

Grenzschichtabsaugung zur Wirkungsgradsteigerung in einer Verdichterkaskade

vorgelegt von
Herrn Dipl.-Ing. Karsten Liesner
geb. in Ahaus

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

Doktor der Ingenieurwissenschaften
- Dr.-Ing. -

genehmigte Dissertation

Promotionsausschuss:

Vorsitzender: Prof. Dr.-Ing. Paul-Uwe Thamsen

Referent: Prof. Dr.-Ing. Dieter Peitsch

Koreferent: Dr.-Ing. Robert Meyer

Tag der wissenschaftlichen Aussprache: 13. Mai 2016

Berlin 2016

Abstract

In this thesis a set of experimental investigations accompanied by numerical simulations is presented on the method of boundary layer suction in a high speed compressor cascade. The test environment features a cascade of five NACA65-K48 stator vanes with aerodynamic design properties of $Ma = 0,67$, $Re = 560.000$ and an aspect ratio of $t/c = 1$. The investigations focus on secondary flow control and therefore increase of efficiency of the cascade. Two different design approaches of suction slots inside the passage are chosen and compared to suction upstream of the cascade entry. The suction slots are located in the side walls of the cascade only. The first approach follows the design of R.E. Peacock, where the suction slot is located in the corner of side wall and suction side of the vanes. It has been proven to eliminate corner separation in low speed environments already in the 1960s. The second approach has been designed in order to diminish the secondary flow itself by suction of the side wall boundary layer upstream of the separation line of the flow along the passage. The resulting suction slot cuts the side wall from suction to pressure side in the first half of the chord length. It is shown that both slot layouts are effectively able to reduce the total pressure loss of the compressor cascade and increase the static pressure rise downstream of the passage. It can be explained that for a given suction slot opening area the mass flow fraction, that is drawn off, must exceed a certain value in order to avoid recirculation in the slot itself. High suction rates provide large pressure loss reduction. Total pressure reduction can be achieved in a wide range of incidence angles, with limitations at nearly separated conditions on the suction surface. In those regimes near the working range border further increase of the pressure rise and therefore pressure gradient lead to earlier separation of the flow and thus pressure loss increase. An efficiency calculation for a stator cascade with and without flow suction is defined and applied to the measurements. It can be shown that in wind tunnel investigations the efficiency can not be increased by the suction if the suction pump power is included. In a real compressor with pressure generation the flow can be purged through the suction slots at no cost, the efficiency increases up to a maximum of 2%.

compressor, cascade, secondary flow, boundary layer suction, active flow control

Zusammenfassung

Die vorliegende Arbeit beschreibt experimentelle Messungen an einer Hochgeschwindigkeits-Verdichterkaskade, die von einigen numerischen Simulationen unterstützt werden. Thema der Untersuchungen ist die Beeinflussung von Sekundärströmung durch Grenzschichtabsaugung zur Wirkungsgradsteigerung. Untersucht wird eine NACA65-K48 Kaskade aus fünf Verdichterschaufeln mit Auslegungsmachzahl von $Ma = 0,67$ und $Re = 560.000$ bei einer Schaufelstreckung von $t/c = 1$. Zwei verschiedene Ansätze zur Absaugung wurden ausgewählt, die auf unterschiedlichen Konzepten beruhen. Die erste Absauggeometrie folgt einem Entwurf von Peacock aus 1965, in dem ein Schlitz an dem Übergang von Schaufel zu Seitenwand eingebracht wird, mit dem Peacock bei sehr geringen Machzahlen eine vollständige Unterdrückung der Eckenablösung erreichte. Die zweite Geometrie verhindert ein Ablösen der Strömung auf der Seitenwand, in dem stromauf der Ablöselinie an der Seitenwand ein Schlitz von Druck- zu Saugseite eingebracht wird und durch die Absaugung die Grenzschicht neu entsteht und dadurch nicht zum Ablösen neigt. Beide untersuchten Konzepte sind in der Lage, die Sekundärströmung effektiv einzugrenzen und dadurch erhebliche Einsparungen im Totaldruckverlustbeiwert zu erzielen. Gleichzeitig wird in der Abströmung, durch die Verringerung der Einschnürung der Strömung wegen der Ablösegebiete, der statische Druckrückgewinn erhöht. Es kann gezeigt werden, dass bei gegebener Schlitzgeometrie ein gewisser Anteil des Gesamtmassenstromes entnommen werden muss, um eine Rezirkulation im Schlitz selbst zu vermeiden. Je größer die Absaugrate, desto größer fällt bei guter Schlitzauslegung die Reduktion des Druckverlustes aus. Messungen außerhalb der Zuströmung im Auslegungsfall zeigen, dass über einen weiten Bereich von Zuströmwinkeln ein positiver Effekt der Absaugung vorherrscht. Am Rand des Arbeitsbereiches, an dem die Strömung auf der Saugseite zum Ablösen tendiert, kann die Absaugung diese Ablösung sogar begünstigen, da durch die Anhebung des Gegendruckes der Druckgradient in Richtung Passagenaustritt steigt. Es wird weiterhin eine Definition für einen Wirkungsgrad in einer Statorstufe mit und ohne Absaugung vorgestellt, die erlaubt, die durch die Absauganlage verrichtete Arbeit zu berücksichtigen. Es zeigt sich, dass im Windkanal, wo externe Gebläse für die Absaugung eingesetzt werden, keine Verbesserung der Wirkungsgrade erreicht werden können. Im Verdichter mit Druckaufbau kann das Fluid ohne externe Energie abgeblasen werden, wodurch sich eine Steigerung im Wirkungsgrad um bis zu zwei Prozent einstellen kann.

Verdichter, Kaskade, Sekundärströmung, Grenzschichtabsaugung, aktive Strömungsbeeinflussung

Danksagung

An dieser Stelle ist die Gelegenheit, *Danke* zu sagen. Es gibt zahlreiche Menschen, ohne die diese Dissertation wohl nie entstanden wäre.

Diese Arbeit ist während meiner Tätigkeit als Wissenschaftlicher Mitarbeiter beim Deutschen Zentrum für Luft- und Raumfahrt (DLR) im Institut für Antriebstechnik in Berlin entstanden. Gefördert wurde die gesamte Projektlaufzeit von der Deutschen Forschungsgemeinschaft DFG. Vielen Dank dafür.

Vor allen anderen und von ganzem Herzen danken möchte ich Herrn Dr. Robert Meyer dafür, mich so wohlwollend zu begleiten und zu unterstützen. Ich habe viel gelernt und viel gesehen. Danke für die schönen gemeinsamen Jahre!

Großer Dank gilt dem gesamten DLR in Berlin Charlottenburg. Zahlreiche Kollegen der Triebwerksakustik haben zum Gelingen dieser Arbeit und meiner schönen Zeit beim DLR beigetragen. Die Stimmung in der Abteilung ist toll, es war mir eine große Freude, der Abteilung so lange beizuwohnen.

Danke möchte ich auch Dr. Alexander Hergt sagen, mein Vorgänger am Windkanal lieferte stets Impulse und Ratschläge für das gute Gelingen dieser Arbeit. Auch zahlreiche studentische Mitarbeiter trugen Ihren Teil zum Erfolg dieser Arbeit bei. Ihre Unterstützung machte manche aufwändige Messkampagne erst möglich.

Auch dem Fachbereich Numerische Fluidsystemdynamik der TU Berlin unter der Leitung der Herren Prof. Sesterhenn und Prof. Thiele gilt mein Dank ebenso wie meinem Projektpartner Christoph Gmelin. Mein Dank gilt auch Professor Dieter Peitsch vom Fachbereich Luftfahrtantriebe, der mir nicht nur meine Dissertation als Gutachter ermöglicht, sondern mich auch während meiner Zeit an der Universität betreut und gefördert hat. Ich weiß um Ihren vollen Terminkalender und bin sehr froh, dass Sie die Zeit für mich gefunden haben. Ich danke Professor Paul Uwe Thamsen für die Übernahme des Vorsitzes der Prüfungskommission. Weiterhin möchte ich mich beim HFI bedanken, für tolle Kollegen und schöne Dienstreisen.

Mein großer persönlicher Dank gilt natürlich meiner Familie, die mich immer unterstützt und mir zur Seite gestanden hat: Meinen Eltern Gisela und Ludwig, die mich ermutigt haben, meinen eigenen Weg zu gehen; meinem Bruder Michael, der stets ein Vorbild war und immer noch ist.

Meiner Frau Seraina verdanke ich Alles. Ich danke dir dafür. ♡

Ida und Elsa, ich liebe Euch!

Nomenklatur

Arabische Symbole

Symbol	Einheit	Bezeichnung
a	$[m/s]$	Schallgeschwindigkeit
c	$[m]$	chord, Sehnenlänge
C	$[-]$	dimensionsloser Beiwert
h	$[kJ/kg]$	spezifische Enthalpie
H	$[-]$	Formfaktor
l	$[m]$	Lauflänge
m	$[kg]$	Masse
p	$[N/m^2]$	statischer Druck
q	$[N/m^2]$	dynamischer Druck
s	$[mm]$	Profilhöhe
t	$[-]$	Teilung
u, z	$[m]$	Schaufel-Koordinaten
v	$[m/s]$	Absolutgeschwindigkeit
w	$[Nm]$	Arbeit (work)
x	$[m]$	Bezugslänge

Kennzahlen

Symbol	Definition	Bezeichnung
a	$\frac{1}{\sqrt{\kappa RT}}$	Schallgeschwindigkeit
Ma	c/a	Machzahl
Re	$\frac{\rho c}{\nu}$	Reynolds-Zahl
Tu	$\frac{1}{\bar{U}_m} \sqrt{\frac{1}{2}(u^2 + v^2)}$	Turbulenzgrad (der u-, v-Komponente)

Griechische Symbole

Symbol	Einheit	Bezeichnung
β	[°]	Strömungswinkel am Gitter
ζ	[-]	Totaldruckverlustbeiwert
δ	[mm]	Grenzschichtdicke
Δ	[-]	Differenz
η	[-]	Wirkungsgrad
κ	$[c_P/c_V]$	Isentropenexponent
ν	$[m^2/s]$	kinematische Viskosität
π	[-]	Druckverhältnis
ρ	$[kg/m^3]$	Dichte
θ	[°]	Umlenkung
Θ	[-]	homogene Stromdichte
τ	[-]	Temperaturverhältnis
ω	[-]	Verlustbeiwert
Ω	[-]	AVDR, axiales Stromdichteverhältnis

Indizes

Symbol	Bezeichnung
∞	bezogen auf ungestörte Anströmung
0	bezogen auf Stufeneintritt
1	bezogen auf Gittereintritt
2	bezogen auf Gitteraustritt
D	Drag (Widerstand)
ges	Gesamt
k	Konradsonde
L	Lift (Auftrieb)
p	Pressure (Druck)
P	Profil
R	Rotor
ref	Referenz
s	Isentrop
St	Stufe
t	Total
V	Verdichter
*	kritische Größe

Abkürzungen

Abkürzung	Bezeichnung
ADP	Aerodynamischer Design Punkt, Auslegungspunkt
AT	Institut für Antriebstechnik des DLR
AVDR	Axial Velocity Density Ratio, Axiales Stromdichteverhältnis
CDA	Controlled Diffusion Airfoil
DLR	Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt
FuV	Abteilung Fan und Verdichter des Instituts für Antriebstechnik
HFI	Hermann Föttinger Institut für Strömungsmechanik
HGW	Hochgeschwindigkeits Gitterwindkanal
ILR	Institut für Luft- und Raumfahrt
LRN	Low Reynolds Number
MIT	Massachusetts Institute Of Technology
NACA	National Advisory Committee for Aeronautics
OGV	Outlet Guide Vane
PIV	Particle Image Velocimetry
RANS	Reynolds Average Navier Stokes
TU	Technische Universität

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Motivation und Zielsetzung	2
1.2	Luftentnahme, Bleed Air und Absaugung	3
1.3	Aktive und passive Maßnahmen der Strömungsbeeinflussung: Eine Definition	4
2	Stand der Forschung	7
2.1	Axialverdichter	7
2.2	Verdichtergitter	11
2.2.1	Aerodynamische Kenngrößen des Verdichtergitters	13
2.2.2	Arbeitsbereich	15
2.2.3	De Haller Kriterium und Lieblein Diffusionszahl	16
2.3	Strömungsablösung und Grenzschichtabsaugung	18
2.3.1	Ablösung und Wiederanlegen	18
2.3.2	Grenzschichtabsaugung	21
2.4	Strömungsbeeinflussung durch Absaugung in Verdichtern	23
2.4.1	Großbritannien (1945 bis heute)	23
2.4.2	USA (1970-2000)	24
2.4.3	Sonstige Welt	24
2.4.4	Deutschsprachiger Raum	26
3	Experimenteller Aufbau am Gitterwindkanal	27
3.1	Der Gitterwindkanal	27
3.1.1	Das NACA65 Gitter	29
3.1.2	Das CDA Gitter	30
3.1.3	Das LRN-OGV Gitter	32

3.2	Standard-Messtechnik	33
3.2.1	Pitotsonden	34
3.2.2	Conrad-Winkelsonden	34
3.2.3	Auswertung der Messungen	35
3.3	Weitere verwendete Verfahren	38
3.3.1	Fünfloch-Sonden	38
3.3.2	Ölanstrichverfahren	39
3.4	Stereo PIV Messungen am Gitterkanal	40
3.5	Genauigkeitsbetrachtungen	43
3.6	Turbulenz und Zuströmqualität	44
3.7	Numerische Vorstudie in MISES	48
3.7.1	Anstellwinkel Variation	49
3.7.2	AVDR Variation	53
3.8	Numerische Partneruntersuchungen	56
3.9	Vergleich mit der Literatur	58
4	Grenzschichtabsaugung Kaskade	61
4.1	Absaugung am Windkanal	61
4.2	Absauggeometrien	63
4.2.1	Der Peacockschlitz	65
4.2.2	Der Querschlitz	65
4.2.3	Absaugung an der Vorderkante	66
4.3	Maximale Absaugraten	68
5	Experimentelle Ergebnisse der NACA65 Referenz- Kaskade	71
5.1	Einfluss der Turbulenz	77
6	Ergebnisse der NACA65 Kaskade mit Grenzschichtabsaugung	81
6.1	Der Peacock Schlitz	81
6.2	Der Querschlitz	85
6.3	Einfluss der Schlitzgröße und der Absaugrate	87
6.4	Einfluss des Hufeisenwirbels	94
6.5	Asymmetrische Absaugung	96
6.6	Verhalten im Off-Design	97
6.6.1	Referenzkaskade	98

6.6.2	Peacock Schlitz	100
6.6.3	Querschlitz	105
6.7	Anwendung auf moderne Verdichterprofile	109
6.7.1	Ergebnisse mit dem CDA Rotorprofil	109
6.7.2	Ergebnisse mit der LRN-OGV Kaskade	115
7	Effizienz und Vergleich mit herkömmlicher Luftentnahme	125
7.1	Lineare Absaugung vor dem Passageneintritt	125
7.1.1	Absaugung am Gittereintritt	126
7.1.2	Absaugung weit vor dem Gitter	128
7.2	Wirkungsgradbetrachtungen	130
7.2.1	Referenzgitter ohne Absaugung	130
7.2.2	Wirkungsgrad bei Absaugung	130
7.2.3	Wirkungsgrade der Gitter mit Absaugung	131
8	Diskussion der Ergebnisse und Ausblick	137

Kapitel 1

Einleitung

Klimaerwärmung, schwindende fossile Brennstoffe und dadurch steigende Energiekosten haben in den vergangenen Jahren einen großen Zulauf an erneuerbaren Energieträgern zur Folge gehabt. Das nukleare Unglück von Fukushima (Japan) im März 2011 hat erstmals auch in Deutschland zu einem Umschwung von Kernkraft zu regenerativen Energien geführt und die so genannte Energiewende beschleunigt. Erneuerbare Energien sind die Zukunft. Im Jahr 2013 lag der Anteil der erneuerbaren Energien an der Gesamtstromproduktion in Deutschland bei 23,4% [3]. Dies stellt einen neuen Rekordwert dar. Solaranlagen werden leistungsfähiger, massenhafte Produktion und flächige Verteilungen von Sonnenkollektoren lassen deren Anteil am verbrauchten Strom weiter steigen. Desertec [17] liefert in Zukunft Strom aus der Wüste. Windräder werden größer, leistungsstärker und in Parks aufgestellt so ergiebig wie gleich mehrere Kernkraftwerke zusammen. Allein die Windkraft deckte im Jahr 2013 9,9% des deutschen Stromverbrauchs.

Die erneuerbaren Energien haben jedoch einen gemeinsamen Nachteil. Solarenergie steht nur tagsüber zur Verfügung, Windenergie nur bei vorherrschendem Wind. Zur Überbrückung der Engpässe bei Ausbleiben einer dieser Energiequellen werden mehr denn je Energiespeicher benötigt. Diese stellt die moderne Technik nicht in ausreichender Kapazität zur Verfügung.

Die momentane Lösung des Problems stellen Kohlekraftwerke, Kernkraftwerke und stationäre Gasturbinen dar. Kohle- und Kernkraftwerke besitzen den Nachteil, dass sie nur bei konstantem und langfristigen Einsatz vernünftige Effizienz ermöglichen. Für kurzzeitige und schnelle Energieversorgung bieten sich bei aktuellem Stand der Technik vor allem Gasturbinenkraftwerke oder kombinierte GuD- (Gas- und Dampfturbine) Kraftwerke an, bei denen eine Gasturbine einen elektrischen Generator antreibt, der Energie in

Form von Strom zur Verfügung stellt. Beim GuD wird mit der Restwärme des Gasturbinenprozesses über einen Verdampfer noch eine Dampfturbine betrieben, die die Wärme ebenfalls in elektrische Energie umwandeln kann. Diese Kraftwerke benötigen nur kurze Zeit zum Hochlauf und sind deswegen geeignet, in Zeiten hoher Anforderung anfallende Spitzenlast bereitzustellen.

Gasturbinen benötigen fossile Energieträger. Als Brennstoff dienen Öl und Gas aus natürlichen Vorkommen. Um nun deren hohe Energiedichte möglichst effizient ausnutzen zu können, sind Gasturbinen Gegenstand ständiger Forschung und Weiterentwicklung. Da Fluggasturbinen (Flugzeugtriebwerke) im Grunde aus den gleichen Komponenten bestehen und der Kreisprozess identisch verläuft, können Entwickler auf beiden Seiten Synergien nutzen und voneinander lernen. Entwicklungen in den Komponenten beider Anlagen stehen daher auch dem jeweils anderen zur Verfügung. Auf den Gebieten der Verdichter, Turbinen und Brennkammern wird deswegen in Instituten und Forschungseinrichtungen in ganz Deutschland mit Hochdruck geforscht. Auch das DLR mit dem Institut für Antriebstechnik (AT) mit Sitz in Köln betreibt Windkanäle und Rechenzentren, um Gasturbinen effizienter und leistungsfähiger zu gestalten. In Grundlagenforschung und in Industriekooperationen wird das Wissen um Aerodynamik, Verbrennung und Strukturmechanik weiter erhöht und somit eine bessere Ausnutzung der in den fossilen Brennstoffen gespeicherten Energie ermöglicht.

