Diese zeigt eine lokale Erhöhung des Abströmwinkels an. Es ist möglich, dass die Verwirbelung des in den Strömungskanal eindringenden Ausblasestrahls diese Mehrumlenkung bedingt. Weiterhin ist bei Veränderung der Ausblaserate zu sehen, dass im Bereich von 80 % - 85 % relativer Kanalhöhe nur eine geringe Interaktion zwischen Hauptströmung und der Ausblasung in die Grenzschicht besteht. Dies bestätigt die Aussage, dass die Ausblasung nur im eingebrachten Bereich zwischen 25 % und 75 % radialer Höhe das Strömungsprofil beeinflusst. Wie auch bei Konfiguration 1 stützen die im Anhang gezeigten Messungen des Totaldrucks  $p_{t, \text{norm}}$  in Messebene 7 (siehe Abb. A.6) die über den Abströmwinkel  $\alpha$  getroffenen Aussagen zum Verhalten der Profilmströmung.

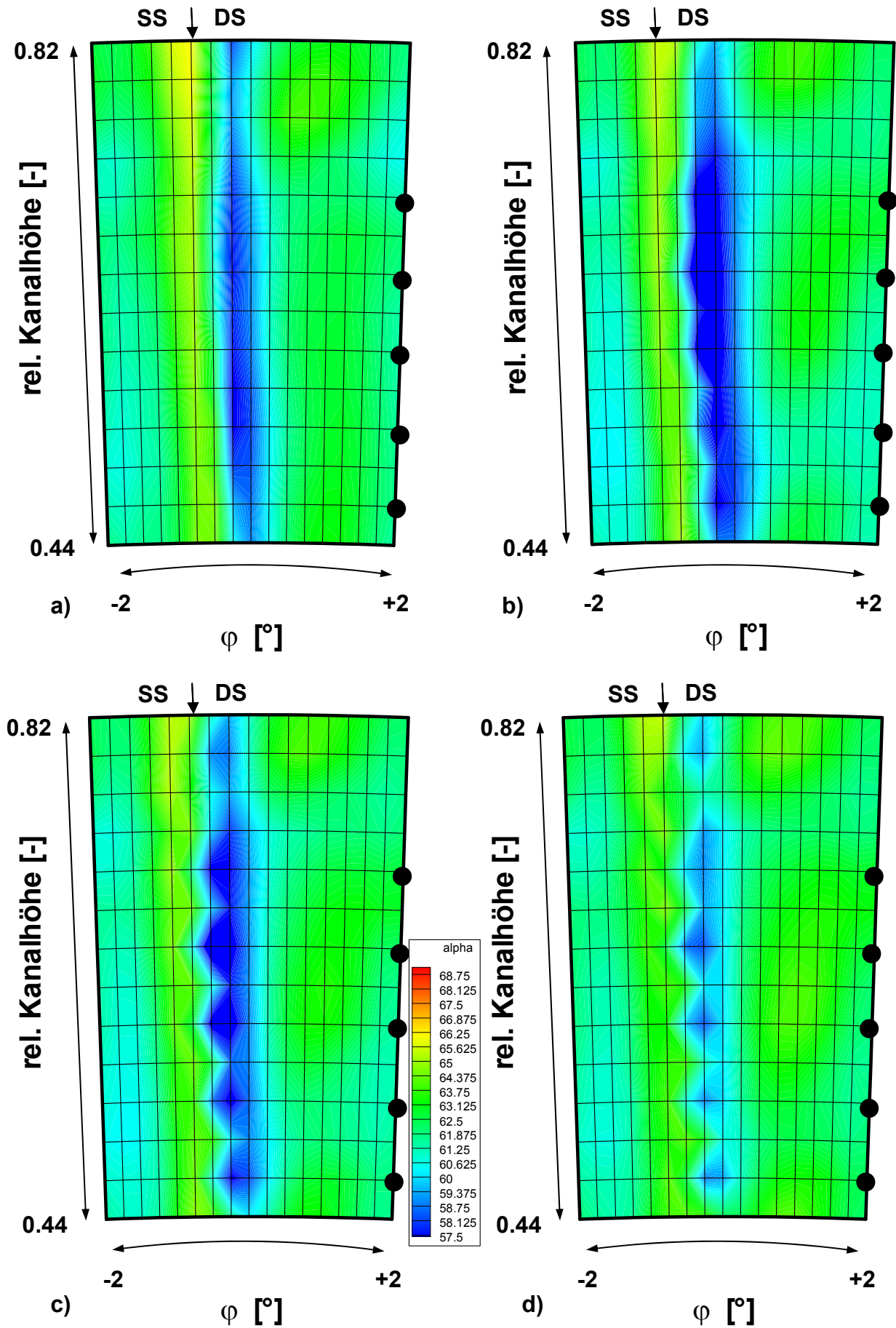


Abb. 7.11 Abströmwinkel  $\alpha$  von Konfiguration 2 für Ausblaseraten  $BR = 0 - 2,5$  a) – d)

● = projizierte radiale Ausblaseposition auf Messebene ME07



### 7.2.5 Konfiguration 3

Die Konfigurationen 1 und 2 haben gezeigt, dass durch Ausblasung in die Grenzschicht einer hochbelasteten Niederdruckturbinenbeschaufelung auftretende Ablöseblasen reduziert werden können. Mit Konfiguration 3 soll der natürliche Druckgradient zwischen Druck- und Saugseite zur Grenzschichtbeeinflussung verwendet werden.

Aufgrund der Durchbohrung der Beschaufelung stellt sich der Ausblasemassenstrom entsprechend dem maximal anliegenden Druckverhältnis zwischen Druck- und Saugseite ein. Mit den gemessenen statischen Drücken auf Druck- und Saugseite kann sich eine maximale Ausblaserate von  $BR = 0,38$  einstellen. Unter Berücksichtigung der Verlustkorrelationen für Rohrströmungen kann davon ausgegangen werden, dass die effektive Ausblaserate niedriger ist als die theoretisch berechnete. Diese Verluste reduzieren die Ausblaserate wie bei Idelchik [40] vorgeschlagen durch Einlauf-, Lauflänge- und Austrittsverluste auf einen Wert  $BR = 0,37$ .

In Abbildung Abb. 7.12 ist der Vergleich des Druckverlaufs auf 50 % relativen Kanalhöhe dargestellt. Der Vergleich der Ausprägung des Druckverlaufes wird zwischen Konfiguration 0 und Konfiguration 3 durchgeführt.

Ab  $x_M = 0,73$  ist der gemessene Druck deutlich oberhalb dem der Konfiguration 0. Dies ist auf die Beeinflussung durch den von der Druckseite zuströmenden Massenstrom zurückzuführen. Das typische Ablöseplateau tritt zudem verstärkt zwischen  $x_M = 0,73$  und  $x_M = 0,79$  in Erscheinung.

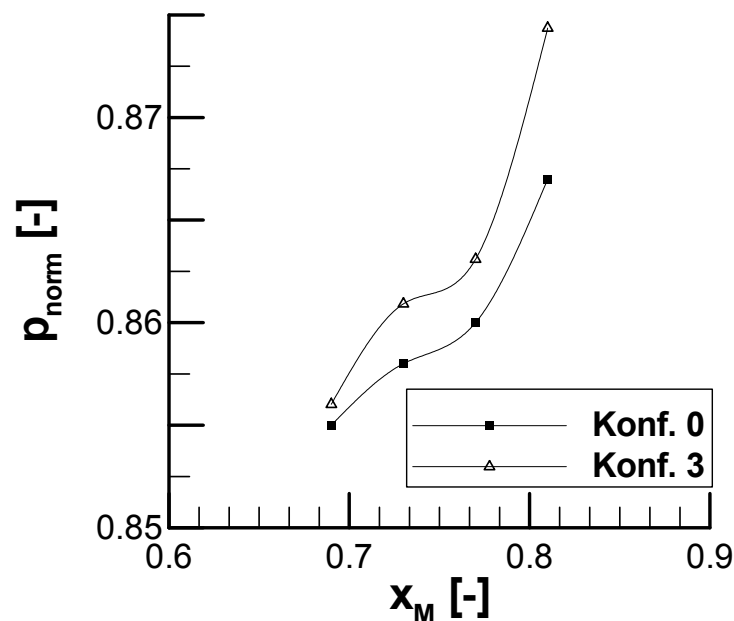


Abb. 7.12 Vergleich normierter Druckverlauf  $p_{norm}$  bei Konfiguration 3 für  $BR = 0$  mit Konfiguration 0

Es kann somit gefolgert werden, dass die Beeinflussung durch diese Form der Ausblasung nicht ausreicht, um die abgelöste Grenzschicht so zu stören, dass diese wieder zum Anliegen gebracht werden kann. Zusätzlich tritt eine Verstärkung der Ablösung und Verschlechterung des Druckverlaufes auf. Daher wird im Folgenden die Konfiguration 3 nicht weiter untersucht.

### 7.3 Vergleich der Ausblasekonfigurationen 1 und 2

Bei den Untersuchungen zur Grenzschichtbeeinflussung durch Ausblasung bei hochbelasteten Niederdruckturbinenbeschaukelungen haben die Konfigurationen 1 und 2 gezeigt, dass eine Veränderung der Grenzschicht bei Ausblasung möglich ist. Wie in Kapitel 7.2.3 und 7.2.4 beschrieben, kann eine Ablöseblase durch die Ausblasung bei beiden Konfigurationen verringert bzw. vollständig vermieden werden. Aus den Druckverläufen kann kein Rückschluss gezogen werden, welchen Einfluss die Position der Grenzschichtbeeinflussung auf das Verhalten der Ultra High-Lift Beschaukelung hat.

Konfiguration 1 besitzt Ausblasebohrungen an der Position  $x_M = 0,55$ . Damit wird die ausgeblasene Luft 20 % vor der gemessenen Grenzschichtablösung eingebracht. Diese Positionen sind jeweils hinter der Engstelle und somit im Diffusionsbereich des Niederdruckturbinenprofils.

Die Auswirkungen des Ausblasemassenstroms können in der Abweichung der Druckverläufe von Konfiguration 1 und 2 für eine Ausblaserate  $BR = 0,8$  erkannt werden. Diese Abweichung ist in Abb. 7.13 dargestellt.

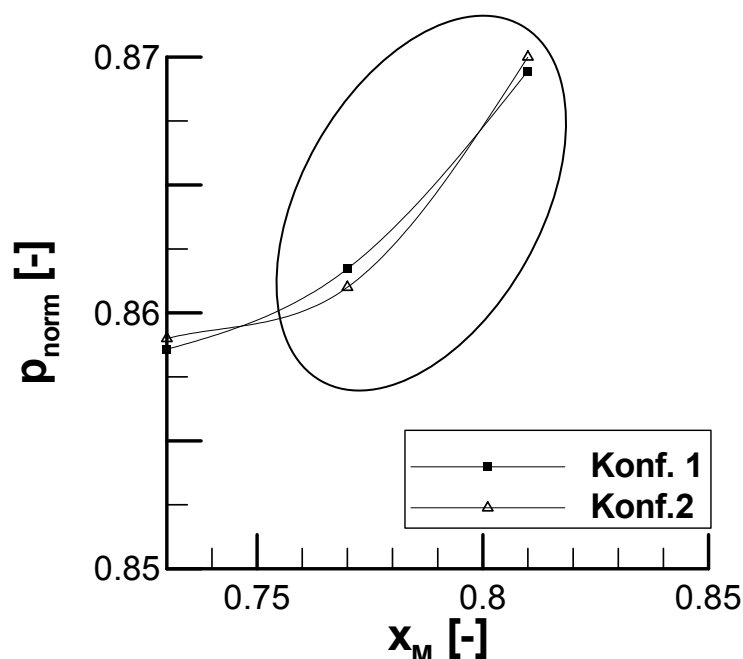


Abb. 7.13 Einfluss der Bohrungsposition bei Ausblasung  $BR = 0,8$

Konfiguration 1 beeinflusst das Druckfeld durch ein Auftreffen der Ausblaseluft bei  $x_M = 0,77$ , wohingegen eine Druckerhöhung bei Konfiguration 2 erst ab  $x_M = 0,81$  zu erfassen ist. Dieser Effekt kann für kleine BR unter Zuhilfenahme von Abb. 2.4 erklärt werden. Bei gleicher Position der laminaren Grenzschichtablösung, wird die abgelöste Grenzschicht bei Konfiguration 2 stärker energetisiert als bei Konfiguration 1. Durch die in Konfiguration 1 längere Laufstrecke des Ausblasesstrahls auf der Profilsaugseite bis zum Beginn der Grenzschichtablösung kann eine stärkere Vermischung der Ausblaseluft mit der freien Strömung stattfinden.