1.1 Motivation und Zielsetzung

Die Forschung an Gasturbinen für den stationären oder den fliegenden Einsatz stellt eine große Herausforderung für die Ingenieurskunst dar. Gerade der Verdichter verdient in diesem Bereich große Beachtung. Er nimmt bis zu 60% der Baulänge und einen großen Teil des Gewichtes einer Gasturbine ein [12]. Die Strömung im Verdichter ist hochgradig komplex. Im Vergleich zum fliegenden Pendant ist die stationäre Gasturbine nicht bezüglich Länge und Gewicht begrenzt, sondern einzig auf optimalen Betrieb ausgelegt. Im ausgelegten Betriebspunkt wird auf allen Schaufeln des Verdichters anliegende Strömung erwartet. Rechnungen mit Strömungslösern sind seit einigen Jahren in der Lage, die Strömung im Kernstrom durchaus sehr präzise vorauszusagen. Bis vor einigen Jahren hingegen war es Stand der Technik, solche Berechnungen und Voraussetzungen lediglich für den Mittelschnitt der Verdichterbeschaufelung durchzuführen [13]. In solchen Verdichtern kommt es selbstverständlich zu Ablösungen der Strömung an Wänden, in Nachläu-

fen von vorherigen Stufen und im Einflussgebiet von Bleed- und Dichtungsgeometrien. In modern dreidimensional ausgelegten Verdichtern werden diese Vorkommnisse reduziert, jedoch treten aufgrund von Sekundärströmungen, Schaufelnachläufen und Grenzschichteffekten immer noch Ablösungen auf Schaufeln aller Stufen auf [5]. Es gibt demnach noch ausreichend Potential für Strömungsbeeinflussung. In der vorliegenden Arbeit soll nun erläutert werden, welchen Beitrag die Strömungsbeeinflussung im Verdichter leisten kann und welches die Randbedingungen hierfür sind. Es wird eine umfangreiche Parameterstudie erfolgen, die geeignete Konzepte zur Beeinflussung der Strömung im Verdichter identifiziert. Anschließend wird eine Bewertung derselben vorgeschlagen. Hier wird die im Windkanalversuch benötigte Energie für die Absaugvorrichtung berücksichtigt und ein Wirkungsgrad in Anlehnung an einen Stufenwirkungsgrad nach Bräunling [6] definiert.

1.2 Luftentnahme, Bleed Air und Absaugung

Im Triebwerk unterscheidet man zwei Arten der Luftentnahme [6]: Abblasen von Verdichterluft (overboard bleed), das bei niedrigen Drehzahlen zum stabilen Betrieb des Verdichters benutzt wird, und Entnahme von Zapfluft (service air), die dem Betrieb von weiteren Komponenten weiterverwendet wird. Weil die “overboard bleed”, wie der Name bereits andeutet, ungenutzt das Kerntriebwerk verlässt und weiteren Prozessen im Triebwerk nicht zur Verfügung steht, wird sie nur falls nötig entnommen. Sie verlässt das Triebwerk zusammen mit dem Mantelstrom und trägt einen geringen Teil zur Schuberzeugung bei. Im Gegensatz dazu ist die “service air” essentieller Bestandteil des Triebwerkes und seines Betriebes. Die Zapfluft versorgt unter anderem die Turbine als Kühlluft, die ölschmierenden Lager als Dichtung und zur Aufnahme von axialen Lasten und dient in Flugzeugen zur Versorgung der Pneumatik-Systeme und zum Erhalt des Kabinendruckes. Die Zapfluft wird in den hinteren Stufen des Hochdruckverdichters entnommen, je nach aktueller Drehzahl wechselnd. Die Entnahme ist mit hohen Verlusten verbunden, da die Luft über Wärmetauscher heruntergekühlt und wegen des hohen Druckes über Ventile gemindert werden muss. Die entnommene Zapfluft fehlt dem Kreisprozess der Gasturbine, da die zuvor stattfindende Komprimierung (=Arbeit) dem Prozess entnommen wird. Es gilt daher die Maßgabe, den benötigten Anteil der Zapfluft an der Gesamtmasse der angesaugten Luft zu minimieren.

Im Windkanal gibt es zusätzlich die Schwierigkeit, dass die Strömung nicht einfach abgeblasen werden kann. Der Verdichter produziert in der Gasturbine Überdruck, strömungs-

mechanisch gesehen stellt dies das Problem dar, mit dem die Verdichteraerodynamik zu kämpfen hat, namentlich Strömung entgegen einem Druckgradienten zu erzwingen. Abblasen aus dem Triebwerk stellt für die Strömung einen Ausweg dar, daher reicht es, eine Öffnung im Gehäuse zu erzeugen, durch die die Strömung entweicht. Im Windkanal hingegen wird der statische Druck bei Expansion auf Umgebungsdruck (offene Messstrecke) geringer als der Umgebungsdruck sein. Hier ist es erforderlich, die Strömung durch Unterdruck hinter den Abblasöffnungen abzusaugen. Daher spricht man im Windkanalsystem nicht von Abblasen (Bleed), sondern von Absaugen (aspiration oder suction). Dies verlangt nach externer Energie, die in Form von Gebläseleistung zur Verfügung gestellt werden muss.

1.3 Aktive und passive Maßnahmen der Strömungseinflussung: Eine Definition

In dieser Arbeit wird viel über das Thema Strömungsablösung geschrieben. Strömungsablösung bedeutet, dass die Strömung einer Kontur, die sie um- oder überströmt, nicht folgen kann und sich von dieser ablöst. Ablösungen sind in der Regel unerwünscht und es gibt nur sehr wenige technische Anwendungen, in denen sie gewollt auftritt (beispielsweise an der Windturbine zur Verringerung des Auftriebs und damit der Drehzahl bei starkem Wind [23]). In der Regel wirkt sich Ablösung störend auf die Strömung in einer technischen Umgebung aus. Beispiele hierfür sind Strömungsabriss (stall) bei Flugzeugen, Ablösung hinter einem Fahrzeug sowie Ablösungen in Strömungsmaschinen wie beispielsweise Gasturbinen.

Strömungsablösungen und deren Beeinflussung und Verhinderung füllen ganze Bücher aus allen Jahrzehnten der letzten 100 Jahre. Als Wegbereiter der heutigen Strömungslehre gilt Ludwig Prandtl [77] mit seiner systematischen Untersuchung von Tragflügeln und Ablösungen. Schlichting mit seiner Grenzschicht-Theorie [82] erweiterte unser Verständnis von Strömung und Ablösung derselben enorm. Aus deutscher Sicht sind dies wohl die wichtigsten Vertreter der Fluidmechanik. Weitere Meilensteine der Strömungsbbeeinflussung und deren Resultate werden im Kapitel 2 beleuchtet.

Im Zuge der Arbeit an diesem Thema wurde des öfteren die Frage aufgeworfen, ob der hier untersuchte Ansatz zur stationären Grenzschichtabsaugung unter aktive oder passive Strömungsbbeeinflussung falle. Was ist als aktiv und was als passiv anzusehen? Die Klä-

zung dieser Frage wird nicht Ziel dieser Arbeit sein, jedoch soll hier unter Zuhilfenahme einer früheren Dissertation an der TU Berlin von F. Urzunicok [96] eine kleine Definition der in dieser Arbeit getroffenen Bezeichnungen erfolgen.

Als **passive Maßnahmen** sollen alle Arten der Strömungsbeeinflussung gelten, bei denen die Beeinflussung auf nicht bewegliche Teile, Einbauten oder Veränderungen der Geometrie zurückzuführen ist. Es wird keinerlei externe Energie benötigt, sondern nur die reine Strömungsenergie verwendet. Als passive Maßnahmen gelten hier der Einsatz von Wirbelgeneratoren, Fillets, (Vor-) Pfeilungen und jegliche Formen von Seitenwandkonturierung.

Aktive Maßnahmen benötigen externe Energie. Auf welche Art auch immer wird Energie in die Strömung zugeführt oder aus ihr abgeführt. Solche Maßnahmen sind der Hauptbestandteil dieser Arbeit. Es werden Ausblasung und Absaugung von Strömung aus der Passage betrachtet, für beides wird Energie zur Vorverdichtung oder Druckminderung außerhalb des Strömungskanals verwendet. Zur Bilanzierung von Wirkungsgrad und Druckverlusten wird der Aufwand durch die Beeinflussung mit dem Nutzen für die Strömung ins Verhältnis gesetzt.

Aktive Maßnahmen mit Regelung sind solche, die neben einer aktiven Entnahme oder Zufuhr von Energie auch noch mit einer Regelung versehen sind. Dabei unterscheidet man nach Regelung mit Rückkopplung oder ohne. **Ohne Rückkopplung** kann ein System beispielsweise einen sogenannten Duty Cycle beinhalten, bei dem nur zu bestimmten Zeiten einer Periode die Regelung aktiviert wird und die restliche Dauer der Periode ohne Regelung abläuft. Der Duty Cycle (zu deutsch auch "Tastgrad") ist als

$$D = \frac{\tau}{T} \quad (1.1)$$

definiert, wobei τ die Dauer der Beeinflussung und T die Dauer der Periode beschreibt. Eine aktive Beeinflussung **mit Rückkopplung** benötigt einen instationären Messwert, der in die Regelschleife einfließt und ein Auslösen der Regelung triggert. Das kann bei Beeinflussung von Ablösungen auf Tragflügeln beispielsweise eine Druckmessstelle hinter der Ablöselinie sein, die bei überschreiten eines definierten statischen Druckes die Regelung aktiviert. Solche Vorgehensweisen erfordern schnelle Aktuatorik, damit Signale prompt mechanisch umgesetzt werden können.

Da in dieser Arbeit geregelte aktive Strömungsbeeinflussung nicht vorkommt, soll an dieser Stelle nicht weiter über deren Bedeutung und die auftretenden Probleme und Herausforderungen diskutiert werden.

Kapitel 2

Stand der Forschung

Der Verdichter, dessen Aerodynamik den Rahmen für diese Arbeit darstellt, ist ein entscheidendes Bauteil bei Auslegung und Betrieb sowohl von Gasturbinen als auch von Flugzeugtriebwerken. Bei geschickter Auslegung ist der Konstrukteur in der Lage, die Anzahl der benötigten Stufen auf ein Minimum zu reduzieren und dadurch Bauraum, Gewicht und Herstellungskosten zu reduzieren. Damit ist das Ziel der Arbeit inbegriffen, da die Anzahl der Stufen eines Verdichters in direktem Zusammenhang zur Belastung der einzelnen Stufe und damit der einzelnen Verdichterschaufel steht. Seit Beginn der Untersuchungen an Verdichtern wird daher Augenmerk auf möglichst effiziente Umströmung der Schaufeln gelegt und besondere Vorsicht bei der Verhinderung von Strömungsablösung im Verdichter. Hierzu soll die vorliegende Arbeit einen Beitrag leisten. Das nachfolgende Kapitel stellt die Forschungsarbeiten in dieser Arbeit in einen Zusammenhang zur vorhandenen Literatur zum Thema. Hier soll vor allem darauf Wert gelegt werden festzustellen, welcher Anteil dieser Arbeit neu ist und worin die Fortschritte zu bisher erschienenen Veröffentlichungen zum Thema liegen. Dafür ist es entscheidend, eine kurze Grundlage zum Verdichter im Allgemeinen und speziell dem Verdichtergitter zu schaffen.

2.1 Axialverdichter

Es ist wichtig, zwischen Radial- und Axialverdichter zu unterscheiden, da bei deren Aerodynamik und Strömungsphänomenen erhebliche Unterschiede bestehen. Im Radialverdichter wird die Strömung durch Drehen des Verdichters axial in der Mitte des Laufrades angesaugt. Über Laufschaufeln in radialer Richtung wird die Strömung nach außen beschleunigt und beim Auftreffen auf das Spiralgehäuse stark komprimiert. Es kann so ein

hoher Druck in einer einzigen Stufe realisiert werden. Am Gegensatz dazu wird beim Axialverdichter Luft axial angesaugt und auch weitergeleitet. Eine Reihe von Lauf- und Leiträdern ergibt zusammen eine Stufe, mehrere Stufen bilden einen Verbund. Die Druckerhöhung erfolgt über eine Reihe von Tragflügeln, die über Umlenkung und Diffusion den Druck am Austritt des Verdichters erhöhen. Aufgrund der reinen aerodynamischen Beaufschlagung mit Druck können nur moderate Druckverhältnisse pro Stufe erzielt werden. Bei weiterer Erhöhung der Belastung reißt die Strömung auf den Schaufeln ab und der Druck bricht ein.

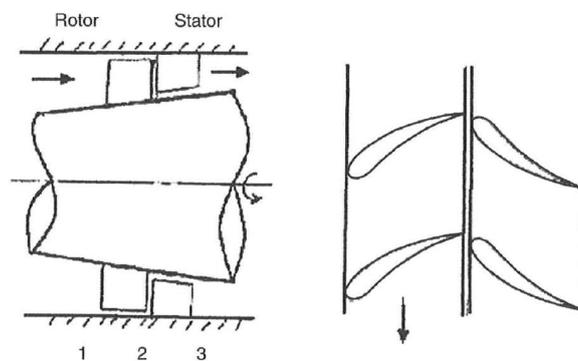


Abbildung 2.1: Schematische Abbildung eines einstufigen Axialverdichters nach Peng [75], schematisch

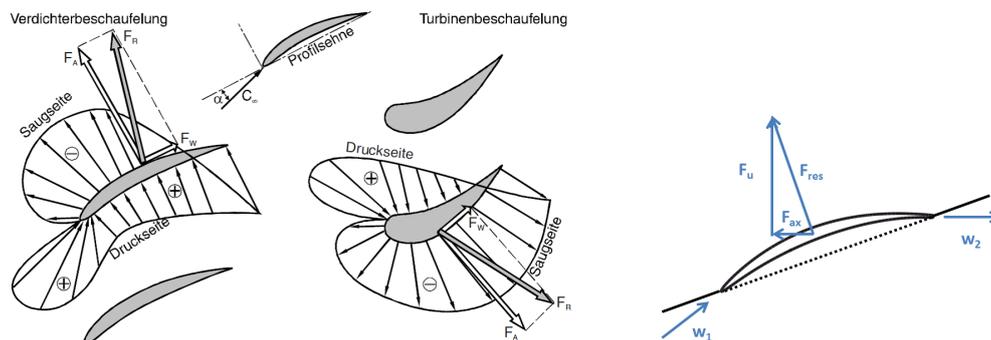
Die Untersuchungen in dieser Arbeit richten sich an die Strömung im Axialverdichter. Der Axialverdichter besteht aus einer Anzahl Verdichterstufen (siehe Abb. 2.1). In der Gasturbine oder genereller einer Turbomaschine ist der Verdichter diejenige Komponente, in der mechanische Arbeit in Form von Kraftübertragung an einer Welle in Strömungsenergie, vornehmlich Enthalpie (2.1)

$$h = u + (p \cdot v) \quad (2.1)$$

umgewandelt wird. Die Strömungsenergie ist demnach am Verdichteraustritt größer als am Eintritt. Die Energie wird im Verdichter über die Welle und die Laufschaufeln in den Rotoren auf das Fluid übertragen. Bei der Drehung des Rotors wird über aerodynamische Kräfte diese Übertragung bewerkstelligt. Da die mechanische Arbeit der Strömungsmaschine definiert ist als

$$W = \vec{F}_u \cdot \vec{s}_u \quad (2.2)$$

ergibt sich eine Änderung der Energie nur bei Betrachtung eines Laufrades (Verschiebevektor \vec{s}_u). Ein Stator an sich kann keine Arbeit am Fluid verrichten.



(a) Umströmung von Schaufelprofilen mit resultierenden aerodynamischen Kräften nach Bräunling [6]

(b) Umfangs- und Axialkräfte an einer Verdichterschaufel

Abbildung 2.2: Entstehung und Auswirkung von aerodynamischen Kräften am Verdichterschaufelprofil mit Umströmung

Ähnlich einem Tragflügel besitzen die Profile der Laufschaufeln eine Saug- und eine Druckseite (vgl. Abb. 2.2(a)). Aus dem Ungleichgewicht der Drücke auf Druck- und Saugseite entsteht die resultierende aerodynamische Kraft, die vom Rotor auf das Fluid übertragen wird. Im Rotor ist diese Umfangskraft (siehe Abbildung 2.2(b)) der Anteil der Resultierenden, die Arbeit am Fluid verrichtet. Im Stator jedoch kann durch die fehlende Verschiebung der Schaufel entlang der Umfangsrichtung keine Arbeit eingebracht werden. Da im Stator keine Arbeit verrichtet wird, ändert sich auch das Niveau der Totalenergie nicht. Der Gesamtdruck wird jedoch im Stator durchaus reduziert, und zwar durch die Strömungsverluste, die bei der Schaufelumströmung entstehen (siehe Abb.2.3).

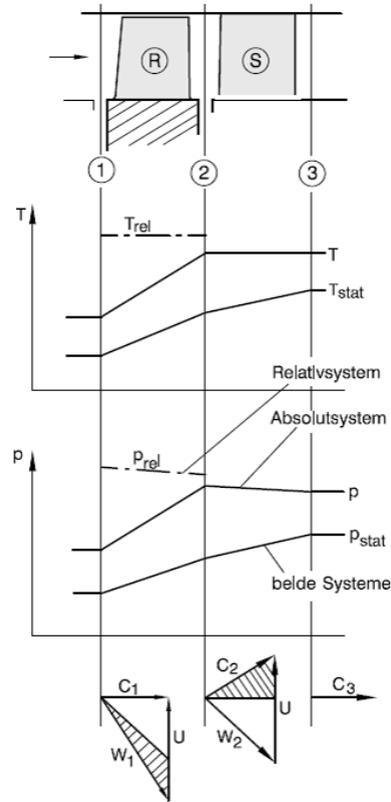


Abbildung 2.3: Zustandsänderung von Druck und Temperatur in Stator und Rotor nach Grieb [29]

Die eigentliche Funktion des Stators in einer Axialmaschine liegt darin, das stark drallbehaftete Fluid am Austritt des Rotors mit möglichst wenig Verlusten behaftet zurück zum rein axialen Abströmen zu leiten. Dabei wird durch geeignete Formgebung der Beschaukelung in Form eines Diffusors gleichzeitig der statische Druck erhöht (s. Abb. 2.3). Im Axialverdichter entstehen bei der Durchströmung Geschwindigkeitsbeziehungen, deren Zusammenspiel in Abb. 2.4 zu sehen ist. Die Umfangsgeschwindigkeit des Rotors, die über den Zusammenhang

$$P_u = \omega \cdot M = \frac{u}{r} \cdot M \quad (2.3)$$

und

$$\Delta h_t = \frac{P_u}{\dot{m}} \quad (2.4)$$

für die Totaldruckerhöhung des Fluids im Rotor verantwortlich ist, lenkt das Fluid

hinter dem Rotor so um, dass der nachfolgende Stator mit der Absolutgeschwindigkeit $w_2 + u = c_2$ angeströmt wird (vgl. Abb. 2.4).

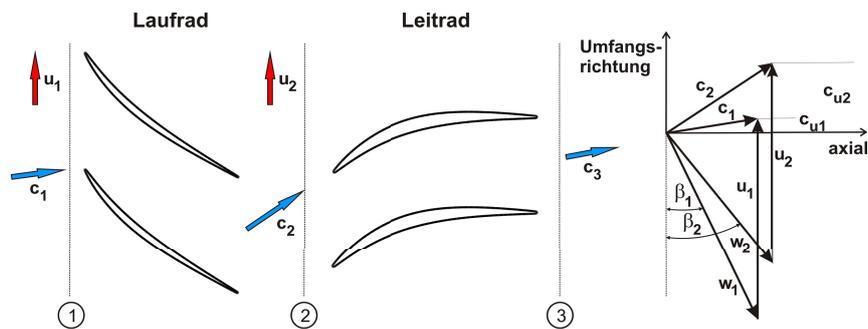
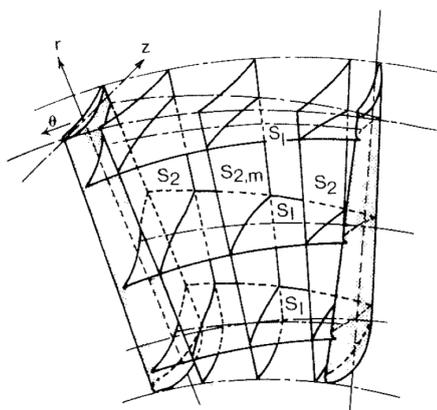


Abbildung 2.4: Geschwindigkeiten (relativ und absolut) in Stator und Rotor einer Verdichterstufe aus Hergt [34]

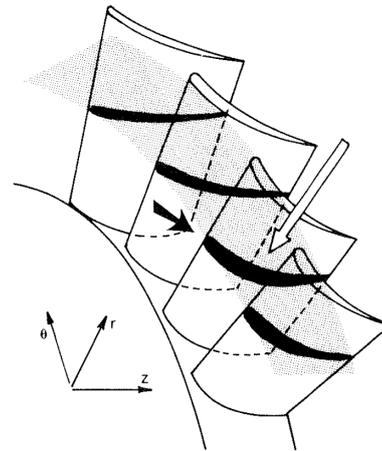
Die aero- und thermodynamischen Grundlagen von Axialverdichtern sind seit langem bekannt. Seit den 1950ern gibt es geballtes Wissen über sämtliche Prozesse in Verdichtern in Buchform aufbereitet (u.a. von Horlock [40]). Für detaillierte Einblicke in die Welt der Axialverdichter wird die Lektüre des internationalen Standardwerkes von Nicholas Cumpsty [12] empfohlen.