Eine Veränderung der Grenzschicht und damit des Strömungsfeldes ist für die Qualität der Ultra High-Lift Beschaukelung von besonderem Interesse. Eine Verbesserung des Abströmwinkels sowie Reduzierung einer auftretenden Strömungsablösung resultiert nicht zwangsläufig in einer Verbesserung des aerodynamischen Verhaltens des Niederdruckturbinenprofils. Ein Parameter zur Quantifizierung des aerodynamischen Verhaltens ist der lokale Verlustkoeffizient  $\zeta$ . Die aerodynamischen Verluste werden nach Gleichung (7.2) berechnet über

$$\zeta = \frac{p_{t,ein} - p_{t,aus}}{p_{t,aus} - p_{s,aus}} \quad (7.2)$$

Dabei sind  $p_{s,aus}$  und  $p_{t,aus}$  die gemessenen Sondendrucke im Austritt der Leitschaufelreihe bei Messebene 7 und  $p_{t,ein}$  der gemessene Totaldruck in der Freiströmung in der Austrittsebene. Der lokale Verlustkoeffizient  $\zeta$  ist auf den dynamischen Austrittsdruck bezogen. Die lokale integrale Mittelung des Verlustkoeffizienten erfolgt über eine Schaufelteilung hinweg und über eine radiale Kanalhöhe von 42 % – 85 %. In Abb. 7.14 ist der Verlauf des Verlustkoeffizienten  $\zeta$  für die Konfigurationen 0 – 2 bei Veränderung der Ausblaserate BR dargestellt.

Konfiguration 0 zeigt gleichbleibend hohe Verluste von 6 %. Eine Ausblasung in den Sektoren der Konfiguration 1 und 2 hat keine ersichtlichen Auswirkungen auf die Verluste in Konfiguration 0. Somit ist Konfiguration 0 hier ebenfalls als Vergleichsbasis für die Verlustgenerierung der Ultra High-Lift Beschaukelung zu sehen. Es kann davon ausgegangen werden, dass die Gesamtverluste der Beschaukelung höher sind als 6 %. Sekundäre Strömungsstrukturen an Nabe und Gehäuse, die zu zusätzlichen Strömungsverlusten führen, werden bei der Berechnung nicht berücksichtigt [32], [28].

Die Konfigurationen 1 und 2 haben qualitativ den gleichen Verlustverlauf. Beginnend von einem Verlustkoeffizienten von  $\zeta = 4,7$  % erhöhen sich die Verluste signifikant für eine Ausblaserate von  $BR = 0,8$ . Dies ist auf die Aufdickung der Grenzschicht durch den Ausblasemassenstrom zurückzuführen. Eine weitere Steigerung der

Ausblaserate lässt die Verluste stetig abnehmen. Bei einer Ausblaserate von  $BR = 2.5$  ist für beide Konfigurationen der Verlust geringer als für die Referenzbeschaufelung aus Konfiguration 0. Damit kann gezeigt werden, dass die Grenzschichtbeeinflussung durch Ausblasung neben einer Erhöhung der Umlenkung (siehe Abb. 7.7 a) und Abb. 7.10 a)) auch eine Reduzierung der Verluste der Ultra High-Lift Niederdruckturbinenbeschaufelung um 0,8 % ( $BR = 2,5$ ) ermöglicht.

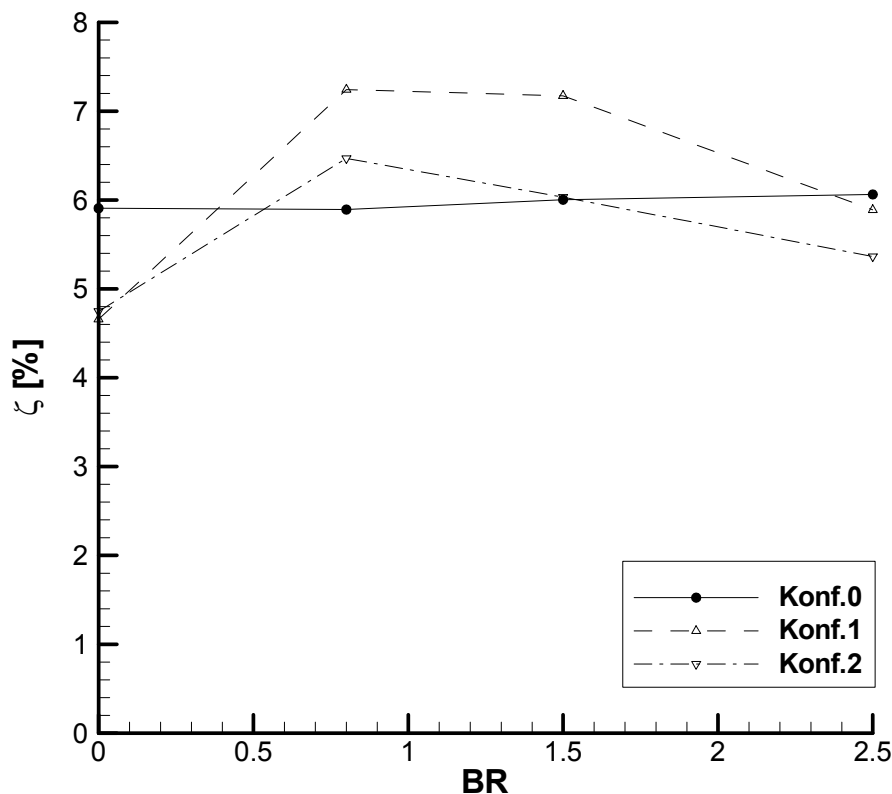


Abb. 7.14 Lokaler Verlustkoeffizient  $\zeta$  für die Konfigurationen 0 – 2

Das relativ zur Ablöseblase frühere Einbringen der Ausblaseluft bei Konfiguration 1 gegenüber Konfiguration 2 resultiert bei den untersuchten Ausblaseraten in höheren lokalen Verlusten. Der Verlauf von Konfiguration 1 ist generell höher als bei Konfiguration 2. Konfiguration 2 verringert durch die Ausblasung die Verluste bereits bei  $BR = 1.5$  auf das Niveau der Konfiguration 0. Damit benötigt Konfiguration 2 einen geringeren Ausblasemassenstrom um die negativen Effekte der Grenzschichtablösung auf die Verlustverteilung zu kompensieren.

Aufgrund der Berechnung des lokalen Verlustkoeffizienten mit dem dynamischen Austrittsdruck können Änderungen im Abströmwinkel die lokale Austrittsgeschwindigkeit  $c$  und somit den dynamischen Austrittsdruck ( $p_{t, \text{aus}} - p_{s, \text{aus}}$ ) beeinflussen. Die relative Änderung des dynamischen Austrittsdrucks ist mit steigender Ausblaserate klein ( $<2\%$ ), im Vergleich zu einer relativen Änderung des lokalen Verlustkoeffizienten.

Es kann somit gesagt werden, dass im vorliegenden Fall eine Grenzschichtstörung nahe der Ablösestelle einen größeren Einfluss auf die Reduzierung der Ablöseblase und der dadurch entstandenen Strömungsverluste hat.

Die Zweifelzahl  $Z$  berücksichtigt die Umlenkung der Strömung bei gegebenen geometrischen Randbedingungen. Die Zweifelzahl  $Z$ , bezieht zusätzlich zum Teilungsverhältnis auch die aerodynamische Umlenkung der Strömung ein und für High-Lift und Ultra High-Lift entsprechend [53] wie folgt definiert:

$$Z = 2 \cdot \left( \frac{t}{1} \right) \cdot \cos^2 \alpha_{\text{gaus}} \cdot \left| \tan \alpha_{\text{gaus}} - \tan \alpha_{\text{gein}} \right| \quad (7.3)$$

Die Zweifelzahl bezieht die wirkenden aerodynamischen Schaufelkräfte auf den Druckgradient und die axiale Geschwindigkeit. Hohe Zweifelzahlen resultieren in höheren Verlusten, die einerseits durch Sekundärströmung, andererseits durch die erhöhte Gefahr einer Grenzschichtablösung bedingt sind.

Damit setzt die Zweifelzahl die Zuströmbedingungen ins Verhältnis zu den Abströmbedingungen der Leitschaufelreihe. Entsprechend der verwendeten Definition der Zweifelzahl  $Z$ , sinkt diese mit Erhöhung der Umlenkung einer gegebenen Beschauelung. Die Änderung der Zweifelzahl  $\Delta Z$  der drei Konfigurationen 0 – 2 relativ zur Ausblaserate 0 ( $Z_0$ ) ist in Abb. 7.15 dargestellt. Konfiguration 0 zeigt einen nahezu konstanten Verlauf von  $Z$ . Die geringen Abweichungen im Verlauf von Konfiguration 0 können auf Messunsicherheiten und die geringfügig veränderte Lastverteilung bei Ausblasung in den Konfigurationen 1 und 2 zurückgeführt werden.

Wie auch im Verlustkoeffizienten  $\zeta$  ist der qualitative Verlauf für Konfiguration 1 und 2 gleich. Mit steigender Ausblaserate erhöht sich die Zweifelzahl, was bedeutet, dass eine Minderumlenkung des Gitters auftritt. Für  $BR = 0,8$  ist die Zweifelzahl bei Konfiguration 2 um 1,4 % höher als für  $BR = 0$ . Konfiguration 1 zeigt eine weitere Erhöhung der Minderumlenkung bei  $BR = 0,8$  auf 2 %. Bei  $BR = 2,5$  ist für beide Konfigurationen eine Reduzierung der Zweifelzahl zu erkennen. Die Differenz zwischen Konfiguration 1 und Konfiguration 2 ist 0,8 %. Somit besteht nicht nur ein Offset zwischen diesen beiden Konfigurationen, da die Differenz von  $Z$  bei  $BR = 2,5$  im Vergleich zu  $BR = 0,8$  gestiegen ist. Dies bedeutet eine Erhöhung der Umlenkung und eine Reduzierung der aerodynamischen Schaufellast für Konfiguration 2 bei gleicher Ausblaserate

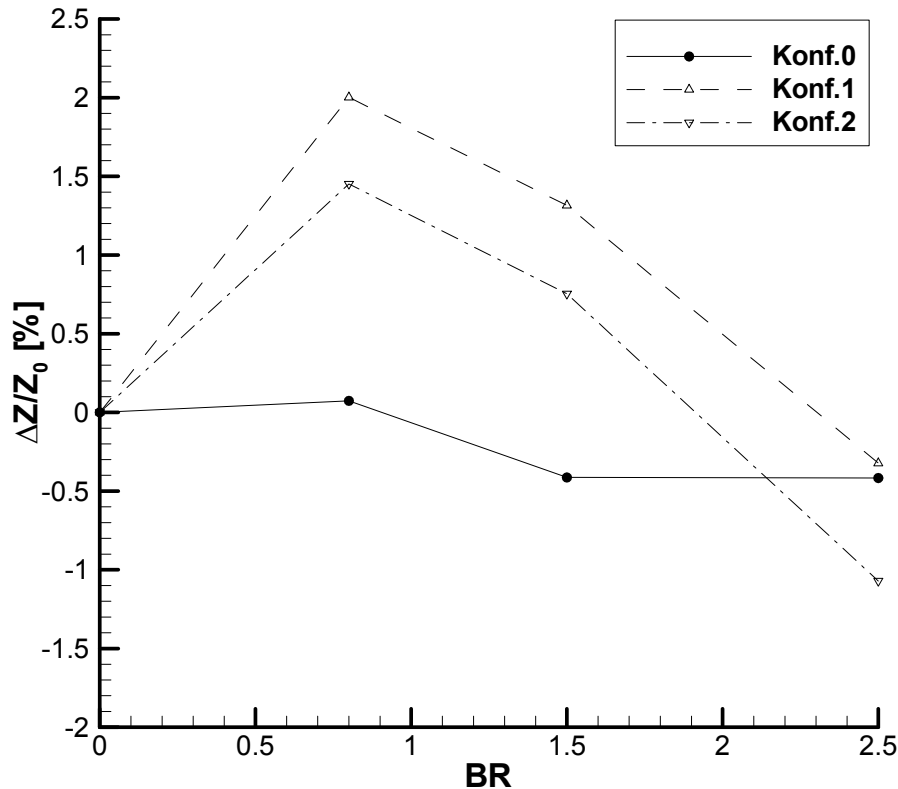


Abb. 7.15 Differenz der Zweifelzahl bezogen auf  $BR = 0$  für Konfiguration 0 – 2

Ebenso wie die Zweifelzahl ist die Diffusion  $D$  ein Kennwert für die aerodynamische Belastung der Versuchsbeschaufelung.  $D$  ist entsprechend Gleichung (7.4) definiert über

$$D = \frac{p_{s,7} - p_{s,1}}{p_t - p_{s,1}} \quad (7.4)$$

mit den gemessenen statischen Profildrücken  $p_{s,7}$  und  $p_{s,1}$  auf der Saugseite bei 65 % und 95 %  $x_M$  und dem Totaldruck  $p_t$  am Eintritt des Versuchsgitters bei 50% relativer Kanalhöhe. Somit ist die Diffusion auf die Strömungszustände im Gitter bezogen, wohingegen die Zweifelzahl  $Z$  die Strömungszustände vor und nach dem Gitter betrachtet. Eine höhere Diffusion  $D$  bedeutet generell, dass die Verzögerung der zuvor beschleunigten Strömung auf der Saugseite auf einer kürzeren axialen Länge  $x_M$  stattfindet. Damit kann einerseits die Lage der maximalen Machzahl hin zu größeren  $x_M$  geschoben werden. Andererseits bedingt dies, dass bei gleicher aerodynamischer Last die Gefahr einer Grenzschichtablösung zunimmt.

Die Diffusion  $D$  hat für Konfiguration 1 und 2 einen analogen Verlauf zur Zweifelzahl  $Z$ . Trotz steigender Diffusion kann bedingt durch die Ausblasung keine Ablösung festgestellt werden. Damit kann für den vorliegenden Fall bestätigt werden, dass die

Grenzschichtbeeinflussung durch Ausblasen die Qualität der Strömungsführung der Ultra High-Lift Beschaufelung verbessert.

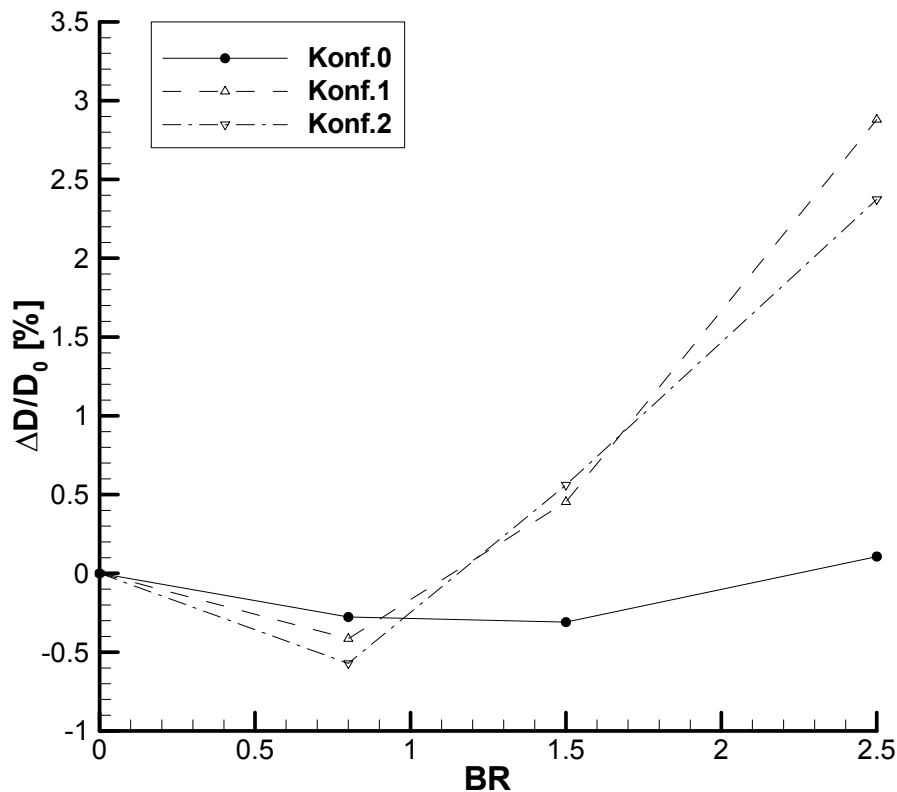


Abb. 7.16 Differenz der Diffusion bezogen auf BR = 0 für Konfiguration 0 - 2

## 7.4 Auswirkungen einer statischen Grenzschichtbeeinflussung auf den Maschinenwirkungsgrad

In Abb. 7.17 ist die Änderung des gemessenen Turbinenwirkungsgrades der Versuchsturbine für die unterschiedlichen Ausblaseraten dargestellt. Da in jedem Punkt alle Konfigurationen betrieben werden, kann nicht unterschieden werden, welche Konfiguration welchen Anteil an der Wirkungsgradänderung hervorruft.

Analog zum Verlustverlauf und der Änderung des Abströmwinkels, ist eine Verringerung des Wirkungsgrades um 0,2 % für BR = 0,8 zu erfassen. Mit steigender Ausblaserate erhöht sich der Wirkungsgrad bis auf eine Wirkungsgradverbesserung von 1% bei BR = 2,5.

Bezogen auf den in Kapitel 6.6 berechneten Messfehler für den Wirkungsgrad von 0,84 %, kann sicher davon ausgegangen werden, dass die Ausblasung in die Grenzschicht zu einer Wirkungsgraderhöhung von mindestens 0,16 % führt. Wird die betrachtete Wiederholbarkeit des Wirkungsgrades einbezogen, kann von einer

Wirkungsgraderhöhung von  $\Delta\eta > 0,32\%$  ausgegangen werden. Wie in Abb. 7.17 dargestellt, ist die relative Änderung des Wirkungsgrades bei Erhöhung der Ausblaserate höher als die relative Änderung des Ausblasemassenstroms. Dies bestätigt zusätzlich, dass die erfasste Wirkungsgradänderung auf eine Veränderung des Strömungsfeldes zurückzuführen ist. Weiterhin muss berücksichtigt werden, dass nur in zwei Sektoren des zweiten Leitrades der Versuchsturbine das Strömungsfeld geändert wird. Es kann somit davon ausgegangen werden, dass eine weitere Wirkungsgraderhöhung bei Anwendung der Grenzschichtbeeinflussung in allen vier Sektoren des zweiten Leitrades auftritt.

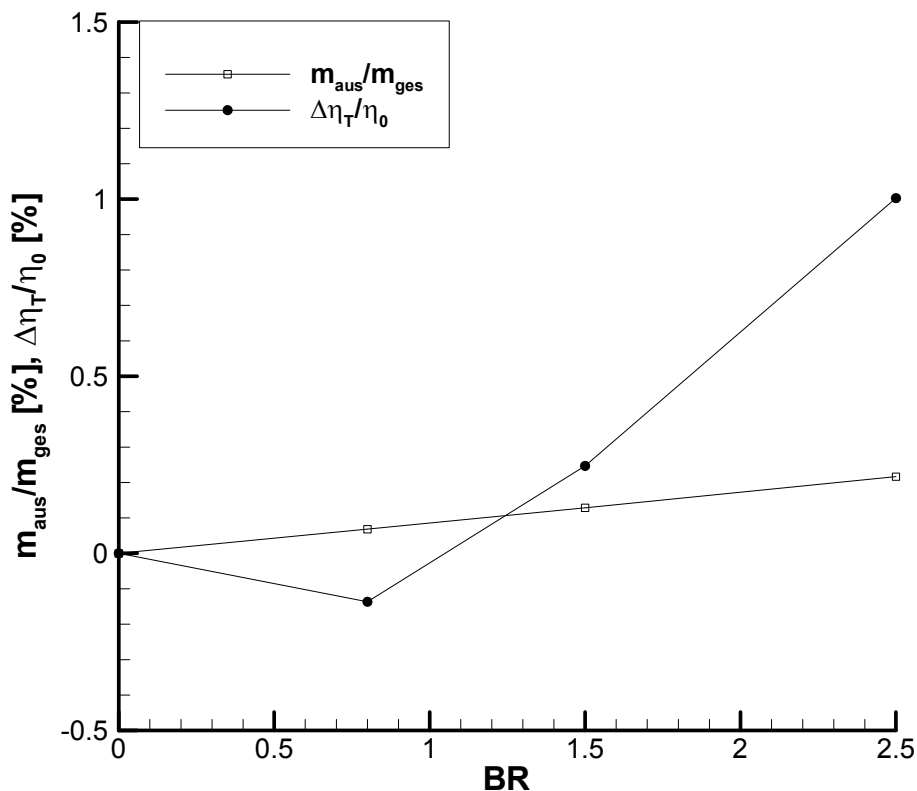


Abb. 7.17 Relative Änderung des Turbinenwirkungsgrades  $\eta_T$  bei Erhöhung der Ausblaserate BR

Die starke Änderung des Maschinenwirkungsgrade um 1 % bei  $BR = 2,5$  im Vergleich zu  $BR = 0$  legt weiterhin nahe, dass die Grenzschichtbeeinflussung zusätzlich die Strömungszustände im nachfolgenden Laufrad und der dritten Turbinenstufe positiv verändert. Die Verluste der Konfigurationen 1 und 2 sind trotz Ausblasung bei  $BR = 2,5$  höher als für  $BR = 0$ . Diese höheren Verluste werden durch die Erhöhung des Abströmwinkels und damit der Stufenarbeit kompensiert.



## 7.5 Auftretende aerodynamische Phänomene bei Grenzschichtbeeinflussung

### 7.5.1 Auswirkungen der Ausblasebohrungen auf die Grenzschichtausbildung

Das Vorhandensein der Ausblasebohrungen ändert das Grenzschichtverhalten der zu untersuchenden Schaufelkonfigurationen. Bei den Konfigurationen 1 und 2 zeigen die gemessenen Druckverläufe eine Verkleinerung der Ablösung im Gegensatz zur Konfiguration 0 ohne Bohrungen. Die Verluste dieser Konfigurationen bei  $BR = 0$  sinken um 1,2 % im Vergleich zu Konfiguration 0. Die Zusammenhänge von vorhandenen Bohrungen auf die Grenzschichtentwicklung stellt Zhang et al. [87] dar.

Es kann davon ausgegangen werden, dass das Vorhandensein der Ausblasebohrungen ohne Ausblasung die Transition auf der Saugseite der Versuchsbeschaufelung anfacht, und somit eine Ablösung verringert. Das den Bohrungen nachgeschaltete Ausblaseplenum kann zu einem interaktiven Energieaustausch der Bohrungen untereinander führen.

### 7.5.2 Wirbelbildung im Strömungsfeld

Die in den vorherigen Kapiteln vorgestellten Strömungsphänomene in den Konfigurationen 1 und 2 basieren auf der lokalen Veränderung der Grenzschicht. Im Folgenden sollen basierend auf den gewonnenen Ergebnissen und Erkenntnissen der Strömungsphänomene Rückschlüsse über die auftretenden Effekte der Grenzschichtbeeinflussung auf das dreidimensionale Verhalten der Strömung auf der Saugseite getroffen werden.

Wie in Kapitel 2.3.2 bereits vorgestellt, resultieren durch die Ausblasung aus einem zylindrischen Loch quer zur Hauptströmung, Wirbelstrukturen im Strömungsfeld. Durch die in Kapitel 7.1.2 festgestellten Unsymmetrien des Ausblasestrahls an der Ausblasestelle werden diese Wirbel zusätzlich beeinflusst.

Bei der Bestimmung der Wirbel in einem Strömungsfeld kann die Vortizität  $\omega_z$  der Strömung berechnet werden. Zusätzlich geben totale und statische Druckverteilungen Aufschluss über die Lage eines Wirbelkerns. Die Vortizität  $\omega_z$  in axialer Richtung berechnet sich entsprechend Gleichung (7.5)

$$\omega_z = \frac{\partial c_\varphi}{\partial r} - \frac{1}{r} \frac{\partial c_r}{\partial \varphi} \quad (7.5)$$

wobei  $c_\varphi$  die Strömungsgeschwindigkeit in Umfangsrichtung und  $c_r$  die in radialer Richtung ist. Um unterschiedliche Strömungszustände im Nachlauf des Versuchsgitters auf den absoluten Wert der Vortizität vergleichen zu können, wird

die Vortizität  $\omega_z$  auf den Ausblasedurchmesser  $d_{\text{aus}}$  und die Abströmgeschwindigkeit  $c_\infty$  bezogen. Damit ergibt sich der dimensionslose Parameter  $\frac{\omega_z \cdot d_{\text{aus}}}{c_\infty}$ , im Folgenden „reduzierte Vortizität“ genannt, der in den Abb. 7.18 a) - d) und Abb. 7.19 a) - d) für die Konfigurationen 1 und 2 dargestellt ist.

In Konfiguration 1 wie auch 2 ist zu sehen, dass das Strömungsfeld bei  $BR = 0$  nahezu wirbelfrei ist. An der Position des Auftreffens des Nachlaufes des zu untersuchenden Leitrades ist eine leichte Erhöhung der reduzierten Vortizität zu erkennen. Mit einer Erhöhung der Ausblaserate steigt bei beiden Konfigurationen die reduzierte Vortizität an. Dies ist im Nachlaufgebiet beider Ausblasekonfigurationen zu erkennen. Mit halbem Abstand der Ausblasebohrungen stellen sich Bereiche mit unterschiedlichen Vorzeichen der reduzierten Vortizität ein.

Konfiguration 1 zeigt schwache Wirbelstrukturen bei  $BR = 0,8$  und  $1,5$ . Bei einer weiteren Erhöhung der Ausblaserate auf  $BR = 2,5$  ist bei einer radialen Höhe zwischen  $0,41$  bis  $0,65$  ein gedrehtes Wirbelfeld zu erkennen. Somit interagiert die Ausblasung bei Konfiguration 1 stärker mit der Grenzschicht als Konfiguration 2.