2.2 Verdichtergitter

Der Übergang vom Axialverdichter zum ebenen Gitter wird anschaulich bei Gostelow [27] vollzogen. Unter Verwendung der Ebenen nach Wu [100], wie in Abb. 2.5(a) gezeigt, beschreibt Gostelow, dass die radiale Projektion von einem Schnitt des Verdichters mit der Meridianebene die Profile des Gitters ergibt. Es entsteht eine zweidimensionale Fläche, wie sie in Abb. 2.5(b) zu sehen ist.



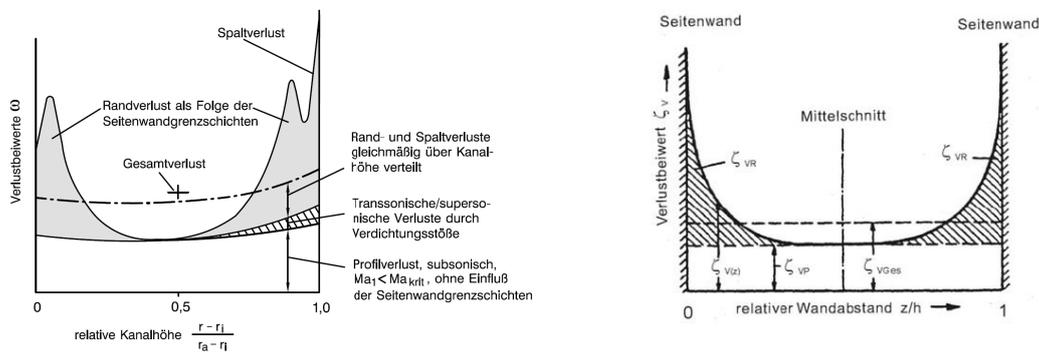
(a) S1- und S2-Ebenen nach Wu [100]



(b) Entstehende Kontur des Verdichtergitters nach Gostelow [27]

Abbildung 2.5: Gegenüberstellung der Zusammensetzung der Totaldruckverluste über der Schaufelhöhe im Axialverdichter und im Verdichtergitter

Dieses zweidimensionale Konstrukt wird mit einer Schaufelhöhe versehen, es entsteht ein Gitter aus Schaufeln mit einem bestimmten Profilschnitt, der über die Höhe konstant ist. Aufgrund der entstehenden, sich wiederholenden Struktur mit konstanten Abständen und Profilen wird auch vom linearen Gitter gesprochen. Verdichtergitter werden vornehmlich für Profiluntersuchungen eingesetzt, jedoch kann durch die Vereinfachung der Geometrie auch eine Untersuchung der Sekundärströmung erfolgen.



(a) Totaldruckverlust im Axialverdichter nach Grieb [29]

(b) Druckverlustverteilung im 2D Verdichtergitter nach Scholz [84]

Abbildung 2.6: Gegenüberstellung der Zusammensetzung der Totaldruckverluste über der Schaufelhöhe im Axialverdichter und im Verdichtergitter

Bei der Vorstellung, eine Axialmaschine im ebenen Verdichtergitter zu untersuchen, muss zunächst geklärt sein, wie dieses Vorgehen die zu untersuchende Strömung beeinflusst. Hierüber haben sich bereits zahlreiche Autoren Gedanken gemacht [41, 66, 57]. Die wohl bekannteste Arbeit, das Standardwerk zu dem Thema im deutschsprachigen Raum stammt von N. Scholz [86] aus dem Jahr 1965. Hierin beschreibt Scholz eindrucksvoll, welche Effekte im Gitter auftreten und wie der Schaufelverbund in der Lage ist, die Physik des Axialverdichters mit einigen Annahmen gut abzubilden. Für die generelle Ausprägung von Sekundärströmung und allen damit verbundenen Einschränkungen und Auswirkungen auf die Abströmung sei das Werk von Lakshmiranayana [53] ans Herz gelegt. Hier werden ausführlich und analytisch sämtliche Vorkommnisse von Sekundär- und Spaltströmungen im Verdichter diskutiert und bewertet.

2.2.1 Aerodynamische Kenngrößen des Verdichtergitters

Nicht zuletzt aus den Arbeiten von Scholz ist seinerzeit die Bestimmung des Totaldruckverlustbeiwertes ζ hervorgegangen als Maß für die Verlustgenerierung in Verdichtergittern. Der Totaldruckverlustbeiwert wird ebenso in dieser Arbeit als Quotient des Totaldruckverlustes ($p_{t2} - p_{t1}$) und dem dynamischen Druck q definiert (vgl. Gl. 2.5). Der Totaldruckverlust kann aus Strömungsmessungen sowohl lokal gebildet werden, als auch als integraler Wert nach der Auswertung der Messdaten aus einer gesamten Passage. Auf beide wird in den Ergebnisbetrachtungen später eingegangen, da der Totaldruckverlust-

beiwert der entscheidende Parameter beim Vergleich verschiedener Gitterkonfigurationen ist.

$$\zeta_t = \frac{p_{t2} - p_{t1}}{p_{t1} - p_1} \quad (2.5)$$

Der Totaldruckverlustbeiwert allein ist jedoch noch kein hinreichendes Maß für die Qualität einer Schaufelreihe. Da die Hauptaufgabe der Statorreihe in der Umlenkung der Strömung in axialer Richtung besteht, wird der Abströmwinkel β_2 oder die Umlenkung des Profils $\Delta\beta$ als

$$\Delta\beta = \beta_2 - \beta_1 \quad (2.6)$$

ebenfalls betrachtet und ist von großer Bedeutung. Nachfolgende Stufen im Axialverdichter werden mit der Strömung aus dem Stator beaufschlagt, daher ist der Abströmwinkel als Teil der Umlenkung von großem Interesse. Auch die Gleichförmigkeit der Abströmung ist zu beachten, da Inhomogenitäten in der Zuströmung zur nachfolgenden Stufe so klein wie möglich ausfallen sollen. Die Umlenkung $\Delta\beta$ wird nicht nur als global integrierter Wert, sondern zusätzlich auch lokal über der Schaufelhöhe angegeben. Hiermit wird zwischen Effekten des Profils und dem Wandeinfluss der Passage unterschieden. Die strömungsmechanisch und thermodynamisch wichtige Funktion des Stators, den Druckanstieg zu realisieren, wird mit der Funktion des statischen Druckrückgewinns oder Δp_{stat} ausgedrückt. Hierbei wird der Druckunterschied zwischen Ab- und Zuströmung gemessen und auf den dynamischen Druck der Anströmung bezogen. Hierdurch bildet sich ein dimensionsloser Kennwert (Gl. 2.7), der die Gitter untereinander vergleichbar macht. Der statische Druckrückgewinn ist ebenfalls ein Maß für den Gegendruck, den die Strömung im Verdichter überwinden muss. Hierdurch wird deutlich, dass ein zu großer statischer Druckunterschied ein vorzeitiges Ablösen der Strömung herbeiführen kann.

$$\Delta p_{stat} = \frac{p_2 - p_1}{q_1} \quad (2.7)$$

Eine weitere entscheidende Größe bei der Beschreibung von Verdichtergittern ist das axiale Stromdichteverhältnis (*axial velocity density ratio, AVDR*), definiert wie in Gl. 2.8. Das AVDR bemisst die Aufdickung der Seitenwand- und Profilgrenzschichten unter Berücksichtigung aller Effekte wie Sekundärströmung und Eckenablösung. Es ist damit ein Maß für die Einschnürung der Strömung im Mittelschnitt. Eine großes AVDR wirkt dem großen Anstieg des statischen Druckes über den Stator (wie oben beschrieben) entgegen und wirkt wie eine Düse für die Passagenströmung (vgl. Abb. 2.7).

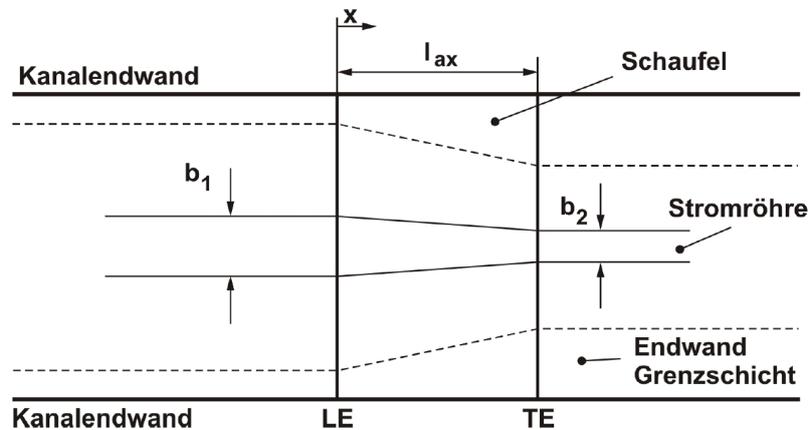


Abbildung 2.7: Einschnürung der Hauptströmung durch Aufdicken der Seitenwandgrenzschichten aus Hergt [34]

$$AVDR = \Omega = \frac{\rho_2 \cdot c_2 \cdot \sin\beta_2}{\rho_1 \cdot c_1 \cdot \sin\beta_1} \quad (2.8)$$

Eine gute Abschätzung des Einflusses des AVDR auf die Abströmung findet sich bei Stark und Hoheisel [89]. Werte für das AVDR liegen im Verdichter in der Regel laut Stark und Hoheisel bei $\Omega = 1,0 \dots 1,2$. Auch Starken et. al. [90] zeigen die Resultate von Verlust und Umlenkung für verschiedene AVDR, erweitern den Bereich der Untersuchung jedoch auf Werte unter $\Omega = 1,0$.

2.2.2 Arbeitsbereich

Ein wichtiges Kriterium zur Beschreibung der Performance und vor allem der Robustheit eines Verdichters oder eines Verdichtergitters stellt der Arbeitsbereich dar. Im mehrstufigen Verdichter ist der Arbeitsbereich relativ komplex und nur mit Kenntnis vieler unterschiedlicher Parameter zu bestimmen. Es wird ein komplettes Kennfeld eines Verdichters benötigt, in dem verschiedene Drehzahlkurven und unterschiedliche Drosselgrade des Verdichters bestimmt werden. Hier wird für jede Drehzahl bis zum Abriss der Strömung angedrosselt und im Kennfeld eingetragen. Hierdurch ergibt sich das mögliche Betriebsfeld des Verdichters. Zahlreiche Literatur liefert ausführliche Beschreibungen von Kennfeldern von Axialverdichtern. Sehr ausführlich ist das Vorgehen im Werk von Grieb [29] beschrieben.

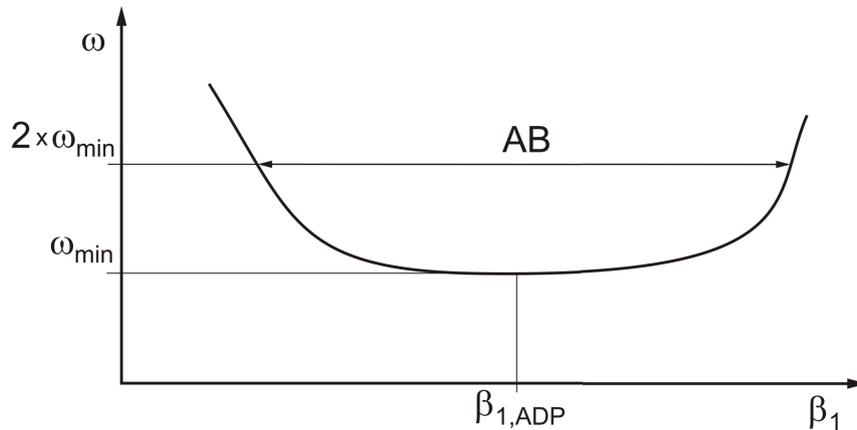


Abbildung 2.8: Arbeitsbereich einer Verdichterkaskade nach Grieb [29]

Im Verdichtergitter stellt sich die Bestimmung des Arbeitsbereiches deutlich einfacher dar. Im Auslegungspunkt (ADP) wird der Totaldruckverlustbeiwert ζ bestimmt. Der Arbeitsbereich ist durch die Grenzen $\beta_{1,min}$ und $\beta_{1,max}$ festgelegt, wobei $\zeta(\beta_{1,min}) = 2 \cdot \zeta(\beta_{1,ADP}) = \zeta(\beta_{1,max})$ bestimmt ist. Die ursprüngliche Definition von Cumpsty [12] ist in Abbildung 2.8 grafisch illustriert. Man nimmt an, dass das Gitter nur innerhalb dieser Grenzen sinnvoll betrieben werden kann.

2.2.3 De Haller Kriterium und Lieblein Diffusionszahl

Für die Auslegung von Verdichtern oder eben Verdichtergittern wurden in der Vergangenheit Kriterien für Umlenkung und Druckrückgewinn berücksichtigt, die kritische oder maximale Werte vorgaben, die nicht überschritten werden sollten. Bei der Entstehung solcher Kriterien sind zwei dieser Werte zu großer Bedeutung gelangt. Es handelt sich hier um das Kriterium nach De Haller [14] und die Diffusionszahl nach Lieblein [56]. Das Kriterium nach De Haller (siehe Gl. 2.9) oder auch "Verzögerungsverhältnis" ist ein empirisch entwickelter Wert, der das Verhältnis von Abströmungs- zu Zuströmgeschwindigkeit ermittelt. Dieses soll den Wert von 0.7 nicht unterschreiten, da es ansonsten aufgrund der oben beschriebenen Vergrößerung des statischen Druckes zu vorzeitiger Ablösung auf den Schaufeln kommt.

$$\frac{c_2}{c_1} \geq 0.7 \quad (2.9)$$

Wird der Wert von 0.7 unterschritten, erfolgt durch den starken Druckgradienten und die Ablösung eine Aufdickung der Seitenwandgrenzschichten, was zu einer Kontraktion

der Hauptströmung führt. Durch diese "Düse" beschleunigt die Strömung in der Mitte der Passage und führt wiederum zu Werten größer als 0.7.

$$D = \frac{v_{max} - v_2}{v_1} = 1 - \frac{c_3}{c_2} + \frac{\Delta c_u}{2 \cdot \frac{s}{t} \cdot c_2} \leq 0.6 \quad (2.10)$$

Die Diffusionszahl oder auch Lieblein-Faktor (siehe Gl. 2.10) ist theoretischer Natur. Sie benutzt die Geschwindigkeitsabnahme (Diffusion) der Strömung auf der Saugseite des Profils als Differenz zwischen v_{max} und v_2 und gibt hierfür nicht zu überschreitende Werte an. Bei Überschreiten der vorgegebenen Grenze erhöht sich der Verlust des Gitters stark und die Strömung neigt aufgrund des vorherrschenden Druckgradienten zur Ablösung. Es handelt sich bei dem Lieblein Faktor inhaltlich um eine Erweiterung von De Haller Kriterium, Belastungszahl (Gl. 2.11) und dem Formfaktor H_{12} (Gl. 2.12). Das Gesamtkonstrukt der Diffusionszahl inklusive Herleitung ist deutlich komplizierter und kann im Original bei Lieblein [56, 58, 57] oder in komprimierter Form bei Scholz [85] oder Bräunling [6] nachvollzogen werden.

Einen weiteren Erfahrungswert zu Auslegung eines Verdichtergitters stellt die Belastungszahl (Gl. 2.11) dar. Sie berücksichtigt vor allem die maximale Umlenkung eines Profils und beinhaltet den maximalen Auftrieb des Profils c_A und das inverse Teilungsverhältnis $\frac{s}{t}$. Da die Belastungszahl jedoch anteilig bereits in der Diffusionszahl nach Lieblein enthalten ist, soll hier auf eine nähere Beschreibung verzichtet werden.

$$c_A \cdot \frac{s}{t} \leq 1.6..2.5 \quad (2.11)$$

Eine Ablösung der Strömung auf den Schaufeln oder den Seitenwänden eines Verdichters oder Verdichtergitters soll nach Möglichkeit in vielen Betriebspunkten vermieden werden. An den Bereichsgrenzen des Verdichters ist sie jedoch nicht zu vermeiden. Zur Detektion einer Ablösung kann die Dicke der Grenzschichtparameter in Betracht gezogen werden. Der Formfaktor H_{12} (Gl. 2.12) stellt das Verhältnis von Grenzschichtdicke δ_1 und Impulsverlustdicke θ dar. Es hat sich gezeigt, dass bei Beginn einer Ablösung auf Profilen der Formfaktor den Wert $H_{12} = 2.5$ annimmt. Dies geschieht bei Aufdickung der Grenzschicht bei gleichbleibend kleiner Impulsverlustdicke. Vorstellen kann man sich dies als ein bauchig werdendes Grenzschichtprofil. Eine ausführliche Beschreibung der Vorgänge beim Erreichen des Wertes von 2.5 des Formfaktors wird in der Dissertation von Kozulo-

vic 2007 [50] gegeben.

$$H_{12} = \frac{\delta_1}{\theta} \leq 2.5 \quad (2.12)$$

Die Werte von Diffusionszahl und Formfaktor werden für Bewertung der Belastung der Strömung herangezogen und liefern ein Maß für die Gefährdung zur Ablösung auf der Verdichterschaukel. Sie sind ein wichtiges Instrument bei der Auswertung von Messungen und Rechnungen im Verdichter. In dieser Arbeit stellen die Kennwerte einen Hinweis dar, wie belastet die Strömung auf den Schaufeln ist und wie stark dadurch die Neigung zum Ablösen ausgeprägt ist.

2.3 Strömungsablösung und Grenzschichtabsaugung

Da verschiedene Typen von Strömungsablösung in der Literatur vorkommen, soll hier eine kurze Klassifizierung und Begriffsdefinition folgen, um unterschiedliche Arten der Ablösung und deren Ursprung zu beschreiben.

2.3.1 Ablösung und Wiederanlegen

In dieser Arbeit geht es vornehmlich um die Beeinflussung von Strömung zur Vermeidung von Strömungsablösung. Was genau das ist, haben zahlreiche Wissenschaftler in den letzten 110 Jahren untersucht. Eine einfache Definition von Prandtl [77] aus dem Jahr 1905 sieht die Ablösung als den Punkt, an dem die Schubspannung auf der überströmten Oberfläche den Wert 0 erreicht. Graphisch stellt sich die Ablösung bei positivem Druckgradienten nach Prandtl wie in Abb. 2.9 dar. An der Position A löst die Strömung ab, die Schubspannung an der Wand unterschreitet den Wert 0 ab dort.