Bei Konfiguration 2 entwickelt sich mit einsetzender Ausblasung in die saugseitige Grenzschicht ein klar abgegrenztes Wirbelfeld. Dieses ist in radialer Richtung positionsstabil, was bedeutet, dass die Wirbel bei veränderter Ausblaserate immer an der gleichen radialen Position in Messebene 7 auftreffen. Es kann gezeigt werden, dass infolge der Mehrumlenkung bei Ausblasung mit  $BR = 2,5$ , der Auftreffpunkt der Wirbel in positiver Umfangsrichtung verschoben ist. Im Vergleich zu Konfiguration 1 ist der Wert der maximal auftretenden reduzierten Vortizität mehr als verdoppelt. Das bedeutet, dass die durch die Ausblasung im Abströmfeld entstehenden Wirbel eine höhere Energie besitzen. Auch kann über alle Ausblaseraten hinweg eine klar abgegrenzte Abfolge der reduzierten Vortizität erfasst werden. Der Vorzeichenwechsel im Auftreten der Vortizität stellt wieder ein gegensinnig drehendes Wirbelpaar dar. Dieses ist in den Abbildungen Abb. 7.18 d) und Abb. 7.19 d) mit Pfeilen angedeutet. Es ist ersichtlich, dass trotz des höheren Absolutwertes der reduzierten Vortizität, die Beeinflussung des Strömungsfeldes durch Wirbel bei Konfiguration 2 geringer ist als bei Konfiguration 1.

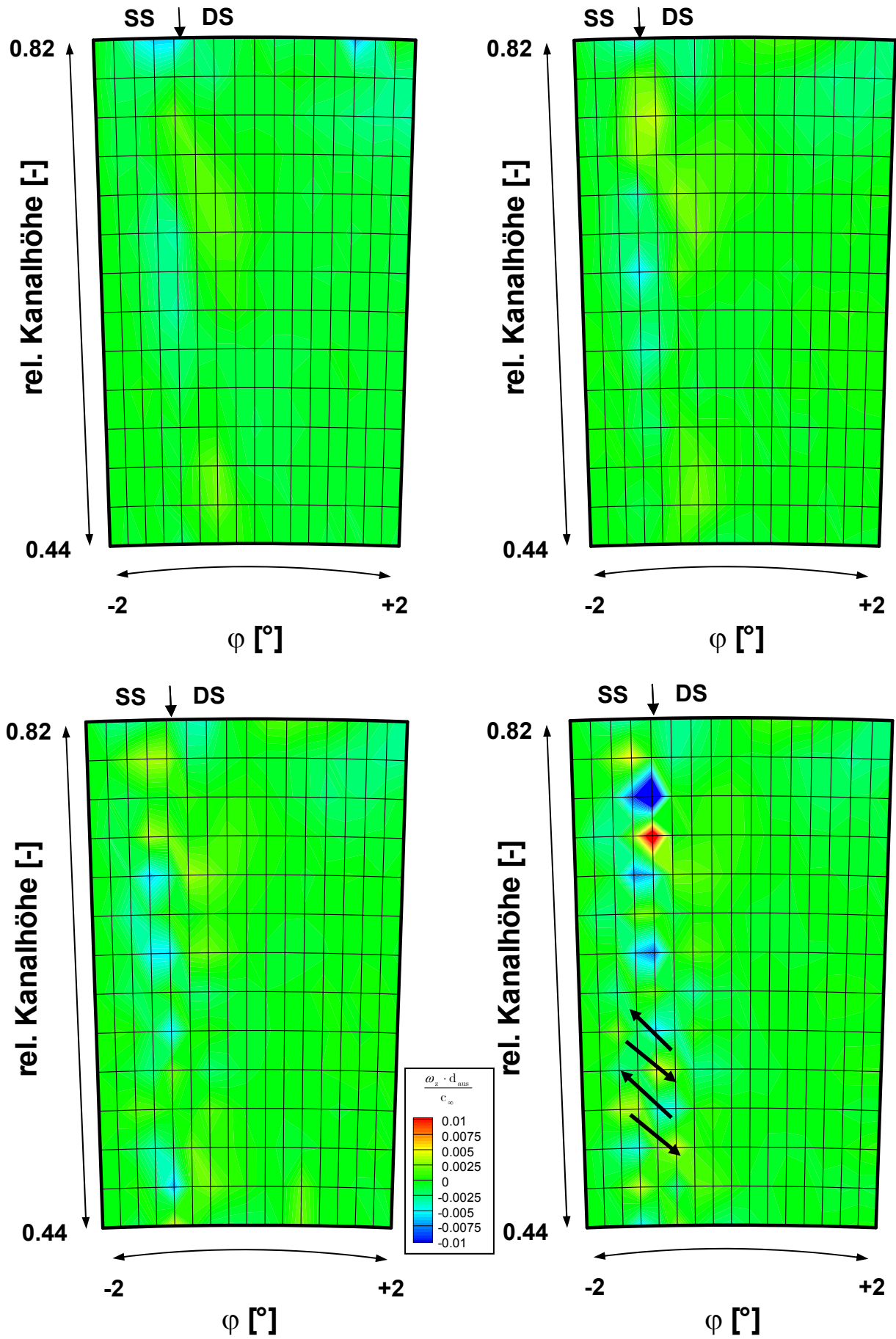


Abb. 7.18 Wirbelbildung  $\frac{\omega_z \cdot d_{mms}}{c_\infty}$  von Konfiguration 1 für Ausblaseraten BR = 0 – 2,5 a) – d)

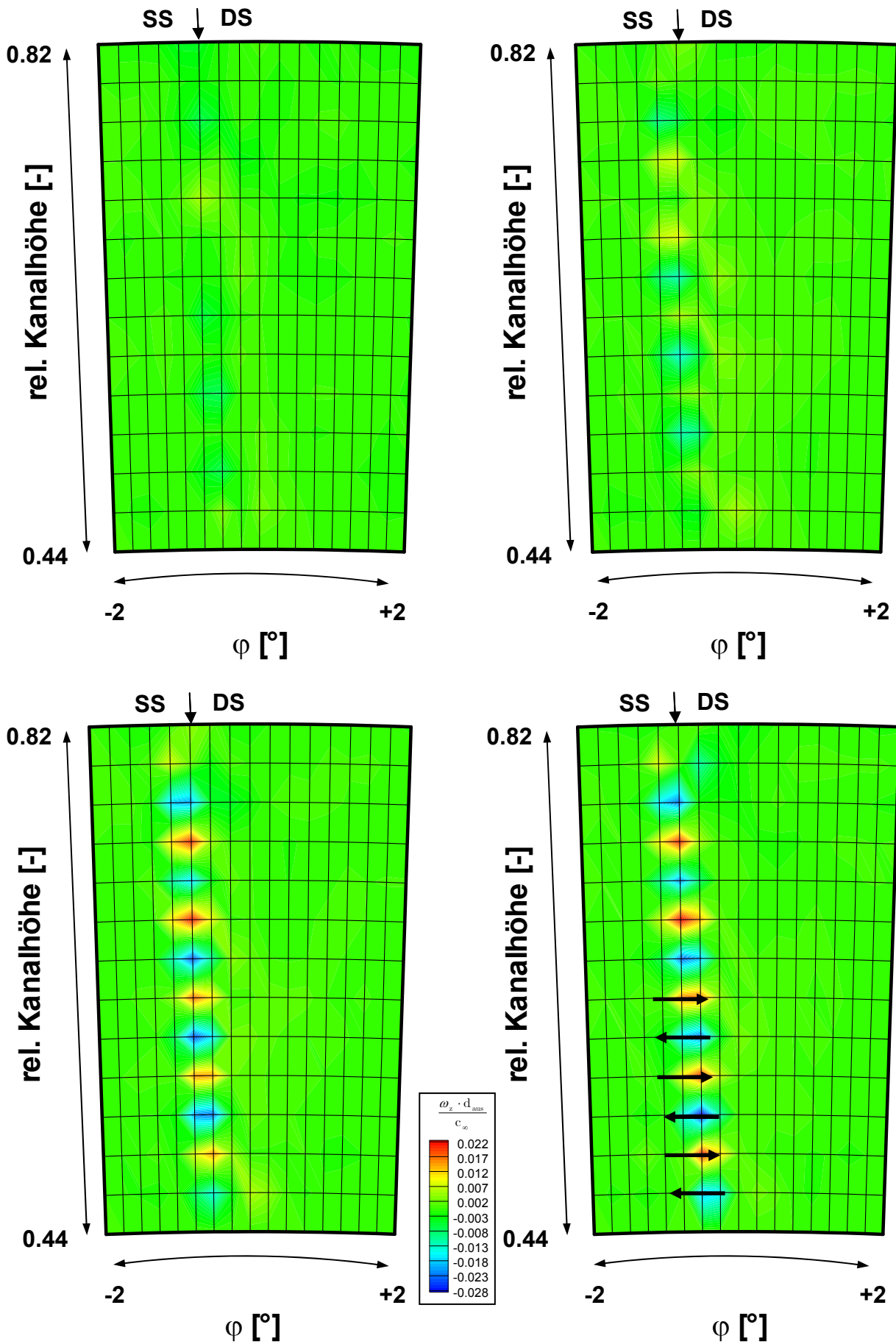


Abb. 7.19 Wirbelbildung  $\frac{\omega_z \cdot d_{\text{aus}}}{c_\infty}$  von Konfiguration 2 für Ausblaseraten BR = 0 – 2,5 a) – d)

Die Entwicklung von Wirbelstrukturen bei Ausblasung aus einem Loch quer zur Strömungsrichtung wurde in zahlreichen Untersuchungen vorgestellt (siehe Kapitel 2.3.2). Die gemessene Stärke der Vortizität  $\omega_z$  in axialer Richtung ist zu hoch, um aus einem sich bildenden Nierenwirbel zu resultieren. Aus in der Literatur [15], [5] vorgestellten Messungen ist bekannt, dass der Nierenwirbel für ein  $z/D > 10$  stromab der Ausblaseposition nahezu vollständig dissipiert. Statt der durch die Ausblasung gebildeten Wirbelsysteme kann also davon ausgegangen werden, dass ein rein aerodynamischer Prozess die gemessenen Wirbel erzeugt. Dieser Entstehungsprozess ist in Abb. 7.20 graphisch dargestellt. Die durch die Sondenmessung erfasste Vortizität resultiert aus über die radiale Höhe wechselnden Bereichen von Mehr- und Minderumlenkung.

In Bereichen, die stromab der Ausblaseposition liegen, wird die Strömung gestört und zusätzlich verwirbelt. Wie bereits diskutiert, wird eine Grenzschichtablösung durch die Ausblasung verringert, sowie unterdrückt. Die Messungen des umfangsgemittelten Abströmwinkel haben gezeigt, dass zusätzlich der Abströmwinkel variiert. Treffen an der Hinterkante eines Schaufelprofils die Grenzbereiche von Mehr- und Minderumlenkung zusammen, so entsteht ein Strömungsgradient. Dies führt zur Ausbildung von gegenläufig rotierenden Wirbeln. Dieser Effekt wurde bis zum Zeitpunkt der Erstellung dieser Abhandlung nicht in der Literatur aufgeführt.

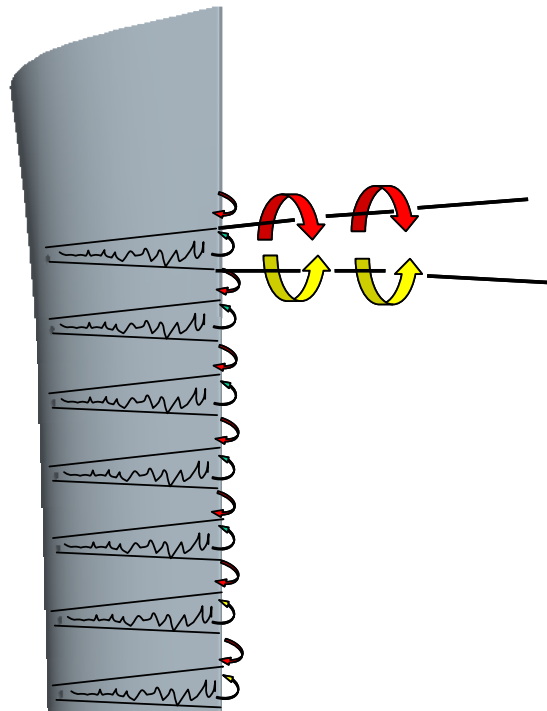


Abb. 7.20 Entstehende Wirbel durch veränderte Auftriebsverteilung bei Ausblasung

Somit kann auch der Unterschied zwischen den Konfigurationen 1 und 2 in der Ausprägung der reduzierten Vortizität erklärt werden. Durch die frühere Ausblaseposition ist die Lauflänge der Störungen auf der Saugseite, die durch Ausblasung entstehen länger. Es ist bekannt, dass die Einflussbereiche einer Ausblasung einen Öffnungswinkel besitzen, der abhängig von der Ausblaserate ist. Bei gleicher Ausblaserate ist es möglich, dass die Einflussbereiche soweit zusammenwachsen, dass die Bereiche von Minder- und Mehrumlenkung nicht so ausgeprägt sind wie bei Konfiguration 2.

## 8 Zusammenfassung und Ausblick

Grenzschichtbeeinflussung zur Kontrolle der Strömung an Niederdruckturbinenbeschaufelungen steht seit mehreren Jahren im Fokus der aerodynamischen Untersuchungen. Gerade bei der Entwicklung von hochbelasteten Niederdruckturbinenbeschaufelungen müssen die durch Reynoldszahleffekte auftretenden Verluste durch Ablösung an der Profilsaugseite besonders berücksichtigt werden. Die Wirkung von statischen und regelbaren Systemen zur Verwirbelung und Energetisierung der Grenzschicht und damit Reduzierung der Verluste an Turbinenschaufeln ist aus Kaskadentests bekannt.