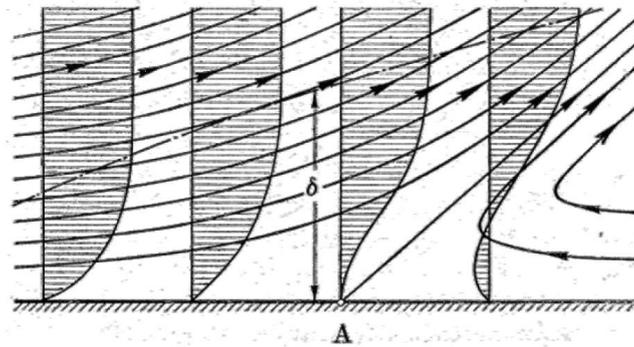


Abbildung 2.9: Ablösung von Strömung bei vorherrschendem positivem Druckgradienten nach Prandtl, Bild aus Schlichting 1965 [83]

Spätere Untersuchungen verfeinerten das Verständnis der Entstehung und die Topologie von Ablösungen ungemein. Experimentelle und theoretische sowie numerische Untersuchungen führten zu stets neuen Erkenntnissen über Ablösungen und deren Detektion. Den aktuellen Stand der Forschung auf dem Gebiet stellen die Arbeiten von Surana [93, 95, 94] sowie die zusammenfassende Arbeit von Déleroy [15] dar. Es wird unterschieden zwischen zweidimensionaler Ablösung, wie sie bei Prandtl beschrieben wird, und der deutlich komplexeren dreidimensionalen Ablösung, deren Erscheinung vielfältige Ausprägungen beinhalten kann.

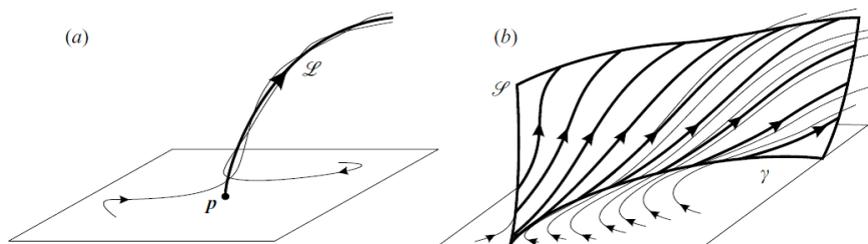


Abbildung 2.10: Ablösung von Strömung nach Surana [93]

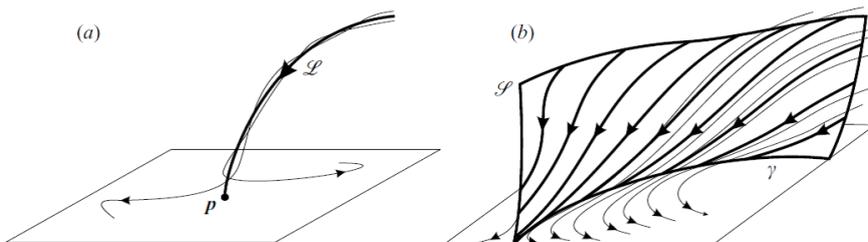


Abbildung 2.11: Wiederanlegen von Strömung nach Surana [93]

Surana beschreibt unter anderem die Ablösung als Gegenstück zum Wiederanlegen der Strömung. Surana beschreibt in seinen Werken unter anderem, dass eine notwendige Bedingung für Ablösung auf einer Oberfläche die Konvergenz von Stromlinien darstellt. Man unterscheidet bei der Konvergenz verschiedene Zustände, deren Spezifikation Délery in seiner Arbeit als kritische Punkte beschreibt (s. Abb. 2.12).

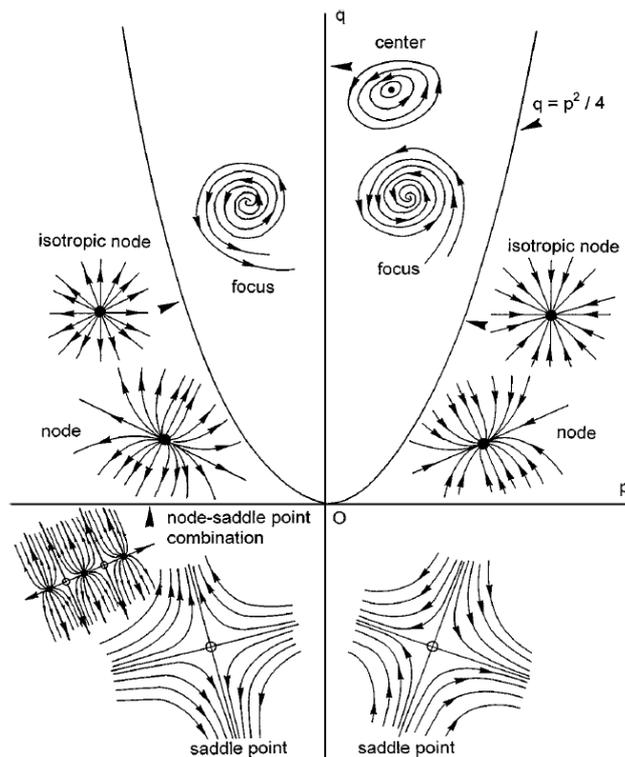


Abbildung 2.12: Kritische Punkte auf einer Oberfläche nach Délery [15]

Aus den in den vorigen Abbildungen benannten kritischen Punkten kann man ein komplettes Bild der Strömung zeigen, wie sie sich topologisch beispielsweise in einem Verdichter durch die Passage bewegt. Dabei können Visualisierungen und Strömungsmessungen gleichermaßen zu einem vollständigen Bild der Strömung beitragen. So wird beispielsweise von Hergt [37] die Beschreibung von Délery benutzt, um die Ablösungen und die Wiederanlegepunkte einer der in dieser Arbeit benutzten sehr ähnlichen Kaskade festzumachen (s. Abb. 2.13). Diese Art der Darstellung geht über die schematischen Bilder aus der Vergangenheit von beispielsweise Kang und Hirsch [45] inhaltlich deutlich hinaus.

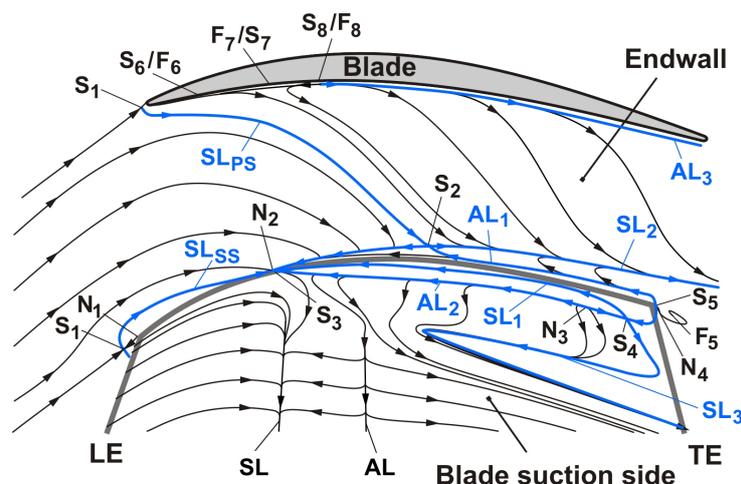


Abbildung 2.13: Strömungstopologie eines Verdichtergitters am Gitterwindkanal des DLR in Berlin [34]

2.3.2 Grenzschichtabsaugung

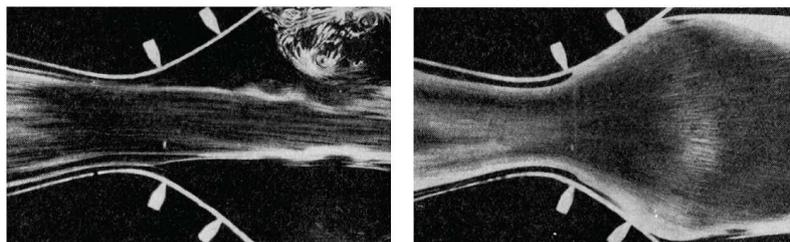


Abbildung 2.14: Diffusor mit aktiver Strömungskontrolle durch Absaugung nach Schlichting [83]. Links Ablösung ohne Absaugung, rechts anliegende Strömung bei eingeschalteter Absaugung

Grenzschichtabsaugung als Mittel zur Beeinflussung von (abgelöster) Strömung stellt ein wichtiges Konzept dar. Schon 1929 wurde von Prandtl der in Abbildung 2.14 gezeigte Versuch veröffentlicht, in dem ein Diffusor mit und ohne Absaugung an den markierten Stellen durchströmt wird. Im Fall ohne Absaugung löst die Strömung in dem Diffusor als Folge des großen Öffnungswinkels und des damit verbundenen Druckgradienten an allen Seiten ab. Prandtl kleidete den Diffusor rings mit Absaugschlitzen aus und brachte die Strömung damit zum Anliegen. Eine Untersuchung von verschiedenen Bauformen für Absaugschlitze und Öffnungen wurde bereits 1944 von Fage et al. [22] vorgestellt. Dort wird vor allem empfohlen, Schlitze mit Einlaufstrecken zu versehen, um eine besonders gute Einströmung zu gewährleisten (s. Abb. 2.15).

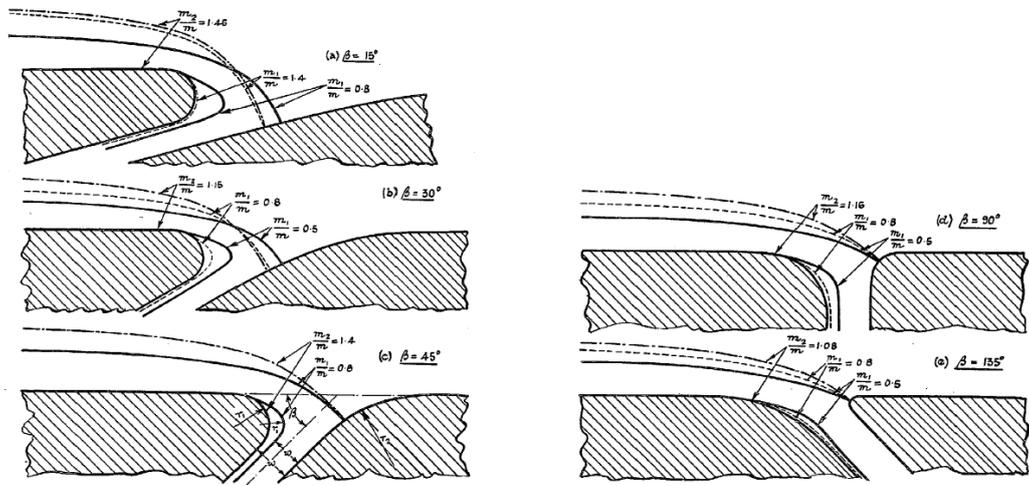
(a) Absaugschlitz für kleine Winkel $\beta < 90^\circ$ (b) Absaugschlitz für größere Winkel $\beta > 90^\circ$

Abbildung 2.15: Absaugschlitze und Verlustbeiwerte und Ablöselinien nach Fage et al. 1944 [22]

Das Konzept wurde seither in zahlreichen Studien untersucht, von denen sich einige dem Verdichter widmen. Eine sehr umfangreiche Studie früherer Untersuchungen findet sich vor allem bei Lachmann [51, 52]. Spätere zusammenfassende Bücher zu dem Thema wurden von Chang 1976 [9] und Gad El Hak 2006 [32] vorgestellt. Besonders das Werk von Chang listet detailliert Maßnahmen zur Verbesserung der Strömung und Vermeidung von Ablösungen auf Tragflügeln und an glatten Oberflächen auf. Ein ganzes Kapitel widmet Chang dabei den aktiven Möglichkeiten der Strömungsbeeinflussung, maßgeblich der Absaugung. Chang stellt die Beziehung auf, dass die benötigte Leistung einer Pumpe für die Absaugung an einer Tragfläche endlicher Spannweite s und Absauggeschwindigkeit v_0 wie in Gleichung 2.13 bestimmt werden kann.

$$P = \frac{1}{\eta_P} \int (H_0 - p_c) v_0 ds \quad (2.13)$$

H_0 beschreibt in diesem Fall das Niveau des Totaldruckes *total head* in der freien Strömung und p_c den benötigten Unterdruck in der Absaugkammer. Diese Formel wird im späteren Kapitel 7.2.2 zur Beschreibung der Bewertung der Absaugung verwendet, um die benötigte Absaugleistung zu quantifizieren.

2.4 Strömungsbeeinflussung durch Absaugung in Verdichtern

Waren die vorher vorgestellten Veröffentlichungen eher allgemeiner strömungsmechanischer Natur und beziehen sich auf unterschiedliche Bereiche von Strömungsablösung von Innen- und Außenströmungen sowie bei Umströmungen verschiedener Körper, soll nun gezielt auf Absaugung in Verdichtern geschaut werden.

2.4.1 Großbritannien (1945 bis heute)

Im Zusammenhang mit dieser Arbeit ist die Veröffentlichung von Peacock aus dem Jahr 1965 [74] wohl die größte Quelle der Inspiration. Peacock forschte in Cambridge an einem Niedergeschwindigkeits-Verdichter, an dem er mit Absaugung von Grenzschicht nachweislich die vollständige Eliminierung von Sekundärströmung erreichte. Die Strömungsgeschwindigkeiten sind zwar gering, die benötigten Massenströme in seiner Untersuchung allerdings verschwindend klein. Peacock war jedoch nicht der Erste, der in Großbritannien an dem Thema forschte. In seiner Arbeit bezieht sich Peacock auf die Arbeiten von Griffith, Malley [64] und Stratford [91], die in Kooperationen von Rolls Royce und der Universität Cambridge an ähnlichen Themen forschen. Etwas später, im Jahr 1973, veröffentlichte Stratford [92] mit Hilfe von Rolls Royce durchgeführte Untersuchungen, in denen er bei einer Zuströmmachzahl von $Ma = 0,6$ Verluste mit und ohne Absaugung in einer Verdichterkaskade analysiert. Die Ergebnisse sind eindeutig, die Beeinflussung führt schon bei kleinen Absaugraten zu starker Abnahme der Verluste im Bereich der Absaugung.

Seit der Untersuchung zur Grenzschichtabsaugung im Verdichter von Peacock sind viele weitere Arbeiten entstanden. Die große Anzahl von Veröffentlichungen zur Strömungsbeeinflussung in Verdichtern, die in den letzten Jahren hinzugekommen sind, verdeutlicht das international hohe Interesse an dem in der vorliegenden Arbeit untersuchten Forschungsgebiet. Deutlich später forschten Gbadebo und Kollegen [24] ebenfalls in England an Verdichtern mit Absaugung. Sie untersuchten auf numerischem Weg Absaugung auf Verdichterschaukeln und Seitenwänden. Seine Veröffentlichungen dazu zeigen, dass bereits bei einer Absaugrate von $\dot{m} = 0,7\%$ der Hauptströmung, wesentliche Teile der dreidimensionalen Ablösung vermieden werden können [25]. Es werden an der Seitenwand zwei Schlitze untersucht, die denen von Peacock [74] sehr ähnlich sind. Der erfolgrei-

chere *EWB slot* (endwall boundary layer) ist jedoch deutlich länger als der von Peacock vorgestellte. In den Untersuchungen wurde der Einfluss der Vorgänge im Absaugschlitz jedoch vernachlässigt.

2.4.2 USA (1970-2000)

In einem sehr gut verständlichen Bericht aus dem Jahr 1996 von Greitzer und anderen [28] stellt J.L. Kerrebrock die wichtigsten Vertreter von Grenzschichtabsaugung aus den USA zusammen. Es wird beschrieben, wie Loughery [63] in seiner Arbeit mit Absaugung hoch belastete Statorschaufeln verbesserte, wobei Ausblasung die Strömung immer verschlechterte. Die Arbeiten von Loughery aus dem Jahr 1971 wurden im Jahr 1992 von Kerrebrock aufgenommen und in ein neues Forschungsprojekt überführt. Am MIT in Boston forschte Kerrebrock seitdem an einem Verdichterprüfstand mit Absaugung [16, 88, 47, 79, 48]. Dort werden Absaugungsschlitze in den Schaufeln des Verdichters untergebracht, um das Verlustverhalten und das Stossverhalten positiv zu beeinflussen. Auch eine Absaugung oberhalb eines Rotors steht im Portfolio der Gruppe und ist beschrieben in der Veröffentlichung "Aspirated Compressors (1997)". Kerrebrock fasst das Potential wie folgt zusammen: "Verdichter mit Absaugung (*aspirated compressors*) benötigen weniger Stufen im Vergleich zu konventionellen Verdichtern. Dies ermöglicht kürzere und damit leichtere Bauweisen, welche im Besonderen für Flugtriebwerke von Interesse sind." [48]. Seit längerem gibt es schon keine Veröffentlichungen mehr von Kerrebrock und seinem Team.

2.4.3 Sonstige Welt

In Indien sind diese Arbeiten von Chakraborty et al. [8] aufgenommen und um weitere Konzepte erweitert worden. Chakraborty und Pradeep erreichen eine Totaldruckverlustreduzierung von über 14% bei einer Absaugrate von 0,15%, was eine erstaunliche Verbesserung darstellt. Diese Untersuchungen werden allerdings in einer Low-Speed Umgebung bei $v = 10\text{m/s}$ und Reynoldszahlen im Bereich von $1,6 \cdot 10^5$ durchgeführt.

In China ist die Grenzschichtabsaugung von Chen et al. [10] numerisch untersucht worden. Mit Hilfe einer Absaugung in der Schaufelaußenseite wird eine Totaldruckverlustreduktion von bis zu 34% erreicht. Auch hier liegt die Mach-Zahl mit $M = 0,2$ deutlich unter dem im Antrag zu messenden Bereich und ebenfalls deutlich unter den in Turbomaschinen auftretenden Mach- und Reynoldszahlen. Zhao et al [103] untersuchten im Jahr 2011 in China einen einstufigen Verdichter auf die Folgen einer Absaugung auf die Strö-

mung hin, numerisch sowie experimentell. Es wird eine optimale Absaugrate vorgestellt, bei der die Ablösungen in der Gehäusenähe am besten unterdrückt werden. Optimal ist in diesem Zusammenhang jedoch vielleicht etwas irreführend, da die optimalen Absaugraten bezüglich der Verlustreduktion bei 3-3,5% lagen, was dem Maximum an möglicher Absaugung entsprach.

Leishman und Cumpsty [54] untersuchen, ähnlich wie es im vorliegenden Antrag durchgeführt wird, den Einfluss einer Absaugung durch die Seitenwand auf das Verlustverhalten. Hier kommt jedoch eine kreisrunde Absaugöffnung zum Einsatz, bei der die Bleed-Rate variiert werden. Die konkrete Wechselwirkung mit der Sekundärströmung wird jedoch nicht vertiefend untersucht.

Hubrich [42] aus Frankreich betrachtet in seiner Dissertation sowohl experimentelle als auch numerische Untersuchungen. Er konzentriert sich auf eine Absaugung durch einen Schlitz auf der Schaufel-Saugseite ähnlich zu den Arbeiten von Kerrebrock am MIT. Es gelang ihm die stoßinduzierte Ablösung zu beeinflussen und die Verluste zu reduzieren, im transsonischen Gitter jedoch nur um maximal 3,6%.

In der Schweiz, genauer an der EPFL in Lausanne, ist die wohl ausführlichste Arbeit zu dem Thema verfasst worden, die zur Zeit verfügbar ist [11]. Hier untersuchte Colombo im Rahmen seiner Dissertation mehrere Jahre Absaugung am Axialverdichtergitter. Auch Colombo untersucht sowohl Schlitze auf der Schaufel sowie in den Seitenwänden. Voraus schickt er eine ausführliche Analyse des *state of the art* der Absaugung an Turbomaschinen. Colombo untersucht numerisch und experimentell die Strömung und entwickelt dabei eine Theorie, um das Verhalten der Strömung mit Absaugung qualitativ vorherzusagen. Colombo erkennt als einer der ersten, dass Rezirkulationen im Strömungskanal der Absaugung, v.a. im Schlitz selber, zu deutlicher Reduktion der Effektivität der Ablösung führen. Die Untersuchungen im Zuge dieser Arbeit bestätigen und erweitern zahlreiche Ergebnisse, die Colombo in seinen Ausführungen beschreibt.

An der ECL in Lyon forschte Sachdeva [80] an einem ähnlichen Thema. Seine Dissertation im Rahmen des EU Projektes *NEWAC* wurde im Jahr 2010 veröffentlicht und spiegelt vor allem die Nähe zu den Untersuchungen von Colombo wider, der seine Arbeit ebenfalls im Rahmen desselben Projektes durchführte. Das *NEWAC* Projekt beschäftigte sich inhaltlich mit alternativen Konzepten zur Gestaltung des Kernstromes von zivilen Flugtriebwerken. Sachdeva untersuchte Schlitze auf der Schaufel sowie auf den Seitenwänden vornehmlich numerisch und findet Verlustreduktionen von 28% bei Absaugung durch die Schaufel und 12% bei Luftentnahme an der Seitenwand im Vergleich zur unbeeinflussten

Referenz am Statorgitter.

2.4.4 Deutschsprachiger Raum

An der Technischen Universität in Braunschweig forscht eine Gruppe am Thema “Aktive Strömungsbeeinflussung im Verdichter”, in der zahlreiche Arbeiten zum Thema entstanden sind. Hier werden verschiedene Konzepte für Aus- und Einblasung im Verdichter untersucht, die vor allem die Ausblasung aus der Verdichterwand und die Absaugung durch die Schaufel beinhalten. Besonders hervorzuheben ist hier die Arbeit von Nerger [72], der sich mit Ausblasung durch die Seitenwand des Verdichters beschäftigt. An der TU Dresden ist ein Niedergeschwindigkeitsverdichter im Betrieb, an dem in jüngster Zeit auch aktive Strömungsbeeinflussung untersucht wird. Dort wird in einigen Punkten eine Verbesserung erreicht, sogar für den Fall, dass die zusätzlich eingebrachte Energie durch Ausblasen in der Gesamtbilanz berücksichtigt wird. Dobrzynski [19] untersucht ebenfalls Absaugung durch die Seitenwand über einer Rotorschaufelspitze, und vergleicht diese mit Ausblasung (tip-injection). Das Off-Design Verhalten und die Abrisslinie können durch die Absaugung nur wenig beeinflusst werden, jedoch wird die Verdichterströmung deutlich positiver gestaltet und ist homogener in der Abströmung. Die Arbeit von Gümmer et al. von Rolls Royce Deutschland [30] beschreibt und bewertet eine Absaugung im Seitenwandbereich eines Stators als auch im Einflussgebiet einer Rotorschaufelspitze. Am Stator werden zwei Absauggeometrien untersucht, von der eine der Peacock-Variante der vorliegenden Arbeiten sehr ähnelt. Es wird deutlich, dass sich die zwei Absauggeometrien spürbar in ihrer Wirksamkeit unterscheiden. Insgesamt konnte bei einer Absaugrate von 3% eine Verbesserung im Verlustverhalten erreicht werden. Eine weiterführende Arbeit von Pönick et al. [76] liefert experimentelle Daten zu den gerechneten Werten von Gümmer. Wie in fast allen vorliegenden Arbeiten zu dem Thema wurde eine Verbesserung der Abströmung in puncto Verlust, Homogenität und Druckgewinn ermittelt.

Die beschriebenen Untersuchungen aus der ganzen Welt zeigen die Aktualität des Themas und die Komplexität. Es ist weiterhin ungeklärt, welches der beste Ort für eine Beeinflussung ist und in wieweit der Wirkungsgrad der Gesamtmaschine mit Hilfe der Absaugung beeinflusst werden kann. Dies wird vornehmliches Ziel dieser Arbeit bleiben.

Kapitel 3

Experimenteller Aufbau am Gitterwindkanal

Im folgenden Kapitel wird der Gitterwindkanal des DLR in Berlin sowie die verwendete Messtechnik vorgestellt. Es werden Betrachtungen zu den angewandten Verfahren und deren Genauigkeiten sowie Fehlerquellen in den Untersuchungen beleuchtet.

3.1 Der Gitterwindkanal

Der Berliner Hochgeschwindigkeits-Gitterwindkanal (HGW) des Instituts für Antriebstechnik dient der Untersuchung von Schaufelreihen wie Verdichter- oder Turbinengittern. Er wurde im Jahr 2002 aus einem Freistrahlskanal aufgebaut und mit einer Rechteck-Düse versehen. Der Rechteckquerschnitt der Düsenaustrittsfläche liegt bei $90\text{mm} \times 40\text{mm}$. Bei einer Beruhigungskammer von einem Meter Durchmesser wird in der Düse ein Kontraktionsverhältnis von 1:278 erzielt. Die Strömung in der Messstrecke erreicht bei 65kW Antriebsleistung eine Zuströmmachzahl von $Ma_1 = 0,7$. Siebe und Gleichrichter in und vor der Beruhigungskammer erzeugen ein homogenes Strömungsfeld, das mit einer Zuströmturbulenz von unter $Tu = 1,5\%$ die Messstrecke erreicht.

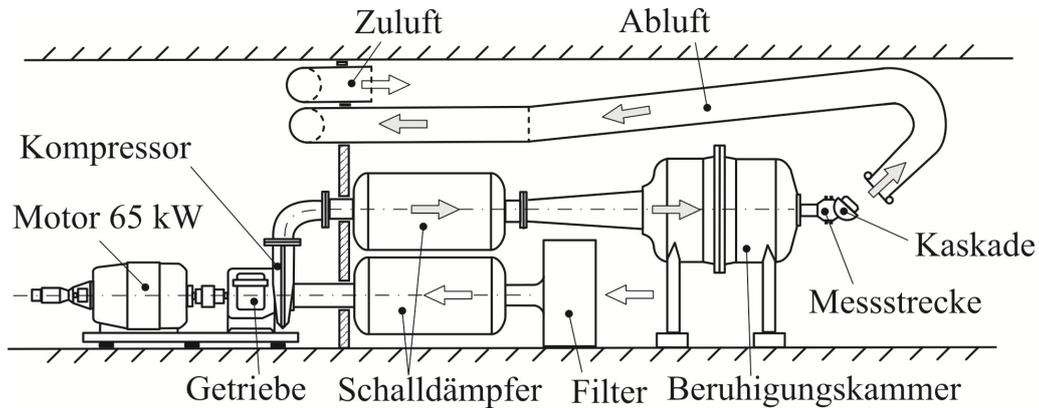


Abbildung 3.1: Gitterwindkanal HGW des DLR in Berlin, schematische Darstellung

Für die Bestimmung der Zuströmung wird am Gitterwindkanal eine horizontale Strömung angenommen. Die Einstellung erfolgt geometrisch. Zur Überprüfung der Zuströmung stehen wandbündige Druckbohrungen zur Verfügung, die während der Messung vor allem in der Einregelphase in Echtzeit kontrolliert werden. Das Prozedere ist in der Vergangenheit durch Hergt [34] bestätigt und mit Winkelsonden validiert worden. Die Messstrecke beinhaltet 5 Schaufeln (s. Abb. 3.2), von denen die Mittlere untersucht wird. Für eine periodische Zuströmung zu den Schaufeln besitzt die Messstrecke am oberen und unteren Rand eine Absaugung. Die Periodizität wird ebenfalls mit Hilfe der statischen Druckbohrungen in den Seitenwänden der Messstrecke überprüft. Die Messungen der Abströmgrößen im Nachlauf wird von $u = -0,5t$ bis $u = +0,5t$ durchgeführt.

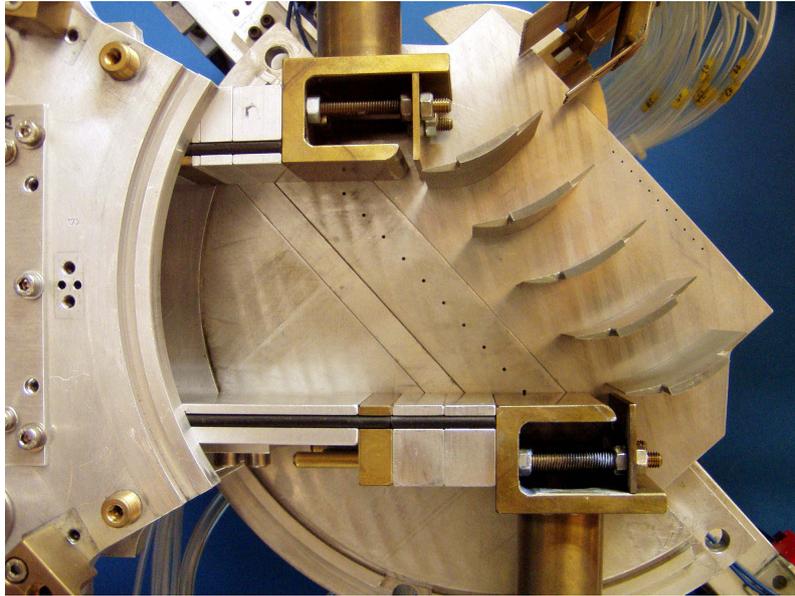


Abbildung 3.2: Geöffnete Messstrecke des Gitterwindkanals HGW des DLR in Berlin mit eingebautem Verdichtergitter.

Primäres Ziel der Untersuchungen am Gitterkanal ist die Untersuchung von Entstehung und Möglichkeiten der Beeinflussung von Sekundärströmungen. Diese unerwünschten Phänomene treten im Schaufelverbund immer dann auf, wenn die Strömung aufgrund unterschiedlicher Ursachen von der Hauptströmungsrichtung abweicht. Verantwortlich hierfür sind Druckgradienten, Wirbel und Ablösungen unterschiedlicher Intensität. Sekundärströmungen nehmen bis zu 30% der Stufenverluste in Axialverdichtern ein [12], weswegen ein genaues Verständnis von Ursache und Wirkung der Phänomene essentiell für die Verdichterauslegung ist.

3.1.1 Das NACA65 Gitter

Die Untersuchungen zur Absaugung im Verdichtergitter werden hauptsächlich an Verdichtergittern der Profile NACA65-K48 durchgeführt. Dieses Profil aus der NACA Serie wurde in den vergangenen Jahrzehnten in hoch belasteten Verdichterstufen im Mittel-druckverdichter eingesetzt. Beispiel ist der RB199 Verdichter der MTU [71], in dem das Profil unter anderem angewendet wird. Die charakteristischen Daten des NACA65 Profils sind in Tabelle 3.1 aufgeführt.

Tabelle 3.1: Charakteristische Daten des NACA65-K48 Gitters

Schaufeln	Sehne c	Höhe h	Teilung t	β_1	β_s	Ma_1	Re_1
5	40mm	40mm	22mm	132°	112,5°	0,67	560.000

Das Profil besitzt gute aerodynamische Eigenschaften im Designfall. Im Off-Design hat das Profil jedoch im Vergleich zu modernen Baureihen ein deutlich erhöhtes Verlustverhalten. Im aerodynamischen Designpunkt, dessen Strömungseigenschaften in Tabelle 3.2 aufgeführt sind, besteht in der zweidimensionalen Gitterpassage ein großes Gebiet von Sekundärströmungen, das Untersuchungen zu diesem Thema ermöglicht. Sämtliche Daten des Profils wie Kontur, Verluste, Umlenkung und Verhalten im Off-Design wurden bereits publiziert und bilden eine solide Grundlage für die Untersuchungen in dieser Arbeit. Das Profil bildete lange Zeit die Standardausrüstung des Gitterkanals der Universität der Bundeswehr (UniBW) in München unter der Leitung von Professor Fottner, zahlreiche Veröffentlichungen und Dissertationen (z.B. von Watzlawick [98], Hübner [33] und Scheugenpflug [81]) sind dort entstanden. Diese haben entscheidend zu der Vorbereitung der Untersuchungen dieser Arbeit beigetragen.

Tabelle 3.2: Eigenschaften der NACA65 Kaskade im aerodynamischen Designpunkt

$\beta_2 - \beta_1$	$\frac{p_2 - p_1}{q}$	AVDR	De Haller	Diffusionszahl
34,5°	0,356[-]	1,10[-]	0,74[-]	0,65[-]

Die Untersuchung der Grundströmung des NACA Gitters, die in Kapitel 5 beschrieben ist, reiht sich in die Veröffentlichungen ein und bestätigt und ergänzt deren Ergebnisse. Darüber hinaus wurde im numerischen Begleitprojekt an der TU Berlin das NACA65 Referenzgitter ebenfalls ausführlich systematisch untersucht. Die Ergebnisse der numerischen Untersuchungen von Gmelin et al. werden ebenfalls im Ergebnisteil vergleichend behandelt. Durch die Nähe der numerischen und experimentellen Teile des Projektes bauen die Ergebnisse der jeweiligen Untersuchungen jedoch logisch aufeinander auf und leisten daher einen Beitrag zum Gesamtverständnis der Problematik.

3.1.2 Das CDA Gitter

Ein weiterer Teil der Untersuchungen dieser Arbeit wurde an einem Gitter mit CDA-Profil (controlled diffusion airfoil) [97] durchgeführt. Dies ist ein Profil modernerer Bauart,

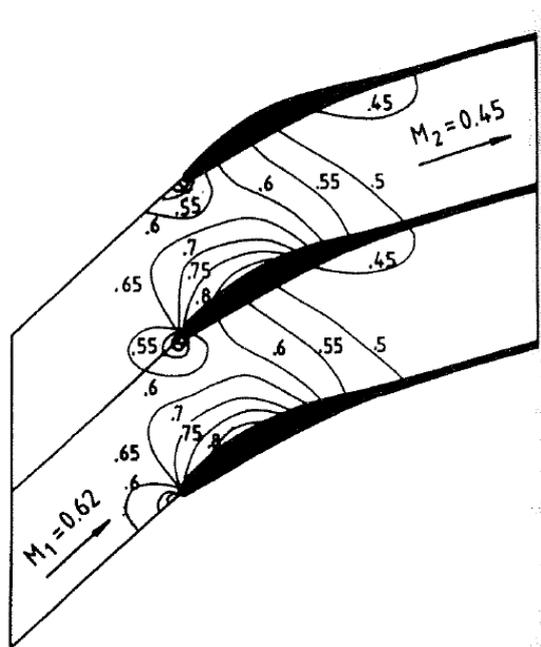


Abbildung 3.3: Kontur und Druckverteilung am CDA Gitter aus Steinert 1991 [97]

das lange Anwendung in subsonischen Rotoren in Axialverdichtern fand [49]. Es handelt sich beim CDA Profil um ein Rotorprofil, das sich vor allem aufgrund der Dicke in der Nähe der Nabe finden lässt. Es wird durch heutige Baureihen optimierter Profile zwar von der Leistung her übertroffen, jedoch stellt es in dieser Arbeit einen guten Kompromiss zwischen Aktualität des Profils und Möglichkeit der Verfügbarkeit von Daten zum Profil dar. Die charakteristischen Daten des Profils sind in Tabelle 3.3 dargestellt.

Tabelle 3.3: Charakteristische Daten der CDA Kaskade im aerodynamischen Auslegungspunkt nach Steinert [97]

Schaufeln	Sehne c	Höhe h	Teilung t	β_1	β_S	Ma_1	Re_1
5	40mm	40mm	27,2mm	137°	120,2°	0,62	500.000

Das Verhalten des CDA Gitters sowohl im Auslegungspunkt als auch in einigen Punkten im Off-Design wird ebenfalls im Kapitel 5 beschrieben. Der Vergleich zu den Messungen und Rechnungen von Steinert soll hierbei nicht unerwähnt bleiben.

3.1.3 Das LRN-OGV Gitter

Im Laufe der Arbeiten bot sich die Möglichkeit, ein kürzlich in der Abteilung Fan und Verdichter (AT-FuV) des Instituts für Antriebstechnik am DLR in Köln optimiertes Verdichterprofil für die Untersuchungen mit Absaugung zu verwenden [38]. Das Profil wurde für die Aufgabe einer Nachleitstufe (OGV, outlet guide vane) bei geringer Reynoldszahl (LRN, low Reynolds number) mit dem automatisierten numerischen Optimierungstool *AutoOPTI* [20] generiert. Das im DLR entwickelte *AutoOPTI* ist in der Lage, strömungsmechanische Probleme durch Parametrisierung der Geometrie und Bestimmung von Zielfunktionen numerisch zu optimieren. Hierzu wird eine Evolutionsstrategie benutzt, die die Eingangsparameter (z.B. die Profil-Geometrie) in frei wählbaren Rahmen variiert und anhand der Auswertung der Zielfunktionen zu einem Pareto-optimalen Ergebnis kommt. Die zwei verwendeten Zielfunktionen waren die Performance des Gitters an drei Punkten ($OP1 = -5^\circ$, $OP0 = 0^\circ$, $OP2 = +5^\circ$) sowie die Verteilung der Profilhenschicht auf der Schaufeloberfläche. Ziel der Untersuchungen war es, den Einfluss von Riblet-Oberflächen [4] auf die Strömung in modernen Verdichtern zu quantifizieren.

Tabelle 3.4: Charakteristische Daten der LRN-OGV Kaskade im aerodynamischen Auslegungspunkt nach Hergt [38]

Schaufeln	Sehne	Höhe	Teilung	β_1	Ma_1	Re_1
5	40mm	40mm	24.2mm	133°	0,60	500.000

Die Ergebnisse dieser Untersuchungen mit Riblets wurden von Hergt vorgestellt [35]. Das Gitter wurde nach der Optimierung in Köln detailliert numerisch untersucht und experimentell vermessen. Sämtliche Ergebnisse sowie die Profileigenschaften und Koordinaten sind veröffentlicht und können daher als Basis für die Untersuchungen in dieser Arbeit genutzt werden. Die erste Zielfunktion F_1 für die Verlustverteilung an den drei Punkten $OP0$, $OP1$ und $OP2$ stellt Gleichung 3.1 dar.

$$F_1 = \omega_{OP0}^2 + (\omega_{OP0} - \omega_{OP1})^2 + (\omega_{OP0} - \omega_{OP2})^2 \quad (3.1)$$

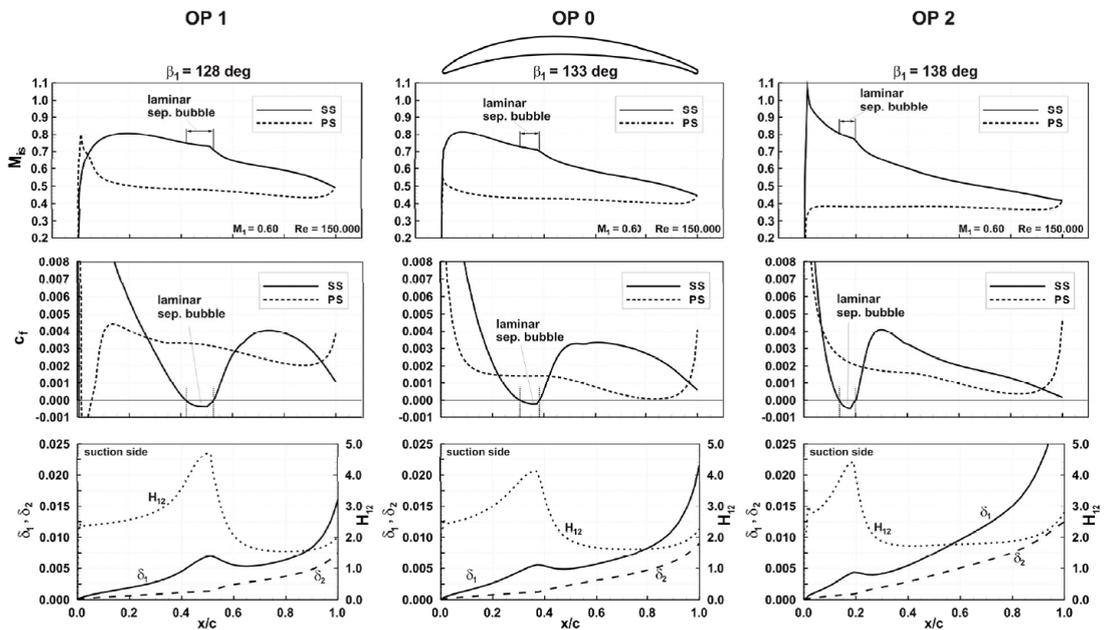


Abbildung 3.4: Machzahl-, Wandreibungskoeffizient- (c_F) und Formfaktorverteilung (H_{12}) am LRN Gitter aus Hergt 2013 [38]

Anhand des LRN-OGV soll gezeigt werden, dass die verwendete Strömungsbeeinflussung mittels Absaugung auch an Profilen moderner Bauart mit reduzierter Sekundärströmung effizient arbeiten kann und nicht auf die Verbesserung alter Profile beschränkt ist. Das Profil besitzt nicht nur aufgrund der ähnlichen Anforderungen und Performance eine gewisse Ähnlichkeit mit dem NACA65 Profil. Durch die Formgebung an der Schaufelvorderrandkante wird das Profil jedoch unempfindlicher gegen Fehlanströmung und die großen Saugspitzen auf der Druckseite bei geringen negativen Inzidenzen werden vermieden (s. Abb. 3.4).