Ziel dieser Arbeit war es, den Einfluss einer stationären Grenzschichtbeeinflussung durch Ausblasen in die saugseitige Grenzschicht auf das Strömungsverhalten einer mehrstufigen Niederdruckturbinen experimentell zu untersuchen. Die so gewonnenen Erkenntnisse sollen einerseits die bisherigen Erfahrungen bestätigen und andererseits zur Weiterentwicklung von hochbelasteten Niederdruckturbinenbeschaufelungen herangezogen werden. Als bestimmende Größen für das veränderte aerodynamische Verhalten der Beschaufelung wurden Druckverläufe auf der Saugseite, Abströmwinkel und Wirkungsgradänderungen der Versuchsbeschaufelung herangezogen. Hierfür wurden die Profildrücke der Versuchsbeschaufelung sowie Strömungswinkel und Wirkungsgradänderungen gemessen. Um dem Verhalten von realen Niederdruckturbinen möglichst nahe zu kommen, wurden die Untersuchungen am zweiten Leitgitter einer dreistufigen Niederdruckturbinen durchgeführt. Dieses wurde für die Untersuchungen neu ausgelegt und hergestellt. Besondere Berücksichtigung fand bei der Auslegung der Beschaufelung die Erzeugung einer definierten Ablösung auf der Schaufelsaugseite. Damit erfolgte auch eine Überschreitung der Grenzparameter bei der Niederdruckturbinenauslegung bezüglich aerodynamischer Belastung und Schaufelzahlen.

Zur Bestimmung des aerodynamischen Verhaltens an einer Ultra High-Lift Niederdruckturbinenbeschaufelung wurde ein in vier Segmente unterteiltes Leitrad verwendet. Damit konnten Variationen der Ausblaseposition, der Ausblaserate und der Möglichkeit der Ausnutzung des natürlichen Druckgradienten (Durchbohrung) zwischen Druck- und Saugseite für die Bereitstellung des Ausblasemassenstroms untersucht werden.

Im Folgenden sollen die grundlegenden Erkenntnisse zusammengefasst werden:

Die Ultra High-Lift Niederdruckturbinenbeschaufelung zeigt den numerisch vorhergesagten Druckverlauf und eine Ablösung auf der Saugseite. Weiterhin kann eine Minderumlenkung des Abströmwinkels, hervorgerufen durch die Ablösung festgestellt werden

Die Ausnutzung des natürlichen Druckgradienten (Durchbohrung) zwischen Druck- und Saugseite reicht in der untersuchten Konfiguration nicht aus, um die abgelöste Grenzschicht zum Anliegen zu bringen. Die Auswirkungen des auf die Saugseite treffenden Ausblasemassenstroms bewirkt eine Verstärkung der zu erkennenden Ablösung.

Bei Ausblasung in die Grenzschicht mittels externer Ausblaseluft ist es möglich die Grenzschichtablösung zu verhindern. Geringe Ausblaseraten zeigen keine Wirkung, wohingegen ab einer Ausblaserate von  $BR = 1,5$  die Ablösung stetig reduziert werden kann.

Die untersuchten Ausblaseraten zeigen kein Minimum in den gemessenen Verlusten. Daher kann davon ausgegangen werden, dass eine Ausblasung mit höheren Ausblaseraten eine weitere Reduzierung der Verluste bedeutet. Der gleiche Effekt ist im Abströmwinkel zu sehen. Bei geringen Ausblaseraten führt die Ausblasung zu einer zusätzlichen Minderumlenkung, durch eine weitere Erhöhung der Ausblaserate kann eine Mehrumlenkung des Abströmwinkels erreicht werden.

Durch die Ausblasung an definierten Löchern ist eine lokale Veränderung der Umlenkung im Abströmfeld des Schaufelgitters zu erkennen. Die Ausblasung verhält sich eher wie eine Einzelstrahlausblasung denn einer Bohrungsreihe. Daher bilden sich mit steigender Ausblaserate im Bereich der Hinterkante stark abgegrenzte Zonen von Minder- und Mehrumlenkung. Diese führen zur Ausbildung von gegensinnig drehenden Wirbelstrukturen.

Es kann gesagt werden, dass im vorliegenden Fall eine Grenzschichtbeeinflussung von 15% axialer Breite stromauf der Ablösestelle des untersuchten Schaufelprofils eine bessere Auswirkung auf die Unterdrückung der auftretenden Ablösung und die Erhöhung der Umlenkung hat, als eine Ausblasung bei 20% axialer Breite vor der Ablösestelle. Damit kann bei gleicher eingebrachter Masse eine höhere Wirkung der Grenzschichtbeeinflussung bei Ausblasung nahe der Ablösung erzielt werden.

Bei der maximal untersuchten Ausblaserate ist eine Erhöhung des Maschinenwirkungsgrades von  $\Delta\eta_T = 1\%$  gemessen worden. Aufgrund der geometrischen Anordnung und strömungs-dynamischen Verschaltung der Versuchskonfigurationen ist eine Aufteilung der prozentualen Anteile auf die untersuchten Konfigurationen nicht möglich.



Zusammenfassend lässt sich feststellen, dass die Ausblasung in eine abgelöste Grenzschicht bei Ultra High-Lift Niederdruckturbinenbeschaufelungen eine Verbesserung des aerodynamischen Verhaltens der Beschaufelung nach sich zieht. Die negativen Effekte die durch die Erhöhung der aerodynamischen Last auf der Beschaufelung resultieren, können durch geeignete Wahl einer Grenzschichtbeeinflussung vermindert werden. Somit kann gesagt werden, dass eine Schaufelreduzierung um 10% und damit auch eine Gewichtsreduzierung der Niederdruckturbinen zusammen mit einer Grenzschichtbeeinflussung das Potential besitzt trotz gesunkenem Komponentenwirkungsgrad, die Gesamtwirtschaftlichkeit des Systems Triebwerk zu erhöhen.

Die im Rahmen dieser Arbeit auftretenden Effekte lassen sich mit der vorhandenen Messtechnik in eindimensionaler und zweidimensionaler Weise auflösen. Unter Zuhilfenahme von Verfahren zur Strömungssichtbarmachung wie Ölanstrichbilder oder der Particle Image Velocimetry (PIV) könnten zusätzliche Informationen über die strömungsdynamischen Vorgänge erfasst werden. Somit würde sich die Möglichkeit ergeben, die dreidimensionalen Auswirkungen der Strahlausbreitung, Transitions- und Grenzschichtbeeinflussung zu erklären. Auch könnten der Einfluss der in der Literatur vorgestellten Techniken, wie gepulste Ausblasung mit und ohne zusätzlich eingebrachten Massenstrom sowie Änderung des Ausblasewinkels und der Bohrungsgeometrie zur Optimierung des Verhältnisses zwischen Ausblasemassenstrom und Wirkungsgradänderung untersucht werden. Gerade das hohe Potential an sekundärer kinetischer Energie, die in den abgehenden Wirbelstrukturen gebunden ist, fordert nach einer Vergleichmäßigung des beeinflussten Strömungsfeldes und somit zwangsläufig nach einer Untersuchung bei kleineren  $\Delta l/d$ .

Es kann gesagt werden, dass die Ergebnisse der aerodynamischen Untersuchungen eine umfangreiche Datenbasis zur Unterstützung der numerischen Auslegung von Niederdruckturbinen mit Grenzschichtbeeinflussung und der Entwicklung entsprechender Vergleichsmodelle bietet.



# Literaturverzeichnis

- [1] Albrecht, B., „*Konstruktive Auslegung eines Niederdruckturbinen-Leitgitters unter besonderer Berücksichtigung des Schwingungsverhaltens*“, Studienarbeit, Universität Stuttgart, 2005
- [2] Antoranz, A., de la Calzada, P., „*Linear and Non-Linear Simulations of the Wake-Bubble Interaction and the Generated Surface Pressure Fluctuations on High Lift Turbine Profiles*“, ASME Turbo Expo 2004, GT2004-53223, 2004
- [3] Ardey, S., „*Untersuchung der aerodynamischen Effekte von Vorderkanten-Kühlluftausblasung an einem hochbelasteten Turbinengitter*“, Dissertation, Fakultät für Luft- und Raumfahrttechnik, Universität der Bundeswehr München, 1998
- [4] Baldauf, S., Schulz, A., Wittig, S., Scheurlen, M., „*An Overall Correlation of Film Cooling Effectiveness Form One Row of Holes*“, ASME Paper, 97-GT-079, 1997
- [5] Bernsdorf, S., „*Experimental Investigation of Film Cooling Flow Structures*“, Fortschritts-Berichte VDI Nr. 7/476, 2006
- [6] Bloxham, M., Reimann, D., Crapo, K., Plum, J., Bons, J. P., „*Synchronizing Separation Flow Control with Unsteady Wakes in a Low-Pressure Turbine Cascade*“, ASME Turbo Expo 2007, GT2007-27529, 2007
- [7] Bons, J.P., Sondergaard, R., Rivir, R.B., „*The Fluid Dynamics of LPT Blade Separation Control using Pulsed Jets*“, ASME Turbo Expo, 2001-GT-0190, 2001
- [8] Braig, W., „*Auslegung vielstufiger Turbinen mit Hilfe von Kennzahlen*“, Forschung im Ingenieurwesen 48 Nr. 6, S. 179 – 188, 1982
- [9] Brumm, H. H., „*Hot-wire anemometry. Principles and signal analysis*“, Oxford University Press, 1995

- [10] Brunner, S., Fottner, L., Schiffer, H.-P., „*Comparison of two Highly Loaded Low Pressure Turbine Cascades under the Influence of Wake-Induced Transition*“, ASME Turbo Expo, 2000-GT-268, 2000
- [11] Chamis, C. C., Blankson, I. M., „*Exo-Skeletal Engine- Novel Engine Concept*“, NASA/TM—2004-212621, 2004
- [12] Chernobrovkin, A., Lakshminarayana, B., „*Turbulence Modelling and Computation of viscous Transitional Flows for Low Pressure Turbines*“, J. of Fluid Engineering, Vol. 121, pp. 824 – 833, Dec. 1999
- [13] Curtis, E.M., Hodson, H.P., Banieghal, M.R., Denton, J.D., Howel, R.J., Harvey, N.W., „*Development of Blades for Low Pressure Turbine Applications*“, ASME Turbo Expo, 96-GT-358, 1996
- [14] Dantec Dynamics, „*Installation & User's Guide Vol. 1-3*“, Publication no.: 9040U4732, 2000.
- [15] Dai, Z., Hsieh, S.-Y., Mongia, H. C. „*Modelling of Jets in Cross Flow with RANS and LES Part 1: Momentum Transport for Low R w/ RANS*“, AIAA Paper, AIAA 2005-306, 2005
- [16] Deinert, M., „*Filmkühluntersuchungen in instationärer Strömung mit Ablöseblasen*“, Dissertation, TU Berlin, 2005
- [17] DIN 1319, „*Grundlagen der Messtechnik*“, Deutsches Institut für Normung e.V., 1999
- [18] Drela, M., „*Implementation of Modified Abu-Ghannam/Shaw Transition Criterion*“, MIT Aero- Aero, 1995
- [19] „*Eingabebeschreibung für das Stromliniengeometrieverfahren (SGV)*“, MTU intern, 2001
- [20] Eulitz, F., „*Numerische Simulation und Modellierung der instationären Strömung in Turbomaschinen*“, DLR, Forschungsbericht 2000-05, 2000
- [21] Eymann, S., „*Seitenwandeffekte im mehrstufigen Niederdruck-Turbinenrig*“, Institut für Luftfahrtantriebe der Universität Stuttgart, Abschlußbericht zum BMBF Vorhaben 0327041 F, 2001
- [22] Eymann, S., „*Konstruktion der Leitschaufeln für eine Versuchsturbine*“, Universität Stuttgart, Studienarbeit, 1995

- [23] Fahrenkopf, D. A., *“Applications of the Gum-Method in the field of turbomachinery”*, Semester Thesis, ETH Zurich, 2006
- [24] Ganzert, W., *„Untersuchungen zur Optimierung der Kühlluft-Ausblasekonfigurationen fortschrittlicher Turbinenbeschaufelungen“*, Dissertation, Universität der Bundeswehr München, 2001
- [25] Garg, V.K., *„Low-Pressure Turbine Separation Control – Comparison with Experimental Data“*, ASME Turbo Expo, GT-2002-30229, 2002
- [26] Gaudlitz, D., *„Analyse von Modellierungsansätzen zur laminar – turbulenten Transition an Beschaufelungen von Niederdruckturbinen unter Berücksichtigung der periodischen Strömungsinstationaritäten“*, TU Dresden, Diplomarbeit, 2003
- [27] Gier, J., Ardey, S., *„On the Impact of Blade Count Reduction on aerodynamic performance and Loss Generation in a three-stage LP Turbine“*, ASME Turbo Expo 2001, 2001-GT-0197, 2001
- [28] Gier, J., Ardey, S., Eymann, S., Reinmöller, U., Niehuis, R., *“Improving 3D Flow Characteristics in a Multistage LP Turbine by Means of Endwall Contouring and Airfoil Design Modification Part 2: Numerical Simulation and Analysis”*, ASME Turbo Expo, GT-2002-21909, 2002
- [29] Gombert, Ralf, *„Aerodynamische Auslegung einer Versuchsturbine“*, Universität Stuttgart, Diplomarbeit, 1994
- [30] Gostelow, J.P., Blunden, A.R., *„ Investigations of boundary layer transition in an adverse pressure gradient”*, ASME Turbo Expo, June, 1988
- [31] Gränicher, W.H., *„Messung beendet- was nun? Einführung und Nachschlagewerk für die Planung und Auswertung von Messungen“*, vdf Hochschulverlag an der ETH Zürich, 1994
- [32] Gregory-Smith, D. G., Graves, C. P., Walsh, J. A., *“Growth of Secondary Losses and Vorticity in an Axial Turbine Cascade”*, J. of Turbomachinery, Vol. 110, JANUARY 1988, pp. 1 – 8, 1988
- [33] Haselbach, F., Schiffer, H.-P., Horsmann, M., Dressen, S., Harvey, N., Read, S., *„The Application of Ultra High-Lift Blading in the BR715 LP Turbine“*, J. of Turbomachinery, vol.124, pp. 45 – 51, January 2002
- [34] Haven, B.A., Kurosaka, M., *“Kidney and Anti-Kidney Vortices in Crossflow”* ASME Journal of Fluid Mechanics Vol. 352, 1997

- [35] Herwig, H., „*Strömungsmechanik: Eine Einführung in die Physik und mathematische Modellierung von Strömungen*“, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2002
- [36] Hourmouziadis, J., „*Aerodynamic Design of Low Pressure Turbines*“, AGARD Lectures Series, LS – 167, 1989
- [37] Houtermanns, R., Coton, T., Arts, T., „*Aerodynamic Performance of a Very High Lift LP Turbine Blade with Emphasis on Separation Prediction*“, ASME Turbo Expo 2003, GT2003-38802, 2003
- [38] Howell, R.J., Hodson, H.P., Schulte, V., Schiffer, H.-P., Haselbach, F., Harvey, N.W., „*Boundary Layer Development in the BR710 and BR715 LP- Turbines – The Implementation of High Lift and Ultra High Lift Concepts*“, ASME Turbo Expo, 2001-GT-0441, 2001
- [39] Howell, R.J., Ramesh, O.N., Hodson, H.P., Harvey, N.W., Schulte, V., „*High Lift and Aft Loaded Profiles for Low Pressure Turbines*“, ASME Turbo Expo, 2000-GT-261, 2000
- [40] Idelchik, I. E., „*Handbook of Hydraulic Resistance*“, Hemisphere Publishing Corporation, Third Edition, 2001
- [41] Johnston, J. P., Mosier, B. P., Khan, Z. U., „*Vortex generating jets; effects of jet-hole inlet geometry*“, International Journal of Heat and Fluid Flow, Vol. 23, pp. 744-749, 2002
- [42] Jørgensen, F. E., „*How to measure turbulence with hot-wire anemometers – a practical guide*“, Publication no.: 9040U6154, 2005
- [43] Krenz, I., „*Aerodynamische Auslegung der ersten Stufe einer Versuchsturbine mit Seitenwandkonturierung*“, Universität Stuttgart, Diplomarbeit, 1998
- [44] Kuhn, K., „*Versuchsanlage zur Grundlagenforschung an Turbinen*“, DGLR Jahrestagung, DGLR-2003-199, 2003
- [45] Kusterer, K., Bohn, D., Sugimoto, T., Tanaka, R., „*Influence of Blowing Ratio on the double-jet ejection of cooling air*“, ASME Turbo Expo, GT2007-27301, 2007
- [46] Langtry, R. B., „*A Correlation Based Transition Model using local Variables for Unstructured parallelized CFD-Codes*“, Dissertation, Universität Stuttgart, 2006

- [47] Lake, L.P., King, P.I., Rivir, R.B., „*Reduction of Separation losses on a turbine Blade with Low Reynolds Number*“, AIAA Paper, AIAA-99-0242, 1999
- [48] Lee, S.W., Joo, S.K., Lee, J.S., „*Flow Characteristics Inside Circular Injection Holes Normally Oriented to a Crossflow: Part II – Three Dimensional Flow Data and Aerodynamic Loss*“, Journal of Turbomachinery, Vol. 123, April 2001, pp. 274 – 280, 2001
- [49] Lou W., Hourmouziadis, J., „*Separation Bubbles Under Steady and Periodic-Unsteady Main Flow Conditions*“, ASME Turbo Expo, 2000-GT-270, 2000
- [50] Ma, H., Jiang, H., Qui, Y., „*Visualizations of the Unsteady Flow Field Near the Endwall of a Turbine Cascade*“, ASME Turbo Expo, GT2002-30350, 2002
- [51] Mayle, R.E., „*The Role of Laminar-Turbulent Transition in Gas Turbine Engines*“, ASME Turbo Expo, 91-GT-261, 1991
- [52] Mayle, R.E., Schulz, A., „*The Path to Predicting Bypass Transition*“, Journal of Turbomachinery, Vol. 119, pp. 405-411, 1997
- [53] McAuliffe, B. R., Sjolander, S. A., „*Active Flow Control Using Steady Blowing for a Low-Pressure Turbine Cascade*“, Journal of Turbomachinery Vol. 126, OCTOBER 2004, pp. 560- 569, 2004
- [54] McQuilling, M., Jacob, J., „*A Comparative Study Between Ejector Nozzle and Vortex Generator Jet Flow Control Methods on a Low Pressure Turbine Blade Cascade Model*“, AIAA Paper, AIAA 2003-4159
- [55] Menrath, M., „*Experimentelle Kennwertermittlung und Systemanalyse bei Hubschrauber-Gasturbinen*“, Dissertation, TU München, 1989
- [56] Nitsche, W., „*Strömungsmesstechnik*“, Springer Lehrbuch, 1994
- [57] Osaka, J., Furukawa, T., Tsue, M., Kono, M., „*Streamwise vortex structure formed in compressible shear flow*“, ISABE, ISABE-2005-1236, 2005
- [58] Öztürk, B., Schobeiri, M. T., „*Effect of Turbulence Intensity and Periodic Unsteady Wake Flow Condition on Boundary Layer Development, Separation, and Re-attachment over the Separation Bubble along the Suction Surface of a Low Pressure Turbine Blade*“, ASME Turbo Expo 2006, GT2006-91293, 2006
- [59] Popovic, I., Zhu, J., Dai, W., Sjolander, S.A., Praisner, T., Grover, E., „*Aerodynamics of a Family of Three Highly Loaded Low-Pressure Turbine*

- Airfoils Measured Effects of Reynolds Number and Turbulence Intensity in Steady Flow*”, ASME Turbo Expo, GT2006-91271, 2006
- [60] Ramesh, O.N., Hodson, H.P., Harvey, N.W., „*Separation control in ultra high lift airfoils by unsteadiness and surface roughness*“, ISABE-2001-1096, 2001
- [61] Reinmöller, U., „*3D-Hitzdrahtmessungen zur Strömungsanalyse in einem mehrstufigen Niederdruckturbinen-Rig*“, Abschlussbericht, Turbo-Tech-Vorhaben 1.424, Aachen, 2001
- [62] Reynolds, O., „*An experimental investigation of the circumstances which determine whether the motion of water shall be direct or sinuous, and of the law of resistance in parallel channels*“, Papers on Mechanical and Physical Subjects. Cambridge University press, Bd. 2, 51ff., 1901
- [63] Rixon, G. S., Johari, H., „*Development of a Steady Vortex Generator Jet in a Turbulent Boundary Layer*“, J. of Turbomachinery, Vol. 125, November 2003, pp. 1006 – 1015, 2003
- [64] Sau, A., Hsu, T.-W., Ou, S.-H., „*Growth of kidney and antikidney vortices over a square jet in crossflow*“, Physics of Fluids, Vol. 18, Iss. 128102, pp. 18-21, 2006
- [65] Schlichting, H., „*Grenzschicht-Theorie*“, 8. Auflage, Verlag G. Brau, Karlsruhe, 1980
- [66] Schwitzke, M., „*Bestimmung des instationären Strömungsfeldes im Nachlauf eines Leitschaufelgitters mit Drahtheißfilmsonden*“, Universität Stuttgart, Studienarbeit, 2006
- [67] Schobeiri, M. T., Öztürk, B., Ashpis, D. E., „*Effect of Reynolds Number and Periodic Unsteady Wake Flow Condition on Boundary Layer Development, Separation, and Intermittency Behaviour Along the Suction Surface of a Low Pressure Turbine Blade*“, J. of Turbomachinery, Vol. 129, January 2007, pp. 93-108, 2007
- [68] Schubauer G.B., Skramstad, H. K., „*Laminar-boundary-layer oscillation and transition on a flat plate*“, NACA Report 909, 1948
- [69] Schumann, T., „*Aerodynamische Auslegung einer aerodynamisch hochbelasteten Beschauflung für Untersuchungen von Grenzschicht stabilisierenden Ausblasekonfigurationen*“, Diplomarbeit, Universität Stuttgart, 2004



- [70] Schumann, T., Kasper, C., Staudacher, S., Gier, J., „*Untersuchung von geometrischen Einflussparametern bei Grenzschichteinblasung an hochbelasteten Niederdruckturbinenprofilen am Wasserkanal*“, DGLR Jahrestagung 2006, DGLR-2006-192, 2006
- [71] Sondergaard, R., Bons, J. P., Sucher, M., Rivir, R. B., „*Reducing Low-Pressure Turbine Stage Blade Count Using Vortex Generator Jet Separation Control*“, ASME Turbo Expo, GT-2002-30602, 2002
- [72] Speidel, L., „*Einfluss der Oberflächenrauigkeit auf die Strömungsverluste in ebenen Schaufelgittern*“, Forschung im Ingenieurwesen, Volume 20, Number 5 / September, pp. 129 – 140, 1954
- [73] Staudacher, S., „*Untersuchungen zum sekundären Luftsystem von Luftstrahltriebwerken*“, Dissertation, TU München, 1995
- [74] Stefes, B., „*Turbulente Wandgrenzschichten mit und ohne negativen Druckgradient unter dem Einfluss hoher Turbulenzintensität der Aussenströmung*“, Dissertation, TU Berlin, 2003
- [75] Stiegler, R.D., Hodson, H.P., „*The Transition Mechanism of Highly-Loaded LP Turbine Blades*“, ASME Turbo Expo, GT2003-38304, 2003
- [76] Stock, H.W., „*eN Transition Prediction in Three-Dimensional Boundary Layers on Inclined Prolate Spheroids*“, AIAA Journal, Vol. 44, No. 1, pp. 108 – 118, 2006
- [77] Vogel, D.T., „*Numerische Untersuchung des Mischungsverhaltens von Filmkühlstrahlen in Turbineströmungen*“ Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Ruhr-Universität Bochum, 1996
- [78] Vogt, H.-F., „*Wasserkanalveruche zum Einfluß der Schaufelform und Seitenwandkontur auf die Sekundärströmungen in thermischen Turbinen*“, Dissertation, Universität Stuttgart, 2006
- [79] Volino, R.J., „*Separation Control on Low Pressure Turbine Airfoils using Synthetic Vortex Generator Jets*“, ASME Turbo Expo, GT2003-38729, 2003
- [80] Völker, L., „*Neue Aspekte der aerodynamischen Gestaltung von Niederdruck-Endstufen-Beschaufelungen*“, Dissertation, Universität Stuttgart, 2006
- [81] Weigand, B., „*Spezielle Probleme der Wärmeübertragung*“, Institut für Thermodynamik Universität Stuttgart, Vorlesungsskript, 2002

- [82] Wilcox, D.C., „*Turbulence Modelling: An Overview*“, AIAA 2001-0724, 2001
- [83] Wilcox, D.C., „*Reassessment of the Scale Determining Equation for Advanced Turbulence Models*“, AIAA Journal, Vol. 25, No. 11, pp. 1299 – 1310
- [84] Wilfert, G., „*Experimentelle und numerische Untersuchungen der Mischungsvorgänge zwischen Kühlfilmen und Gitterströmung an einem hochbelasteten Turbinengitter*“, Dissertation, Universität der Bundeswehr München, 1994
- [85] Wissink, J.G., Rodi, W., „*Direct Numerical Simulations of Transitional Flow in Turbomachinery*“, Journal of Turbomachinery, Vol. 128, S. 668ff, October 2006
- [86] Wolff, S., Brunner, S., Fottner, L., „*The Use of Hot-Wire Anemometry to Investigate Unsteady Wake-Induced Boundary-Layer Development on a High-Lift LP Turbine Cascade*“, Journal of Turbomachinery, Vol. 122, October 2000, pp. 645 – 651, 2000
- [87] Zhang, X. F., Vera, M., Hodson, H., Harvey, N., „*Separation and Transition Control on an Aft-Loaded Ultra-High-Lift LP Turbine Blade at Low Reynolds Numbers: Low-Speed Investigation*“, Journal of Turbomachinery, Vol.128, July 2006, pp. 517-527, 2006
- [88] Zhang, X. F., Hodson, H. P., „*Effects of Reynolds Number and Freestream Turbulence Intensity of the Unsteady Boundary Layer Development on an Ultra-High Lift LPT Airfoil*“, ASME Turbo Expo 2007, GT2007-27274, 2007