3.2 Standard-Messtechnik

Die standardmäßig benutzte Messtechnik im Gitterwindkanal ist eine Druckmessung mit einem Nachlaufrechen. Dieser besteht aus 26 Pitotsonden, die das Strömungsfeld in voller Schaufelhöhenrichtung erfassen. Parallel dazu angeordnet befinden sich 4 Conrad Winkelsonden, deren Aufgabe die Bestimmung der Abwindwinkel hinter dem vermessenen Gitter darstellt. Der Rechen mit den Pitotsonden wird in einer Ebene 16mm ($40\%c$) hinter der Austrittsebene des Gitters verfahren. Somit ist die Strömung noch nicht ausgemischt und die Verfahren von Scholz [85] (siehe Abschnitt 2.2.1) zur Auswertung der Gitter-

leistung können angewendet werden. Sämtliche Drücke in der experimentellen Untersuchung werden über Druckwandler elektronisch ausgelesen. Für Drücke, die mit großer Genauigkeit aufgenommen werden (Totaldruck der Zuströmung und statischer Druck der Zuströmung) stehen hochgenaue MKS Baratron™ Drucksensoren zur Verfügung. Diese Druckwandler verfügen über einen sehr geringen Fehler von $\pm 0,05\%$ des aktuellen Messwertes. Für die Aufnahme der Drücke des Totaldruckrechens sowie der Drücke der Winkelsonden und der Venturirohre, die für die Messung der Massenströme benutzt werden, steht ein 48+16 Kanal Multidruck-Aufnehmer vom Typ NetScanner™ der Firma PSI zur Verfügung. Die Messfehler dieses Gerätes werden vom Hersteller mit $\pm 0,05\%$ vom maximalen Messbereich (*full scale*) angegeben. In diesem Gerät werden sämtliche angeschlossenen Drücke parallel ausgewertet. Dies beschleunigt die Messkette des Systems im Vergleich zur früher benutzten Messtechnik mit ScaniValve ungemein und erlaubt umfangreiche Parameterstudien an den untersuchten Gittern. Zur Bestimmung von Geschwindigkeiten aus den gemessenen Drücken ist eine Information über vorherrschende Temperaturen notwendig. Diese werden per Pt100 Widerstandsthermometer gemessen und sind über Agilent Voltmeter in die Messkette integriert. Die Betrachtung der Genauigkeit und der Unsicherheiten in der Messung findet sich im Kapitel 3.5.

3.2.1 Pitotsonden

Die Pitotsonden, die in der hauseigenen Werkstatt hergestellt wurden, besitzen einen inneren Durchmesser von $0,3\text{mm}$ bei einem Außendurchmesser von $0,7\text{mm}$. Bei einem Verhältnis von $D_i/D_a = 0.4$ besitzen die Sonden nach Nitsche [73] eine Unempfindlichkeit gegenüber Fehlanströmung von $\pm 11^\circ$. Die Pitotsonden werden nach Kenntnis der Abströmrichtung in die Strömung gedreht, um Fehlanströmung zu vermeiden. Der aus 26 Röhrchen bestehende Rechen besitzt eine angeströmte Fläche von $26 \times \frac{0,7\text{mm}^2}{4} = 4,55\text{mm}^2$, was im Vergleich zur Fläche der Passage, die $40\text{mm} \times 22\text{mm} = 880\text{mm}^2$ beträgt, sehr klein ist. Somit kann eine Blockage der Strömung in der Passage vernachlässigt werden.

3.2.2 Conrad-Winkelsonden

Für die Bestimmung der Abströmrichtung wird mit Conrad-Winkelsonden der Abströmwinkel in Umfangsrichtung (u) gemessen. Conradsonden bestehen aus aneinander gelegten Totaldrucksonden, die zu einer Spitze angeschliffen sind (siehe Abb. 3.5). Durch diesen Anschliff ist die Sonde in der Lage, aus zwei separaten Druckinformationen über

eine Kalibration einen Winkel und die Strömungsgeschwindigkeit als Ergebnis zu liefern. Dieser Winkel ist der Abströmwinkel in der Ebene der zwei Druckröhrchen. Die Abströmrichtung in Schaufelhöhenrichtung wird bei der Standard-Messung nicht erfasst. Sie spielt jedoch für die Bewertung der Gitterleistung keine Rolle. Für die Erfassung von Wirbeln, für die der Abströmwinkel in Schaufelhöhenrichtung sehr wohl erforderlich ist, werden Fünfloch-Sonden traversiert. Dies wird im nächsten Abschnitt beschrieben.

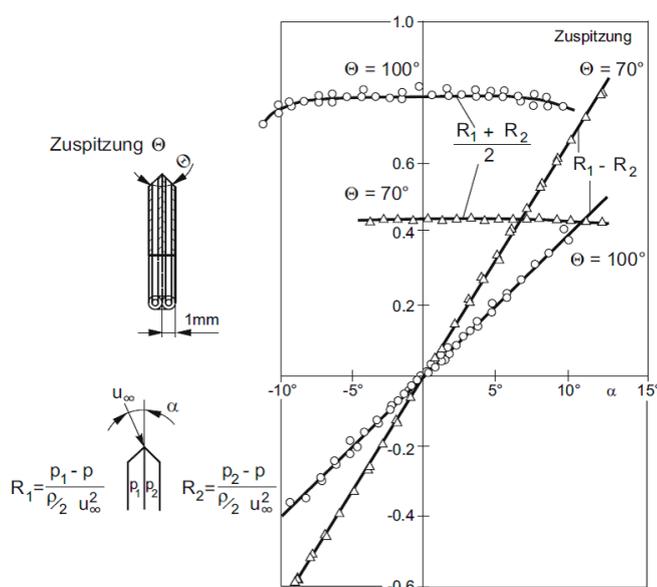


Abbildung 3.5: Conrad Sonde zur Vermessung einer Anströmrichtung mit Winkelcharakteristik nach O. Conrad aus Nitsche [73]

Genau genommen darf mit einer Conradsonde in der Scherschicht nicht gemessen werden, da aufgrund der Geschwindigkeitsdifferenz in der Scherschicht eine fehlerhafte Winkelinformation als Ergebnis angezeigt wird. In der Messung wird durch zwei auftretende Scherschichten hindurch gemessen. Es ist zu beachten, dass innerhalb der Nachlaufdele die Winkelwerte nicht zu berücksichtigen sind.

3.2.3 Auswertung der Messungen

Die Auswertung der Druckmessungen am Gitterwindkanal erfolgt nach den Methoden, die von Scholz [85] und Amecke [2] vorgestellt wurden. Der genaue Weg der Berechnung sämtlicher Strömungsgrößen am Gitterkanal ist im Bericht von Meyer [68] umfassend beschrieben. Es werden aus den Messungen sämtliche Kenngrößen der Strömung wie Totaldruckverlust (ζ), Umlenkung ($\beta_2 - \beta_1$), AVDR (Ω) und Druckumsetzung ($\frac{p_2 - p_1}{q}$)

wie in den Gleichungen 2.5 bis 2.8 berechnet. Die integralen Werte für die Bewertung der Strömungsgrößen für die gesamte Passage werden über ein Mittelungsverfahren nach Amecke aus den inhomogenen Größen in der Messebene, 16mm (40% der Sehnenlänge) hinter dem Gitter bestimmt.

$$\zeta(u, z) = \frac{p_{t2}(u, z) - p_{t1}}{p_{t1} - p_1} \quad (3.2)$$

Der lokale Totaldruckverlust $\zeta(x, y)$ wird nach Gleichung 3.2 aus den Messwerten ablesbar. Für die integrale Bewertung des Verlustes der gesamten Passage ist es hier nötig, das Integral über Schaufelhöhe und die Teilung von $u = -0.5t$ bis $u = 0.5t$ zu ziehen. Es entsteht die folgende Abhängigkeit:

$$\zeta = \int_{z=0}^h \int_{u=-0.5t}^{0.5t} \zeta(u, z) du dz \quad (3.3)$$

In den Ergebnissen der Totaldruckmessungen wird für eine bessere Vergleichbarkeit der Ergebnisse eine gewichtete Auftragung der Verluste über eine **Massenstrommittlung** implementiert. Hierbei wird der Wert für den Verlust mit dem Anteil des lokalen Massenstroms am Gesamtmassenstrom normiert. Dies ist ein gängiges Verfahren und bedeutet mathematisch das Folgende:

$$\zeta_m = \frac{\int_{z=0}^h \int_{u=-0.5t}^{0.5t} \zeta(u, z) v_2(u, z) \rho_2(u, z) du dz}{\int_{z=0}^h \int_{u=-0.5t}^{0.5t} v_2(u, z) \rho_2(u, z) du dz} \quad (3.4)$$

Zur Beschreibung der **Gitterleistung im ausgemischten Zustand** wird nach der Methode von Amecke [2] verfahren. Es werden die gemessenen Werte in der Abströmung relativ dicht hinter dem Gitter verwendet, um über ein Gleichungssystem die globalen Werte in einer homogenen, ausgemischten Strömung weit hinter dem Gitter zu berechnen.

Amecke beschreibt, wie aus den Gleichungen für Massen- und Impulserhaltung (normal und tangential zur Gitteraustrittsebene) und Energieerhaltung 3.7 von Ebene 2u zu 2 in Abb. 3.6 über die Messung der einzelnen Werte mit Nachlaufdelle integrale Gitterparameter berechnet werden können. Hierbei stellt die erste Gleichung die Zusammenfassung von Energie- und Massenbilanz dar.

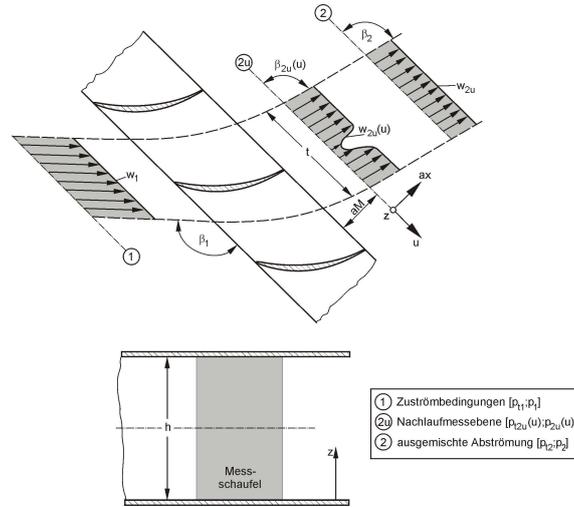


Abbildung 3.6: Messebenen und Kontrollflächen zur Auswertung der Nachlaufmessung am Gitter nach Amecke [2]

$$\rho_2 v_2 \sin \beta_2 = \frac{1}{t} \int_{u=-0.5t}^{0.5t} \rho_{2y}(u) v_{2y}(u) \sin \beta(u) du \quad (3.5)$$

$$\rho_2 v_2^2 \sin^2 \beta_2 + p_2 = \frac{1}{t} \int_{u=-0.5t}^{0.5t} \rho_{2y}(u) v_{2y}^2(u) \sin^2 \beta(u) + p_{2y}(u) du \quad (3.6)$$

$$\rho_2 v_2^2 \sin \cos \beta_2 + p_2 = \frac{1}{t} \int_{u=-0.5t}^{0.5t} \rho_{2y}(u) v_{2y}^2(u) \sin \cos \beta(u) + p_{2y}(u) du \quad (3.7)$$

Hierbei wird durchgängig angenommen, dass Reibungs- und Schubspannungsanteile klein sind und vernachlässigt werden können. Über die Hilfsfunktionen von homogener Stromdichtezahl Θ_{2y} und das homogene Druckverhältnis $D_{2y} = \frac{q_2}{p_{t,2y}}$ werden die integralen Werte für die Gitterleistungsparameter nach den Gleichungen 3.16 bestimmt.

$$\Theta_{2y} = \sqrt{\left[\frac{p_{2y}}{p_{t,2y}} \right]^{\left(\frac{2}{\kappa}\right)} \left[\frac{2}{\kappa - 1} \right] \left[\frac{\kappa - 1}{2} \right]^{\left(\frac{\kappa+1}{\kappa-1}\right)} \left[1 - \frac{p_{2y}}{p_{t,2y}} \right]^{\left(\frac{\kappa-1}{\kappa}\right)}} \quad (3.8)$$

$$D_{2y} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \left[\frac{p_{2y}}{p_{t,2y}} \right]^{\left(\frac{1}{\kappa}\right)} \left[1 - \left(\frac{p_{2y}}{p_{t,2y}} \right)^{\left(\frac{\kappa-1}{\kappa}\right)} \right] \quad (3.9)$$

Durch geschicktes Einsetzen und Ersetzen der oben beschriebenen Terme ergeben sich die drei folgenden Integrale, deren Bestandteile sämtlich aus den Messungen bekannt sind und die die Stromdichte und das Druckverhältnis aus Gl. 3.9 beinhalten.

$$I_1 = \frac{1}{t} \int_{u=-0.5t}^{0.5t} \frac{p_{t,2y}}{p_{t,1}} \cdot \Theta_{2y} \cdot \sin \beta_{2y} \cdot du \quad (3.10)$$

$$I_2 = \frac{1}{t} \int_{u=-0.5t}^{0.5t} \frac{p_{t,2y}}{p_{t,1}} \left(2 \cdot D_{2y} \sin^2 \beta_{2y} + \frac{p_{2y}}{p_{t,2y}} \right) \cdot du \quad (3.11)$$

$$I_3 = \frac{2}{t} \int_{u=-0.5t}^{0.5t} \frac{p_{t,2y}}{p_{t,1}} \cdot D_{2y} \cdot \sin^2 \beta_{2y} \cos \beta_{2y} \cdot du \quad (3.12)$$

Die integralen Gitterleistungsparameter (wie oben besprochen) setzen sich damit wie folgt zusammen:

$$\beta_2 = \arccos \left[\frac{I_3}{I_1} \cdot \frac{\Theta_2}{p_{t,2}} \right] \quad (3.13)$$

$$\frac{\Delta p}{q_1} = \frac{1}{q_1} \left[\frac{p_{t,1} \cdot I_1}{\Theta_2 \cdot \sin \beta_2} \cdot \frac{p_2}{p_{t,2}} - p_1 \right] \quad (3.14)$$

$$\zeta = \frac{p_{t,1} - p_{t,2}}{q_1} = \frac{p_{t,1}}{q_1} \cdot \left[1 - \frac{I_1}{\Theta_2 \cdot \sin \beta_2} \right] \quad (3.15)$$

$$\Omega = \frac{\rho_2 \cdot v_2 \cdot \sin \beta_2}{\rho_1 \cdot v_1 \cdot \sin \beta_1} \quad (3.16)$$

Alle erforderlichen Werte für die Auswertung der Gitterleistung sind nun aus den Messdaten vorhanden. Die Besonderheit an diesem Verfahren liegt nun darin, dass trotz der Messung nahe des Gitteraustritts (Messebene y_2) die homogene Abströmung in einiger Entfernung berechnet werden kann.

3.3 Weitere verwendete Verfahren

Soll in einer Detailuntersuchung eine Aussage über mehr als die reine Gitterleistung getroffen werden, bietet sich der Einsatz von weiteren Messmethoden an. Diese im Verlauf der Arbeit benutzten Techniken werden nur bei wenigen Konfigurationen verwendet und sollen hier im Einzelnen kurz beschrieben werden.

3.3.1 Fünfloch-Sonden

Fünfloch-Sonden sind Druckmesssonden, deren Vorteil in der räumlichen Aufnahme von Geschwindigkeiten besteht. Eine typische Fünflochsonde ist in Abbildung 3.7 ausgeführt. Fünf über den Umfang und am Staupunkt verteilte Bohrungen werden jeweils mit Druckanschluss versehen. Bei Zuströmung zur Sonde wird über eine Kalibrationsfunktion, die

für jede Sonde einzeln anzufertigen ist, eine Bestimmung aller drei Geschwindigkeitsvektoren im Raum ermöglicht. Die Kalibration erfolgt an einem Kalibrierkanal, der gezielt Machzahl und Winkel der Zuströmung variieren kann. Hierüber werden mit einer hohen Anzahl von Stützstellen wie in Nitsche [73] beschrieben vier Koeffizienten errechnet, die am Ende über die gemessenen Drücke direkt die drei Geschwindigkeitskomponenten ergeben.

Das DLR in Berlin verfügt über unterschiedliche Typen von Fünflochsonden. Die in dieser Arbeit verwendete Sonde weist ein konisches Profil mit einem Öffnungswinkel von 70° bei einem Durchmesser von 3mm auf (s. Abb. 3.7(b)). Die Sonde ist eine Eigenanfertigung und wurde in einer zurückliegenden Studienarbeit genau untersucht und für zahlreiche Machzahlen kalibriert [46]. Die dort beschriebenen Verfahren zu Kalibration der Sonde wurden in dieser Arbeit berücksichtigt.

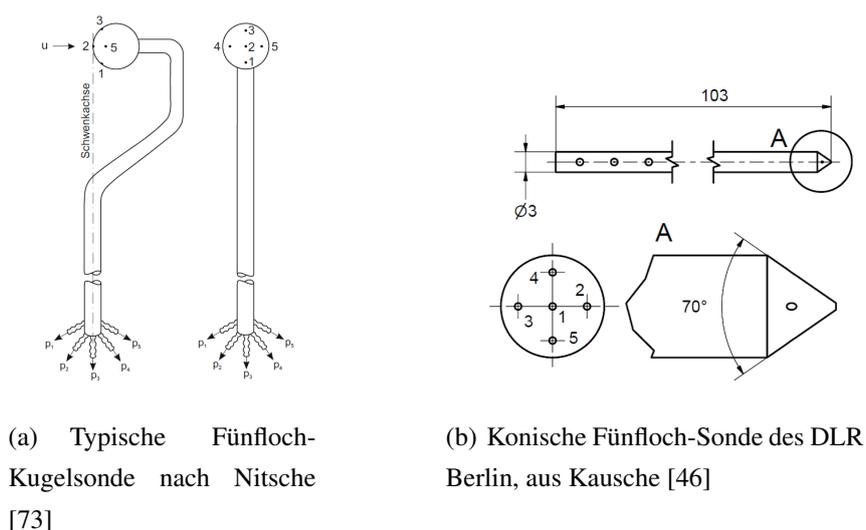


Abbildung 3.7: Fünfloch-Sonden

3.3.2 Ölanstrichverfahren

Häufig wenn es um die Frage nach der Topologie der Strömung geht, kommt die Ölanstrichtechnik zum Einsatz. Dieses relativ simple Verfahren liefert Information über die Beschaffenheit und vor allem die Richtung der Strömung sehr nah an der überströmten Oberfläche. Angewendet wird die Technik in der Kaskade auf Schaufeloberflächen und Seitenwänden. Für die Erstellung von Anstrichbildern wird die zu untersuchende Oberflä-

che mit einem Film aus Ölfarbe angestrichen. Diese bestrichene Fläche wird nun im Experiment überströmt. Am Gitterkanal wird das Messobjekt in der Messstrecke eingebaut und der Kanal in Betrieb genommen. Durch die Strömung entsteht auf der Oberfläche eine Schubspannung, die ein Maß für die Strömung oberhalb der Fläche ist. Die Farbe wird in Abhängigkeit von Richtung und Geschwindigkeit sowie Turbulenz abgetragen. Hier gilt, je größer Turbulenz und Geschwindigkeit und dementsprechend die Schubspannung, desto größer der Farbabtrag. Übrig bleibt auf der zu untersuchenden Fläche eine differenzierbare Schicht Farbe. Die Anfertigung und Auswertung dieser Farbanstriche erfordert jedoch einige Übung, da das Ergebnis bei gleichen Strömungsbedingungen ansonsten deutlich unterschiedlich ausfallen kann.