# A Anhang

Komponente	Betriebsparameter	
Versuchsstand allgemein	$p_{t,\text{ein}}$	5 - 150 kPa
	Massenstrom $\dot{m}$	15 kg/s
	$T_{\text{max}}$	330 K
	$T_u$	0,10%
	$D_{\text{max}}$	1040 mm
Radialverdichter 1- stufig	$P_{\text{max}}$	800 kW
	$\Pi_{\text{max}}$	1,4
	Volumenstrom $\dot{V}$	66300 m <sup>3</sup> /h
Wirbelstrombremse	$P_{\text{auf}}$	700 kW
	$n_{\text{uml}}$	2000 1/min
	$M_N$	2000 Nm

Tab. A.1 Betriebsparameter ILA Niedermachzahlmaschine

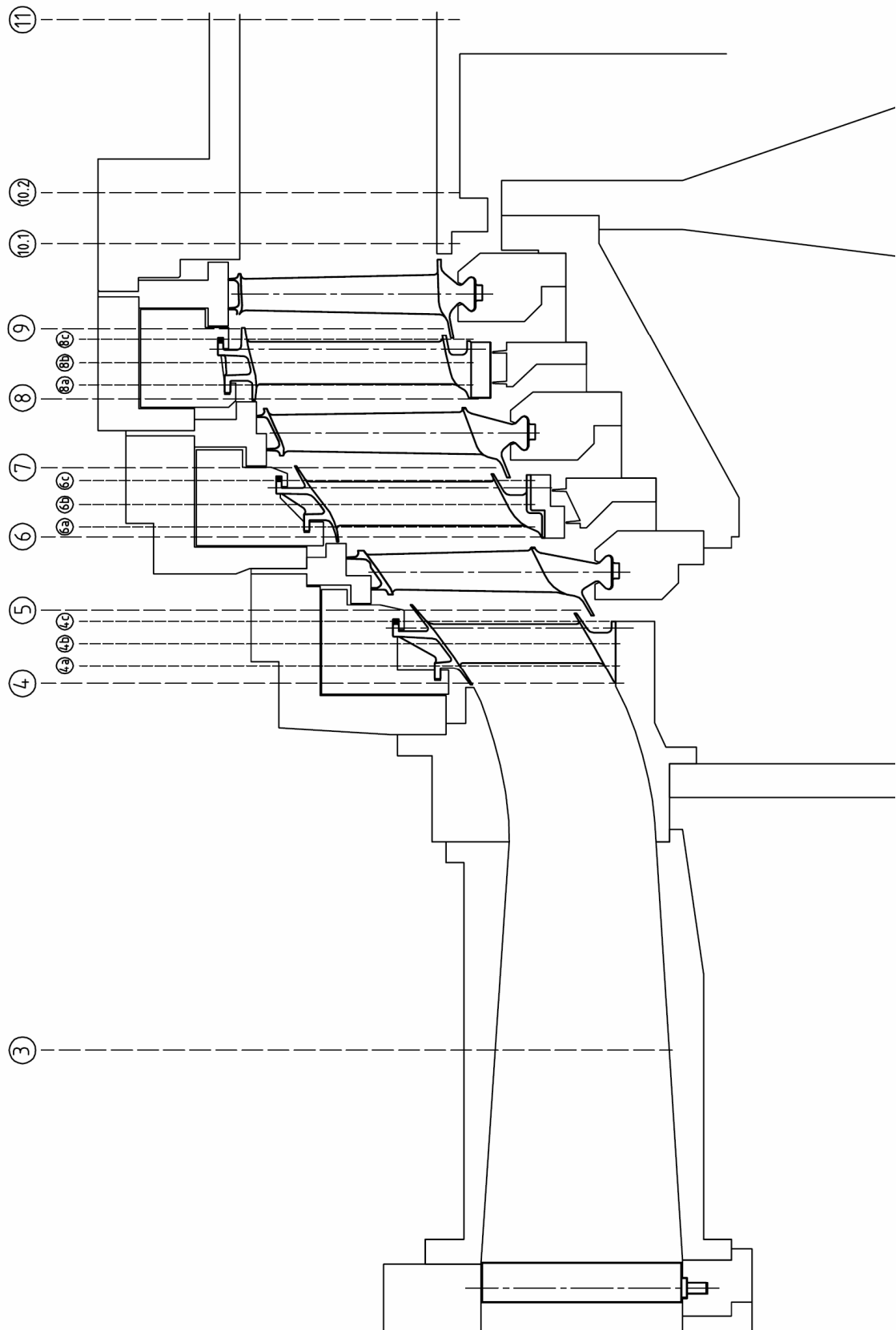


Abb. A.1 Schematische Darstellung der Versuchsturbine mit Messebenendefinition

Positionen der Meßebenen							
Meßebene	03	05	06	07	09	10(.2)	11
Axiale Position im TKS [mm]	-150	167	220	269,75	370,25	468	592
Abstand hinter Schaufelgitter [mm]	370	10	12,07	10,16	10	60	184
Abstand hinter Schaufelgitter bezogen auf die axiale Schaufelbreite [%]	1321,4	35,7	44,6	32,2	32,9	230,9	708,2
Abstand hinter Schaufelgitter bezogen auf die Sehnenlänge des Gitters [%]	1205,2	29,9	31,6	24,0	24,7	160,6	492,6

Tab. A.2 Position der Messebenen in NMT

Konfiguration		Leitschaufelnummer		
		Saugseite		Druckseite
		$x_M = 65\%, 73\%, 81\%, 95\%$	$x_M = 69\%, 77\%, 85\%$	$x_M = 30\%, 60\%, 90\%$
Rel. Kanalhöhe				
50%	Konf. 0	5	8	
	Konf. 1	27	30	
	Konf. 2	73	76	
	Konf. 3	42	45	48
70%	Konf. 0	91	2	
	Konf. 1	21	24	
	Konf. 2	67	70	
	Konf. 3	36	39	55

Tab. A.3 Position der Messstellen auf den Leitradkonfigurationen in NMT

### Gemessener Totaldruckunterschied zwischen den Luftverteilungen

Betrachtet man den Totaldruckunterschied zwischen den beiden Luftverteilungen (Tab. A.4) so kann gesagt werden, dass eventuelle Totaldruckverluste in beiden Verteilungen gleichermaßen auftreten. Der Unterschied beträgt maximal  $\Delta p_t / p_t = 0.05\%$ . Somit kann davon ausgegangen werden, dass die Luftverteilung homogen ist.

Bezogene Totaldruckdifferenz $ p_{t_{x-x}} - p_{t_{1-1}} /p_{t_{aus}}$ [%]				
Luftverteilung	1		2	
Messstelle	1	2	3	4
Versuch-Nr.:	1	2	3	4
1	0	0.050	0.029	0.011
2	0	0.011	0.027	0.006
3	0	0.003	0.048	0.009

Tab. A.4 Abweichung des Totaldrucks zwischen Luftausblasung 1 und Luftausblasung 2

Leitrad 2	Stromfläche 3	Stromfläche 6	Stromfläche 9
$d_N$ [mm]	1,637	1,600	1,561
$\alpha_N$ [°]	127,000	125,000	112,000
$d_H$ [mm]	0,600	0,600	0,600
$\alpha_H$ [°]	26,500	26,000	26,000
$\beta_s$ [°]	62,800	61,000	55,500
$\gamma_N$ [°]	14,250	15,200	16,000
$\gamma_H$ [°]	6,000	6,000	6,000
$l$ [mm]	28,510	29,900	32,400
$D$ [mm]	6,241	6,539	6,866
$t/l$ [-]	0,979	1,024	1,029
$e/t$ [-]	0,514	0,522	0,514
$r_N$ [mm]	398,540	437,220	476,350
$x_N$ [mm]	237,540	237,540	237,540
$r_H$ [mm]	410,630	450,430	490,730
$x_H$ [mm]	259,590	259,590	259,590
$F$ [mm <sup>2</sup> ]	110,700	116,900	124,300

Tab. A.5 Profildaten Leitrad 2

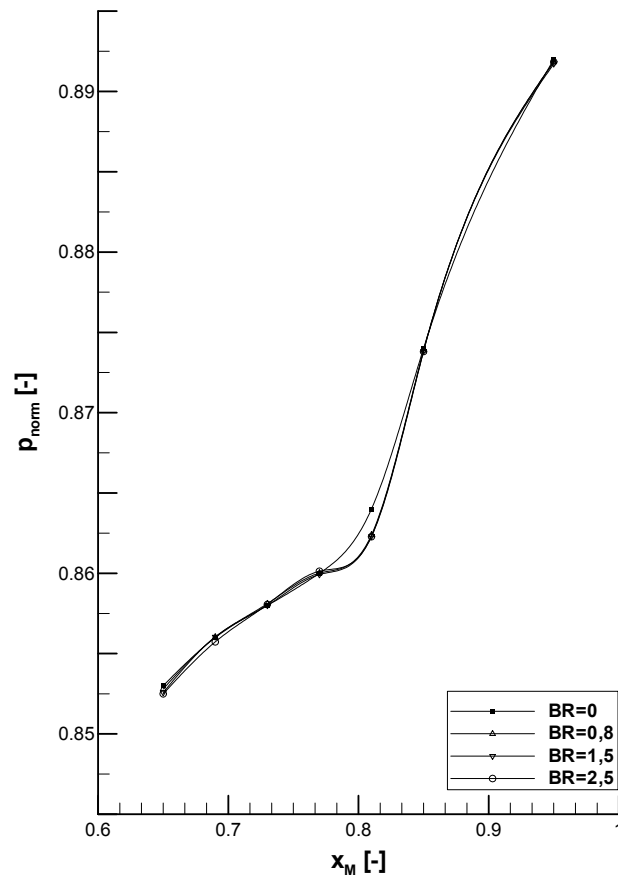


Abb. A.2 Normierter statischer Profildruckverlauf 50% radialer Kanalhöhe Konfiguration 0

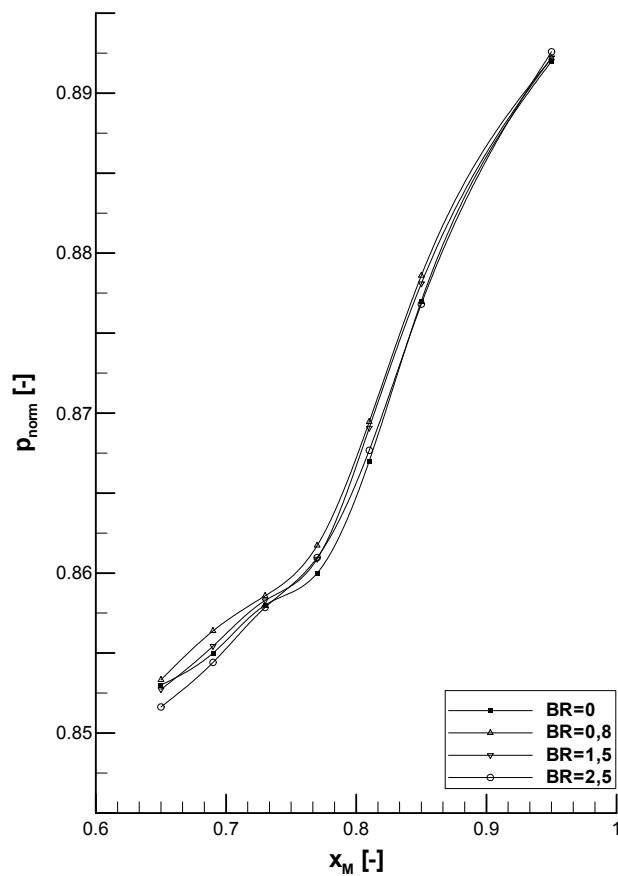


Abb. A.3 Normierter statischer Profildruckverlauf 50% radialer Kanalhöhe Konfiguration 1

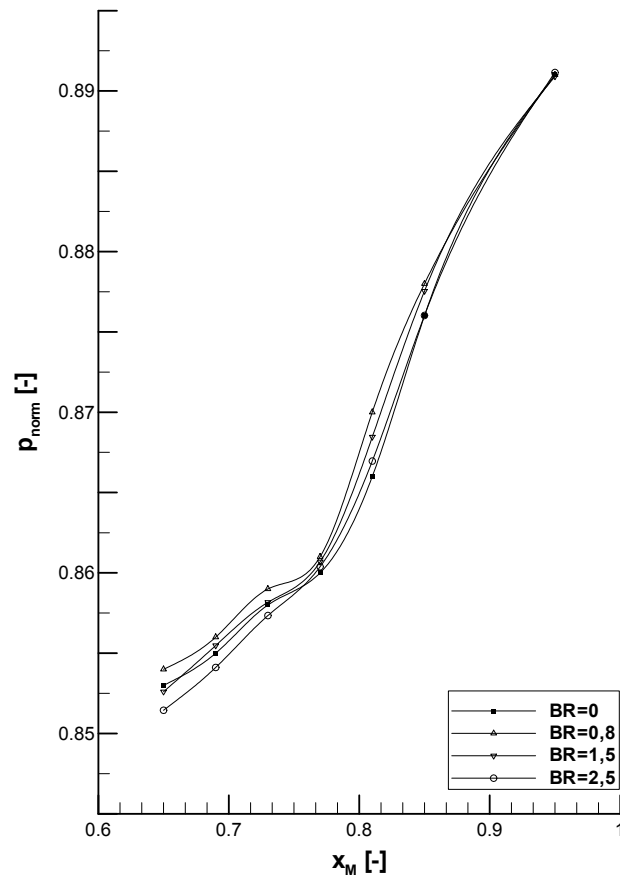


Abb. A.4 Normierter statischer Profildruckverlauf 50% radialer Kanalhöhe Konfiguration 2