3.4 Stereo PIV Messungen am Gitterkanal

Zur Untersuchung der Strukturen am Gitterkanal, vor allem auch innerhalb der Passage, wurde ein Aufbau zur Stereo *Particle Image Velocimetry* (PIV) realisiert. Dafür wurde das Doppelkamera System vom Fachgebiet “Fluidsystemdynamik - Strömungstechnik in Maschinen und Anlagen” der TU Berlin zur Verfügung gestellt und der Laser der Arbeitsgruppe “Brennkammer” der Abteilung genutzt. Die Stereo PIV Untersuchungen wurden mit Kameras in Blickrichtung stromauf und Laserschnitt von der Seite ins Gitter durchgeführt. Verschiedene Schnitte wurden vermessen. Vor allem die Messebene der Pitot- und Fünfflochsonden war von großer Bedeutung, jedoch wurde auch direkt an der Hinterkante sowie einige Schritte in die Passage gemessen. Die Arbeit war Teil einer Studienarbeit [87], die in der Arbeitsgruppe angesiedelt war.

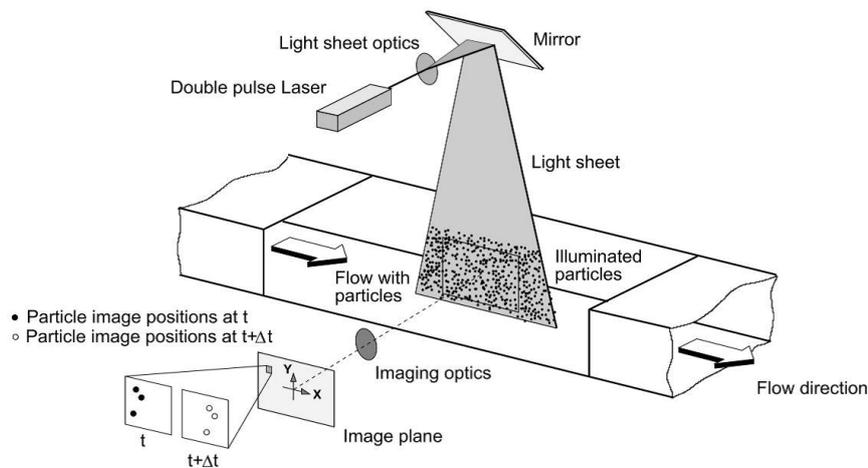


Abbildung 3.8: Messprinzip und Beispiel einer Particle Image Velocimetry Messung nach Raffel [78]

Das Messprinzip der PIV besteht in der Detektion von Verschiebungen von Partikeln in einer belichteten Messebene über einen definierten Zeitraum. Hierdurch ergibt sich die Geschwindigkeit des detektierten Partikels. Zur Ausleuchtung der Messebene wird in der Regel ein hoch energetischer Laser verwendet, dessen Strahl über eine Optik zu einem Lichtschnitt aufgeweitet wird. Dieser beleuchtete Schnitt bildet am Ende die Messebene, in der die Partikelverschiebung gemessen wird. Mit Hilfe einer Kamera und einer synchronisierten Ansteuerung der Geräte wird nun ein Doppelbild erzeugt, der Laser beleuchtet zwei Kamerabilder mit einem genau definierten zeitlichen Versatz Δt . Abbildung 3.8 zeigt das Messprinzip grafisch. Eine ausführliche Beschreibung der PIV Messtechnik sowie der zu Grunde gelegten Einschränkungen findet sich vor allem bei Raffel [78], jedoch ist die Messtechnik auch in Kompendien zu Strömungsmesstechnik (z.B. bei Nitsche [73]) detailliert erklärt.

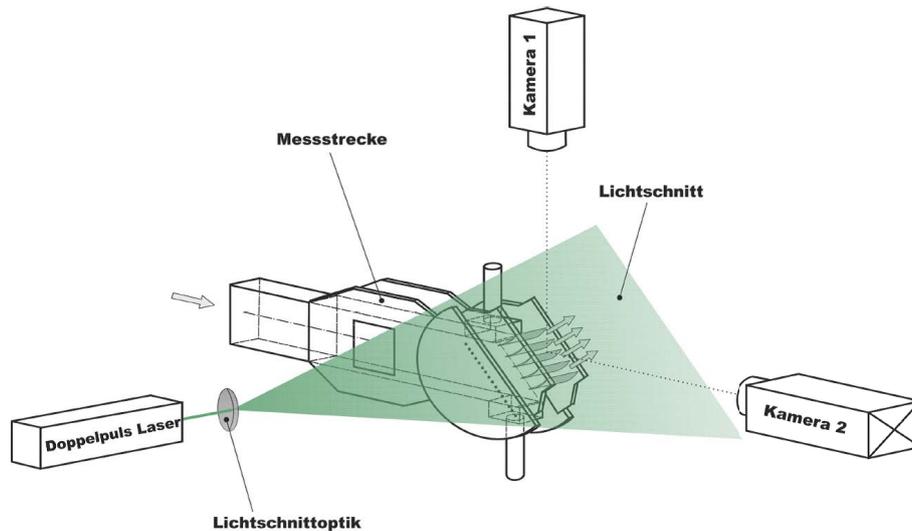


Abbildung 3.9: Aufbau des Stereo PIV Systems mit Laseroptik und Kamerapositionen am Gitterkanal

Wie in Abb. 3.8 ersichtlich, wird die Verschiebung der Teilchen in der Messebene gemessen und über den bekannten Zeitversatz die Geschwindigkeit der Partikel und damit der Strömung bestimmt. Dies gilt für Messungen von Geschwindigkeiten in der Messebene bei orthogonalem Blick der Kamera auf den Laserschnitt. Etwas aufwändiger wird der Aufbau, wenn man das PIV System um eine Geschwindigkeitskomponente erweitern will, um so Messungen der sogenannten *out-of-plane velocities*, Geschwindigkeiten senkrecht zum Laserschnitt zu ermöglichen. Hierfür benötigt man eine zweite Kamera, die ebenfalls auf die Messebene schaut und synchronisiert mit der ersten Kamera Doppelbilder belichtet. Über einen mathematischen Bezug lassen sich aus den gewonnenen Geschwindigkeiten der einzelnen Kameras die Komponenten in der Ebene sowie die Komponente senkrecht dazu bestimmen. Wegen der zweiten Kamera im Aufbau wird dieses erweiterte Verfahren stereoskopische PIV oder Stereo-PIV genannt. Der Aufbau der zwei Kameras sowie die Lage des Lichtschnittes bei den Messungen am Gitterkanal ist Abbildung 3.9 zu entnehmen.

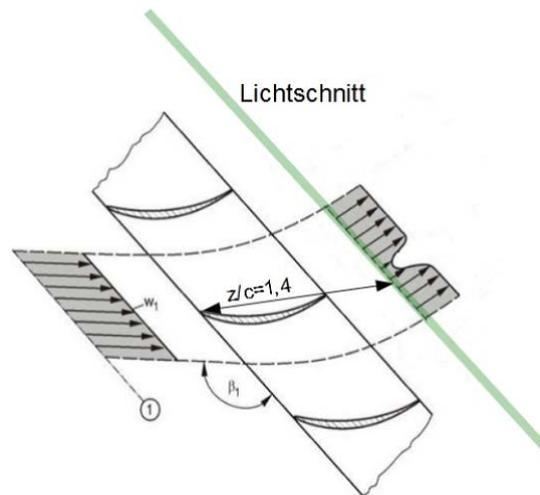


Abbildung 3.10: Lichtschnittebene bei $z/c = 1,4$ und ihre Position am Gitterkanal

Die Messungen am Gitter sollen nicht ausschließlich für die Validierung der Messtechnik benutzt werden, sondern einen Beitrag zum Verständnis der Strömungsphysik liefern. Eine grafische Beschreibung der Messposition liefert Abbildung 3.10. Ergebnisse der PIV Messung sind in Kapitel 5 zu finden.

3.5 Genauigkeitsbetrachtungen

An dieser Stelle erfolgt die Betrachtung der Messunsicherheit (wie von der ASME 1985 definiert [1]) der Kaskade. Es soll hier nur eine kurze Beschreibung der Methodik erfolgen, da das gesamte Prozedere für den benutzten Kanal und die benutzte Messtechnik sehr ausführlich in dem Bericht von Hergt [36] beschrieben wurde. Die Methodik der Fehlerfortpflanzung ist im Werk von Hering u.a. [39] zu finden. Die Bestimmung und Kenntnis der Messunsicherheit ist erforderlicher Bestandteil einer jeden experimentellen Arbeit. Sie erfordert Wissen über die Geräte und Messsonden, die in der Untersuchung angewendet werden, sowie über die Fortpflanzung der Messfehler in der Mess- und Auswertekette. Sämtliche Untersuchungen zu den Messunsicherheiten sind in Übereinstimmung mit DIN 1319 [18] durchgeführt worden. Für die Druckaufnehmer vom Typ Baratron ist ein möglicher Fehler von 0,05% des Messwertes angegeben. Die Drucknehmer im Multikanal-Druckaufnehmer liegen bei 0,5% vom Messbereich. Die Temperatursensoren vom Typ Pt100 besitzen eine gesamte Unsicherheit von $\pm 0,3K$. Über die Betrachtung der Messkette und der Fortpflanzung der Fehler kann nun für jeden aus den Messwerten be-

stimmten Wert ein größtmöglicher Fehler nach der in der Dissertation (Kurzfassung) und der Fehleranalyse (lange Version) von Hergt [34, 36] abgeschätzt werden. Für die Bestimmung des Totaldruckverlustbeiwertes liegt dieser maximale Fehler bei $\pm 1,1\%$. Die tatsächliche Wiederholgenauigkeit der Messungen ist jedoch deutlich besser. Daher wird bei der Präsentation der Ergebnisse auf einen Fehlerbalken verzichtet, weil es stärker auf die Differenzen als auf die absoluten Werte der Totaldruckbestimmungen ankommt. Zur Übersicht ist die Fehlerfortpflanzung für den Totaldruckverlustbeiwert analog zu Hergt [36] gezeigt:

$$\zeta = \frac{p_{t1} - p_{t2}(u, z)}{p_{t1} - p_1} \quad (3.17)$$

$$\partial\zeta = \frac{\partial\zeta(p_{t1}, p_{t2}, p_1)}{\partial p_{t1}} \cdot \partial p_{t1} + \frac{\partial\zeta(p_{t1}, p_{t2}, p_1)}{\partial p_{t2}} \cdot \partial p_{t2} + \frac{\partial\zeta(p_{t1}, p_{t2}, p_1)}{\partial p_1} \cdot \partial p_1 \quad (3.18)$$

Es werden die jeweiligen partiellen Ableitungen mit der Messunsicherheit der Druckaufnehmer (0.05% vom Messwert) multipliziert, um so den systematischen Fehler der Totaldruckverlustbestimmung zu erhalten. Analog gilt dies für die Messungen von Dichte und Massenstrom.

3.6 Turbulenz und Zuströmqualität

In einer weiteren Vorstudie wurde die Zuströmqualität und die Zuströmturbulenz des Gitterwindkanals mit Hitzdrahtmesstechnik vermessen. Die in der Abteilung verwendeten x-Draht Sonden sind in der Lage, Strömung in einer Ebene zweidimensional zu vermessen. Abbildung 3.11 zeigt eine solche Sonde.

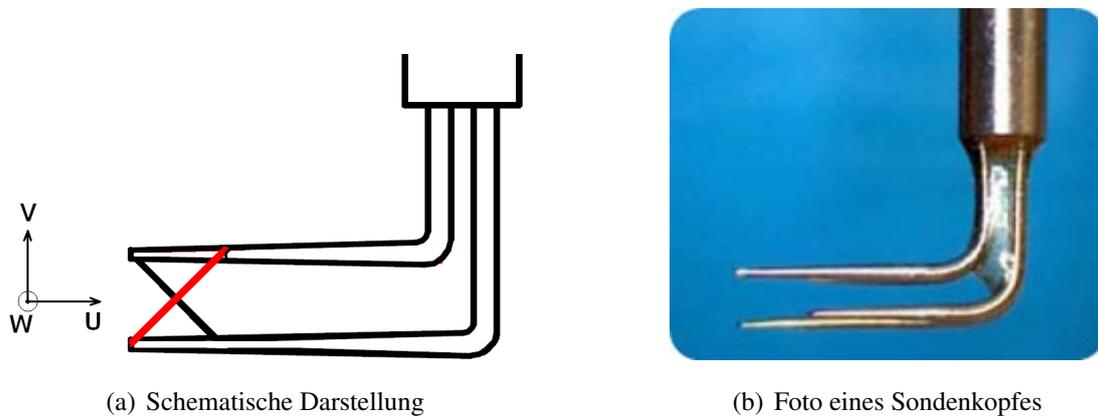


Abbildung 3.11: X-Draht Hitzdrahtsonde zur Bestimmung der u- und v-Komponente der Strömung, nach Meyer [70]

Die in der u-v-Ebene aufgespannten Drähte werden unter unterschiedlichen Winkeln von der Strömung gekühlt. Das Hitzdraht-Verfahren berechnet aus dem aufgewendeten Strom eine Kühlgeschwindigkeit für jeden Draht, die über Winkelbeziehungen in die Komponenten in u- und v-Richtung umgerechnet werden können. Das gesamte Verfahren ist in Ausführlichkeit im Handbuch von Bruun [7] sowie einigen Veröffentlichungen von Meyer und Knobloch [69, 70] nachzulesen. Der Aufbau der Messsonden am Gitterkanal unmittelbar vor dem Gittereintritt ist in Abbildung 3.12 zu sehen.

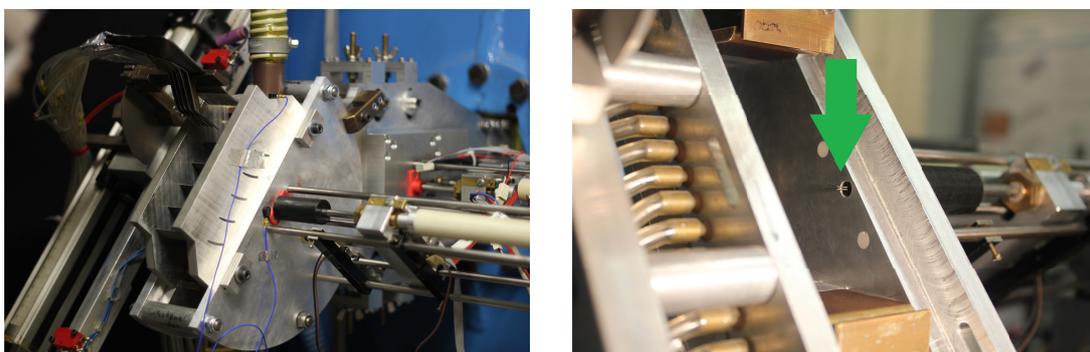


Abbildung 3.12: Hitzdrahtmessung von Geschwindigkeit und Zuströmturbulenz im HGW

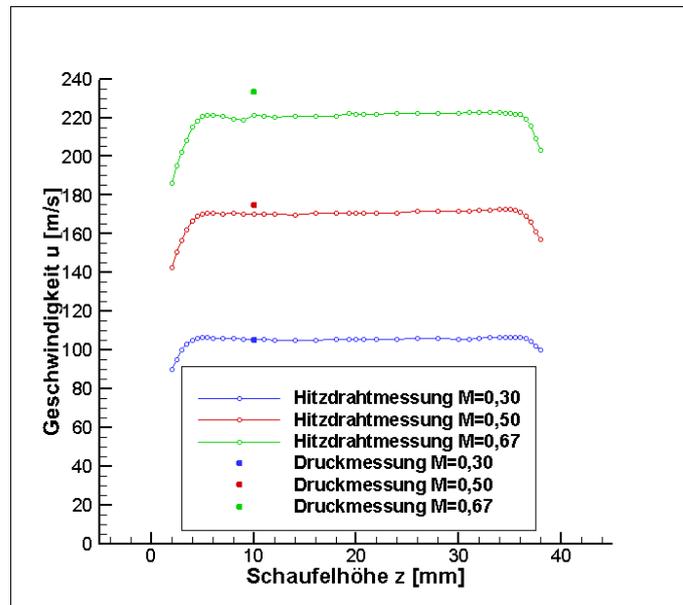


Abbildung 3.13: Messung von Strömungsgeschwindigkeit mit Hitzdrahtsonde und gleichzeitiger Druckmessung (an konstanter Position bei $z = 10\text{mm}$) bei verschiedenen eingestellten Gitterkanalmachzahlen von $Ma_1 = 0,67$, $Ma_1 = 0,5$ und $Ma_1 = 0,3$

Die Untersuchung der Zuströmung ergab die in Grafik 3.13 beschriebenen Ergebnisse. Die Zuströmgeschwindigkeit über der Machzahl ist sehr konstant über der Höhe des Kanals. Die Messungen mit der Sonde zwischen den zwei Seitenwänden direkt vor der Gittereintrittskante (siehe 3.12(b)) zeigen einen sehr konstanten Verlauf und zwei gleichmäßig ausgebildete Grenzschichten. Dies ist wichtig für die spätere Bewertung der Ergebnisse. Nur bei symmetrischer Zuströmung kann die Kaskade im gewünschten Sinne betrieben werden. Der Vergleich mit den per Drucksonde gemessenen Geschwindigkeiten bringt - für die hohen Machzahlen - eine sehr gute Übereinstimmung mit den Hitzdrahtdaten. Mit steigender Machzahl wird die Hitzdraht-Messtechnik zunehmend ungenau, da der Einfluss der Temperatur stark steigt und nur schwer erfasst oder berechnet werden kann.

$$T_u = \frac{1}{U_\infty} \cdot \sqrt{\frac{1}{3} \cdot \overline{u'^2} \cdot \overline{v'^2} \cdot \overline{w'^2}} \quad (3.19)$$

Zur Bestimmung der Zuströmturbulenz wird das instationäre Signal der Hitzdrahtmessungen benutzt. Es wird der RMS-Wert der Zeitsignale in alle drei Strömungsrichtungen gebildet und auf die Zuströmgeschwindigkeit bezogen (vgl. Gl. 3.19). Eine Messung der Zuströmturbulenz ist in Abb. 3.14 dargestellt. Die Messung beschreibt den Turbulenz-

grad von $z = 2\text{mm}$ bis $z = 37\text{mm}$. An der entfernten Wand konnte die Sonde aufgrund der Bauform nicht näher heran gebracht werden, daher ist die Verteilung der Grenzschicht nicht komplett aufgelöst. Es ist in der Abbildung der Einfluss der Grenzschicht auf die Turbulenz zu erkennen sowie ein Abfallen im zentralen Bereich der Strömung in der Kanalmitte, zumindest bei moderaten Geschwindigkeiten. Bei Geschwindigkeiten ab $Ma = 0,5$ zieht sich eine Struktur durch den Kanal, die zwar keinen Einfluss auf die Geschwindigkeitsverteilung aufweist, jedoch die Turbulenz betrifft. Diese Struktur besitzt ihr Maximum bei ca. $z = 12\text{mm}$ und $Tu = 1,7\%$ und fällt zu beiden Seiten ab. Für den Turbulenzgrad der Kaskadenzuströmung wird über die Kanalhöhe gemittelt. In den folgenden Untersuchungen und den numerischen Begleitrechnungen wird von einem mittleren Turbulenzgrad von $Tu = 1,5\%$ ausgegangen.