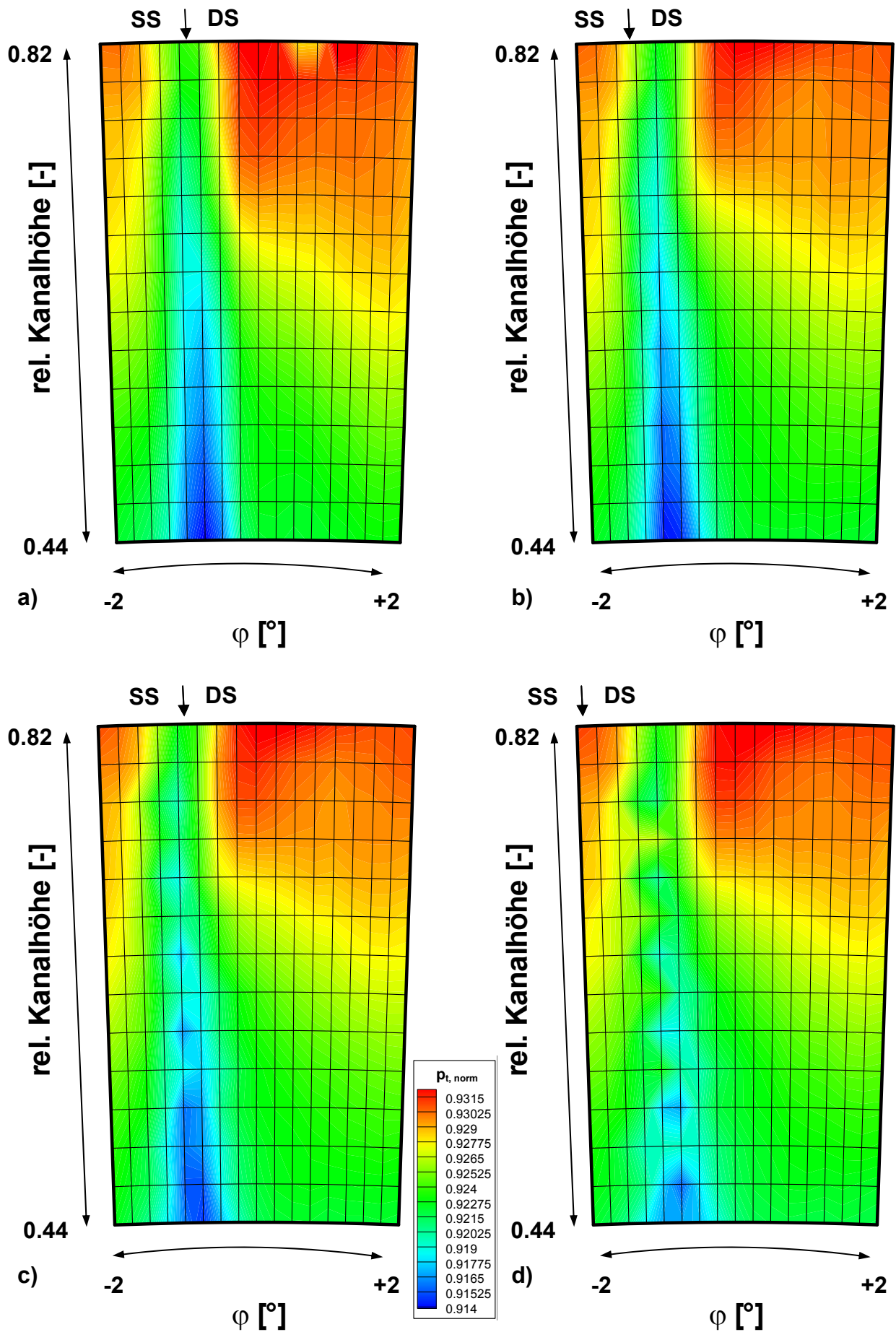


Abb. A.5 Normierter Totaldruck  $p_{t, \text{norm}}$  von Konfiguration 1 für Ausblaseraten  $BR = 0 - 2,5$  a) - d)

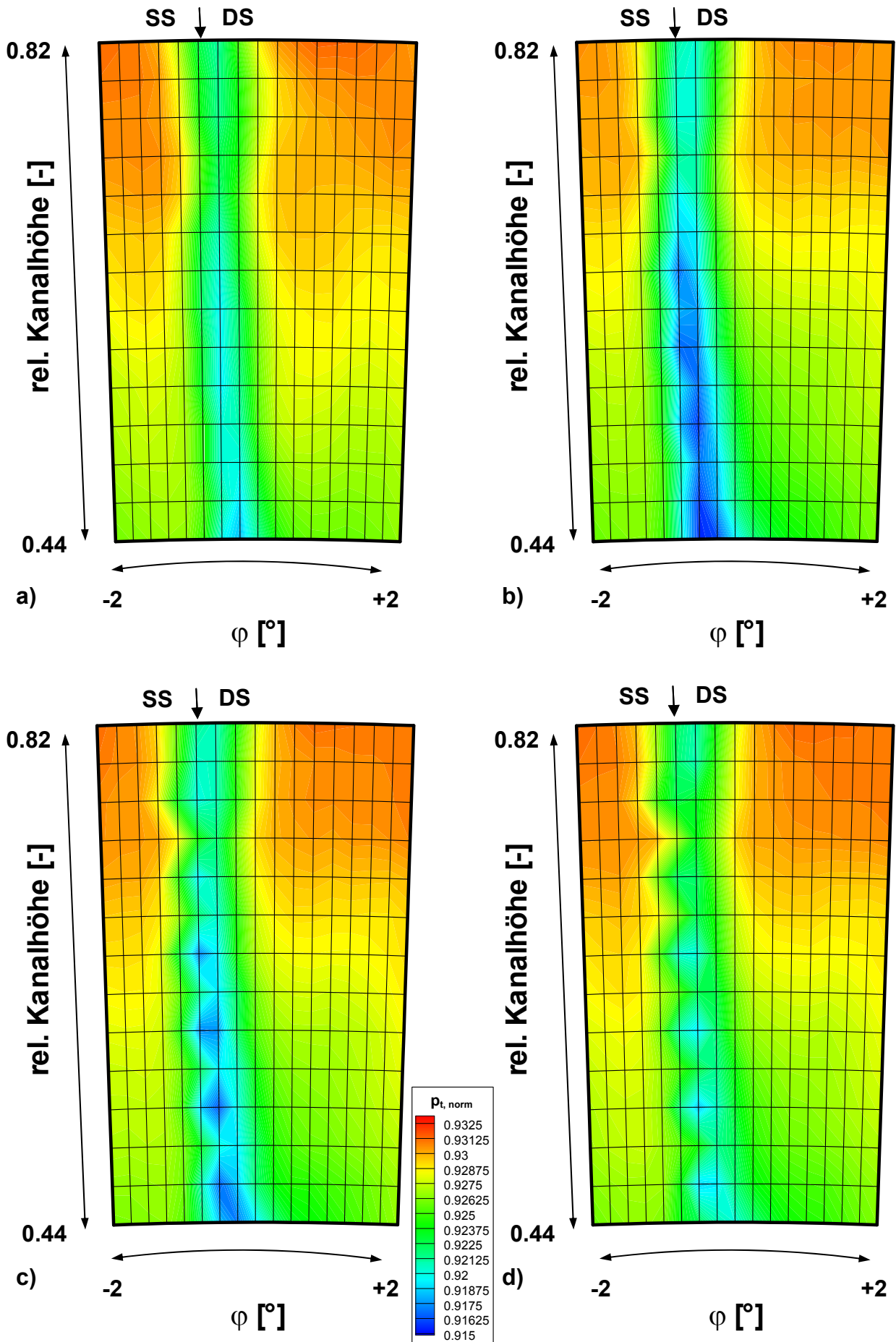


Abb. A.6 Normierter Totaldruck  $p_{t, \text{norm}}$  von Konfiguration 2 für Ausblaseraten BR = 0 - 2,5 a) - d)

### Sensitivitätsanalyse des Wirkungsgrades

Da unterschiedliche Ansätze bei der Gewichtung von eingeblasener Sekundärluft auf die Arbeitsumsetzung und Wirkungsgradentwicklung einer Turbomaschine existieren ([73]), soll im Folgenden die Sensitivität des Anteils der Ausblasemasse auf den Wirkungsgrad beistimmt werden. Es sollen die Auswirkungen der Annahme eines Wirkanteils von  $x = 2/3$  untersucht werden.

Ausgehend von Gleichung (6.16) wird der Wirkanteil  $x \cdot \dot{m}_{aus}$  der Ausblaseluft auf den Wirkungsgrad schrittweise verändert. In Abb. A.7 ist die Veränderung des berechneten Wirkungsgrades bei Erhöhung des Anteils des Ausblasemassenstroms dargestellt. Die Betrachtung erfolgt auf Basis der ermittelten Maschinendaten bei Betriebspunkt BR = 2,5, was einem maximalen Anteil eingebrachter Masse von 0,21 % des Gesamtmassestroms entspricht.

Der berechnete Maschinenwirkungsgrad verändert sich linear mit dem zusätzlichen Anteil bei der Berechnung berücksichtigter Ausblasemasse. Es ist eine Wirkungsgradänderung von  $\Delta\eta = 0,18\%$  zu erwarten. Dies ist geringer als die Unsicherheit bei der Bestimmung des Wirkungsgrades der Versuchsturbine von  $\Delta\eta_{err} = 0,84\%$ .

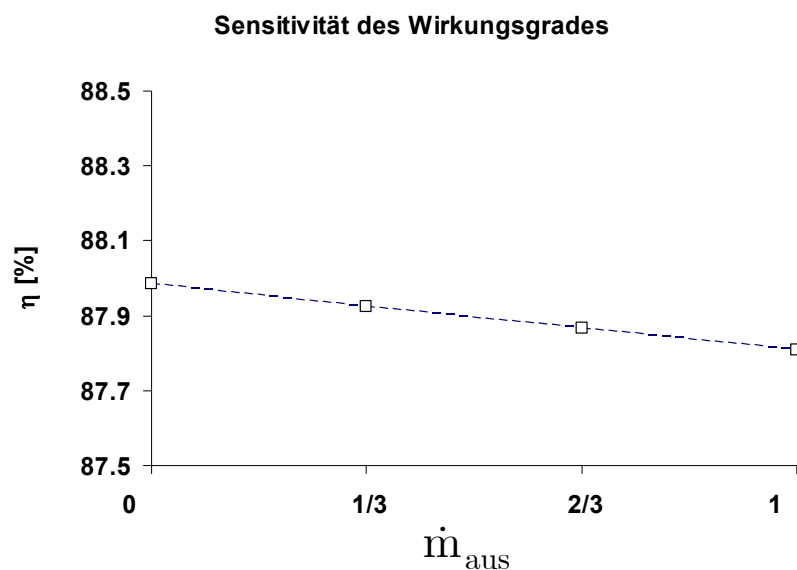


Abb. A.7 Abhängigkeit des Wirkungsgrades bei Veränderung des Ausblasemassenstromanteils

Eine Berücksichtigung des Ausblasemassenstroms bei der Wirkungsgradbestimmung hat somit einen geringen Einfluss auf den berechneten Gesamtwirkungsgrad. Wird der Ausblasemassenstrom bei der Bestimmung des Wirkungsgrades nicht berücksichtigt, steigen abhängig von BR die gemessenen Wirkungsgraddifferenzen an. Somit kann davon ausgegangen werden, dass die vorgestellten Wirkungsgradänderung, die minimal auftretenden Änderung darstellen.



# Lebenslauf des Verfassers

## Studium

2004-2007	Promotionsstudium an der Universität Stuttgart, Institut für Luftfahrtantriebe Prof. Dr.-Ing. S. Staudacher
1998 – 2004	Luft- und Raumfahrttechnik Universität Stuttgart
Abschluss	Dipl. Ingenieur Luft- und Raumfahrttechnik
Diplomarbeit	„Auslegung einer aerodynamisch hochbelasteten Beschaulung für Untersuchungen von Grenzschicht stabilisierenden Ausblasekonfigurationen“ Institut für Luftfahrtantriebe / MTU Aero Engines GmbH, München
2003	Studienarbeit an der Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne, Schweiz

## Beruflicher Werdegang

Seit 2008	Ricardo Strategic Consulting GmbH Unternehmensberater, Associate
2004 – 2008	Institut für Luftfahrtantriebe / Universität Stuttgart Wissenschaftlicher Angestellter
2000-2001	Kayser-Threde GmbH, München Werksstudent und Praktikant