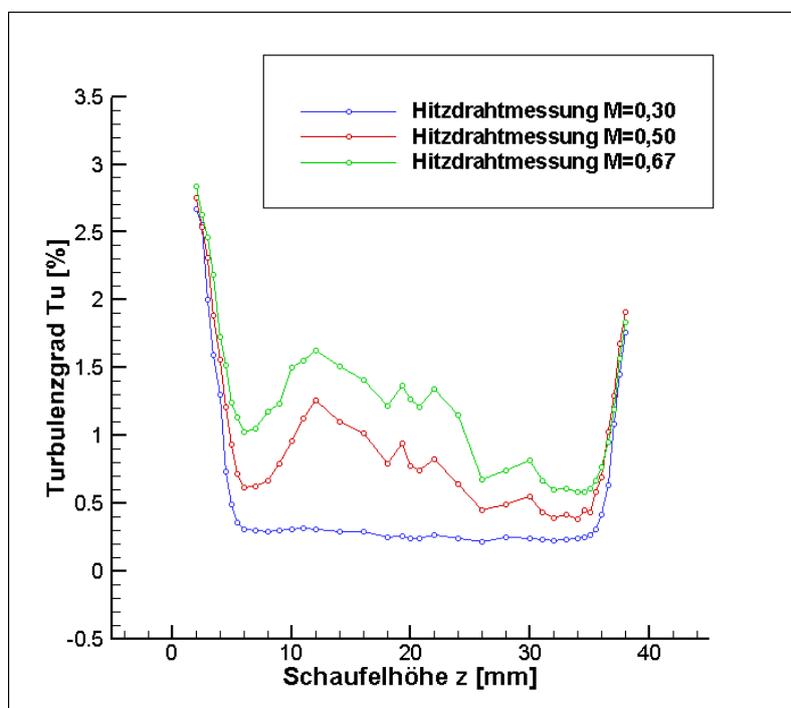


Abbildung 3.14: Turbulenzgrad der Zuströmung bei verschiedenen Machzahlen

Die Zuströmungsgrenzschicht wurde im Vorlauf der Untersuchungen ausführlich bestimmt. Sie wird bei jeder Messung kontrolliert und bildet die Grundlage für die gleichmäßige und wiederholbare Verteilung der Grenzschicht bei den unterschiedlichen Messpunkten. Für die numerischen Untersuchungen wurde das Grenzschichtprofil anhand einer per Grenzschichtentwicklung bestimmten Funktion vorgegeben (vgl. Abb. 3.15). Die Grenzschichthöhe beläuft sich auf $\delta_1 = 3,5\text{mm}$.

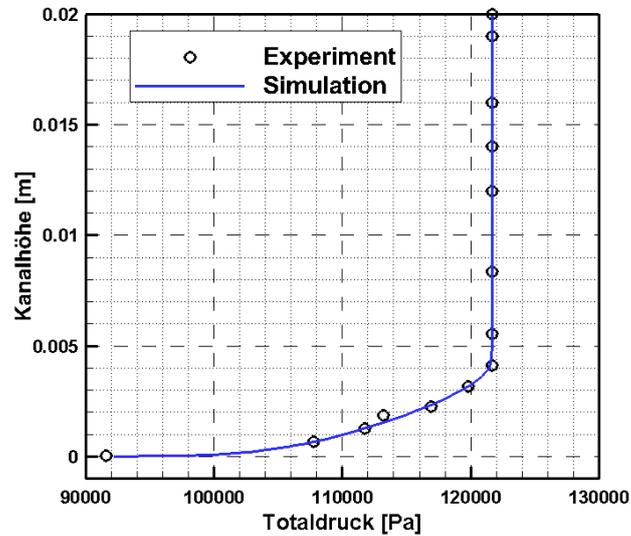


Abbildung 3.15: Grenzschicht bei Gittereintritt. Gemessene Werte sowie numerisch bestimmte Verteilung

3.7 Numerische Vorstudie in MISES

Zur Vorbereitung auf das Projekt und zu Validierungszwecken wurde eine numerische Vorstudie mit MISES durchgeführt. Mises ist ein numerischer Strömungslöser speziell für den Einsatz in der Vorauslegung (dem *preliminary design*) von Axialverdichtern, der in den 1980er Jahren von Youngren und Drela am MIT in Cambridge entwickelt wurde [102]. Mises rechnet zweidimensionale Profilmströmungen, jedoch mit Einfluss von Staffelung und mit frei wählbarem AVDR, um den Wandeinfluss zu berücksichtigen. Dabei wird das Rechengebiet in einen Bereich reibungsfreier Strömung (Euler-Gleichungen) und einen wandnahen Bereich unterteilt, der mit Grenzschichtgleichungen gelöst wird. Im Gebiet der freien Strömung gelten die Erhaltungsgleichungen für Massenstrom, Impuls und Energie wie in den Gleichungen 3.20 bis 3.22 beschrieben.

$$\oint_{\delta V} \rho(\vec{q} \cdot \vec{n}) dA = 0 \quad (3.20)$$

$$\oint_{\delta V} \rho(\vec{q} \cdot \vec{n})\vec{q} + p\hat{n} dA = - \oint_V \rho \vec{f} dV \quad (3.21)$$

$$\oint_{\delta V} \rho(\vec{q} \cdot \vec{n}) I dA = 0 \quad (3.22)$$

Im Bereich der reibungsbehafteten Wandströmung benutzt Mises ein Zweigleichungsmodell, zusammengesetzt aus einer von Karman Impulsgleichung (Gl. 3.23) und der *kinetic energy shape parameter* Gleichung (Gl. 3.24).

$$\frac{1}{\theta} \frac{d\theta}{ds} = \frac{1}{\theta} \frac{C_1}{2} - (H + 2 - M_e^2) \frac{1}{u_e} \frac{du_e}{ds} - \frac{1}{b} \frac{db}{ds} + (H_P - M_e^2) \left(\frac{\Omega_r}{u_e}\right)^2 \frac{1}{r} \frac{dr}{ds} \quad (3.23)$$

$$\frac{1}{H^*} \frac{dH^*}{ds} = \frac{1}{\theta} \left(\frac{2C_D}{H^*} - \frac{C_1}{2}\right) - \left(\frac{2H^{**}}{H^*} + 1 - H\right) \frac{1}{u_e} \frac{du_e}{ds} - \left(H_p - \frac{2H^{**}}{H^*}\right) \left(\frac{\Omega_r}{u_e}\right)^2 \frac{1}{r} \frac{dr}{ds} \quad (3.24)$$

H , H^* und H^{**} sind in diesem Zusammenhang Formparameter, die bei Youngren [102] erklärt werden. MISES wurde an einer Turbomaschinenkonfiguration der DFVLR (Vorgängerorganisation des DLR) validiert und gilt als robustes Werkzeug zur Vorauslegung von Turbomaschinen. In dieser Arbeit wurde eine Vorstudie durchgeführt, die den Einfluss der Anstellwinkel auf die Profilmströmung und den Einfluss des AVDR (Grenzschichtdicke der Seitenwände) auf die Strömung im Mittelschnitt klären sollte.

3.7.1 Anstellwinkel Variation

Im Bereich der Axialverdichter ist eine Variation des Anstellwinkels eines Profils von großem Interesse, da unterschiedliche Zuströmungen aufgrund der Beziehungen in den Geschwindigkeitsdreiecken durch Veränderung der Arbeitsbedingungen des Verdichters entstehen. Die Beschauelung muss mit unterschiedlichen, auch transienten, Zuständen fertig werden und darf nicht in zu großem Rahmen ablösen, das Verlustverhalten muss in einem weiten Bereich von Zuströmwinkeln in engem Rahmen sein. Hierfür untersucht man Schaufelverbunde im *Off-Design*, also außerhalb der Auslegungsparameter. Vor allem der Zuströmwinkel, oder auch *incidence* (deutsch Inzidenz) genannt, spielt hier eine große Rolle. Man spricht bei Zuströmung im Auslegungsfall ($\beta_1 = 132^\circ$) von 0° Inzidenz ($i = 0^\circ$). Zur Untersuchung des Verhaltens des NACA Gitters gibt es zahlreiche Literaturstellen (bspw. von Watzlawick [98]), im Rahmen dieser Arbeit wurde die Inzidenzvariation auch durch eine numerische Vorstudie untersucht. Hierfür wurde der Zuströmwinkel von 128° bis 144° variiert, was einer Variation der Inzidenz von $i = -4^\circ$ bis $i = +12^\circ$ entspricht. Mises tastet sich dabei von der Mitte an beide Seiten des Arbeitsbereiches heran. Solange die Lösung konvergiert, wird der Bereich der Rechnungen vergrößert. Da Mises aufgrund seines Codes keine abgelösten Strömungen berechnen kann, wird der Arbeitsbereich bereits durch das Ende der konvergenten Lösungen der Rechnung eingegrenzt.

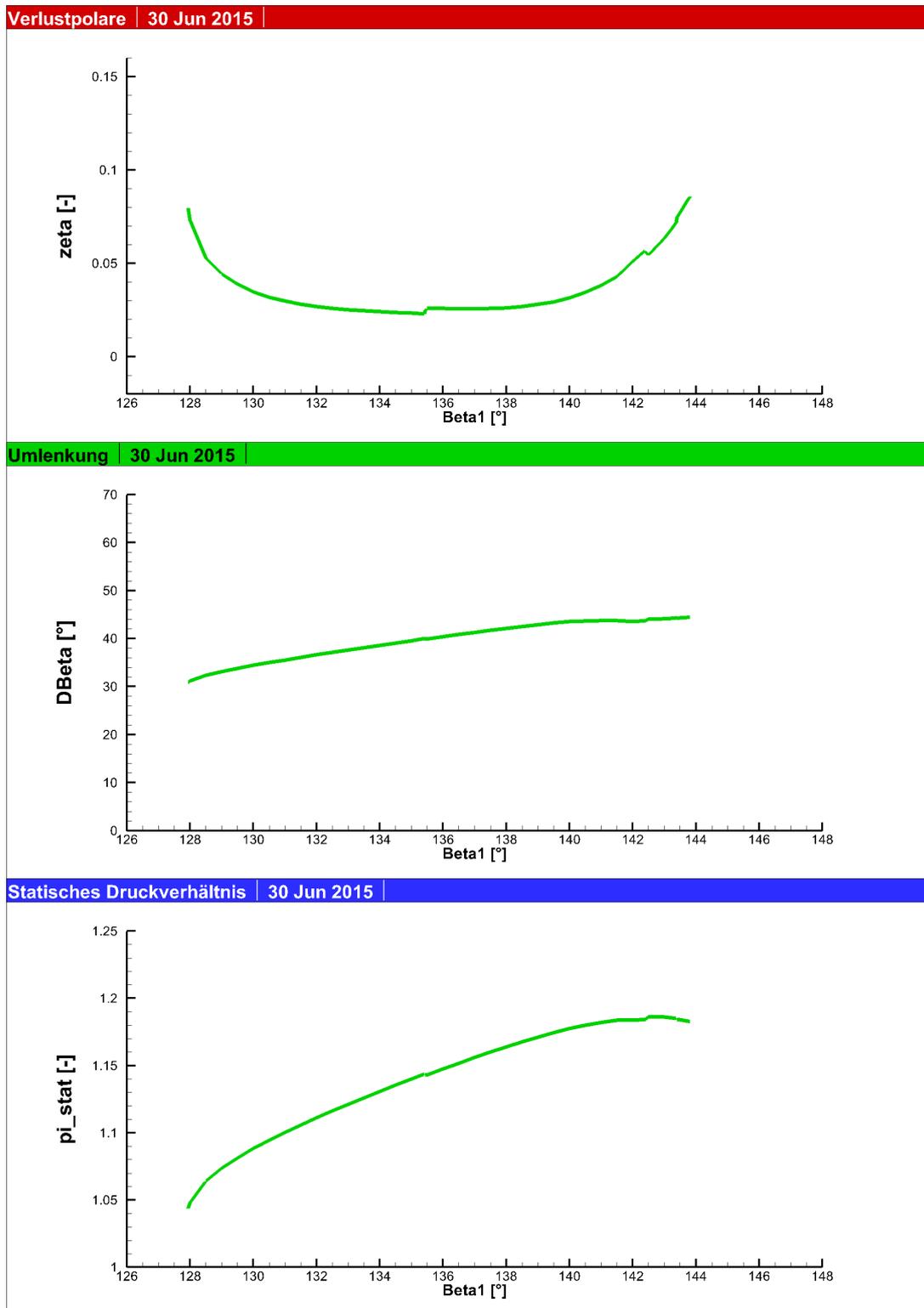


Abbildung 3.16: Parameterstudie: β_1 -Variation in Mises [21]. Oben: Verlust ζ ; mitte: Umlenkung $\Delta\beta$; unten: statisches Druckverhältnis $\Pi = \frac{p_2}{p_1}$

Abb. 3.16 zeigt die Ergebnisse der Inzidenz Variation für Verluste, Umlenkung und Druckumsetzung des NACA65 Profils bei konstanten Randbedingungen ($AVDR = 1.15$). Auslegungspunkt des Profils ist wie oben erwähnt $\beta_1 = 132^\circ$. Im oberen Teil der Abbildung ist zu sehen, dass das Minimum der Verluste nicht wie zu erwarten gewesen wäre bei 0° Inzidenz liegt, sondern ca. $2 - 3^\circ$ darüber. Das ist generell ungewöhnlich, beim NACA Profil jedoch bekannt [34]. Man erkennt bei $i = -4^\circ$ ein steiles Ansteigen der Verlustkurve, was zu einem baldigen Abbruch der Konvergenz der Rechnungen knapp unterhalb von $\beta_1 = 128^\circ$ führte. Bei negativer Inzidenz tendiert die Druckseite des Profils zu einer Ablösung nahe der Vorderkante. Dies stellt für Mises ein nicht lösbares Problem dar, da die Berechnung abgelöster Strömung nicht möglich ist. Auf der gegenüberliegenden Seite der Kurve endet der Bereich konvergierender Lösungen in Mises bei $\beta_1 = 144^\circ$. An dieser Stelle wird auf dem Profil saugseitig mit einer Ablösung zu rechnen sein, was auch die Auswertung der Rechnungen zeigt. Die Kurve der Umlenkung $\Delta\beta$ zeigt einen sehr linearen, stetig ansteigenden Verlauf. Bei hohen Anstellwinkeln nahe der Bereichsgrenze flacht der Verlauf ab, sodass die Umlenkung nicht weiter wächst. Der Abströmwinkel β_2 liegt in einem Intervall von $\pm 3^\circ$ um 97° herum. Der untere Teil der Abbildung zeigt den Verlauf des Druckanstiegs über dem Gitter. Während bei kleiner negativer Inzidenz das Druckverhältnis aufgrund der geringen Umlenkung und der ungünstigen Form des Strömungskanals nur knapp größer als eins ist, wird bei hoher Inzidenz im Bereich geringer Ablösungen ($\beta_1 \leq 142^\circ$) ein Druckverhältnis von $\Pi = 1,2$ erreicht. Dies begünstigt wiederum den Druckgradienten, der die Strömung zum Ablösen zwingt. Hierdurch wird der Gegendruck des Gitters wieder gesenkt und damit auch das Druckverhältnis.

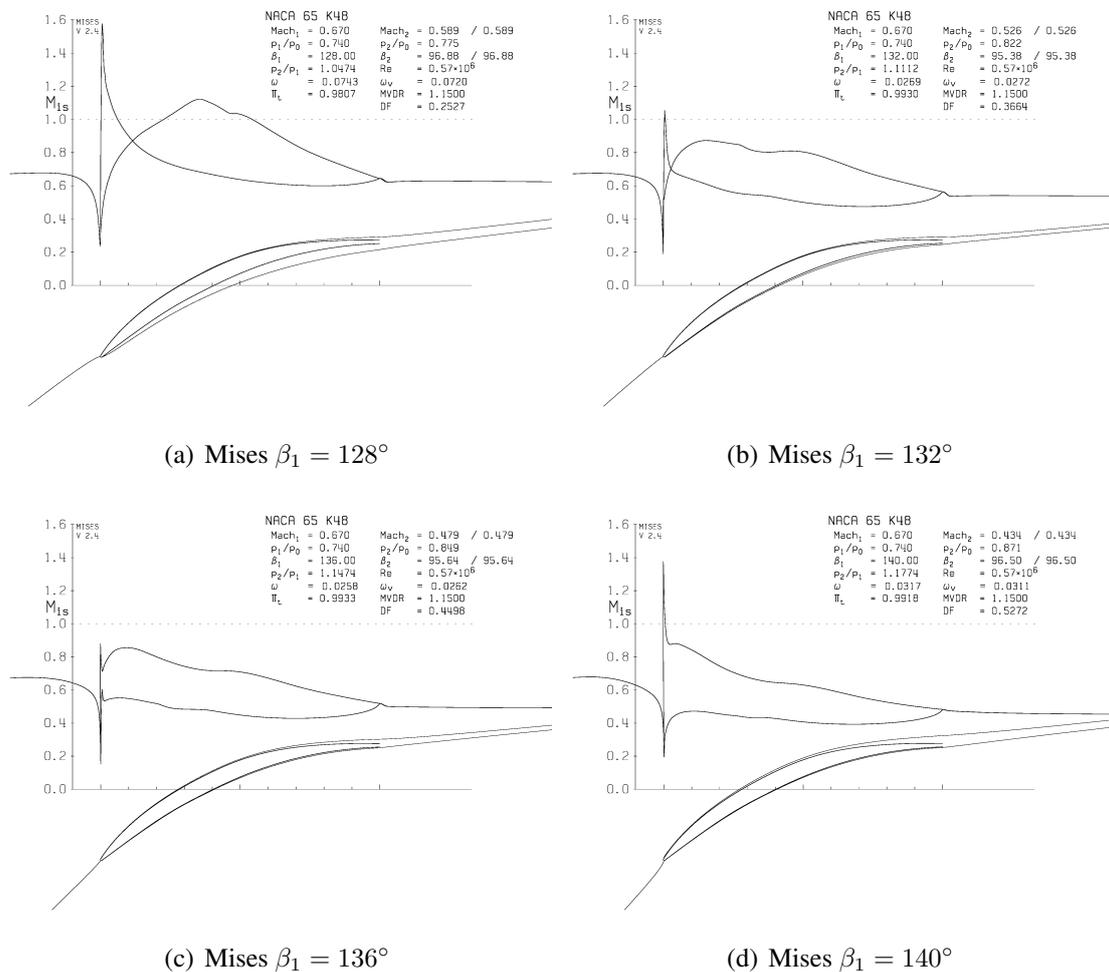


Abbildung 3.17: Mises-Berechnungen der isentropen Machzahl am Profil sowie wandnahe Stromlinie an der Verdichterschaufel vom Typ NACA65 K48

Die Abbildungen in Grafik 3.17 zeigen die Umströmung des Profils für ausgewählte Zuströmwinkel von $\beta_1 = 128^\circ, 132^\circ, 136^\circ$ und 140° . Bei $\beta_1 = 128^\circ$ (Abb. 3.17(a)) sieht man auf der Profildruckseite die vermutete Ablösung, die physikalisch für den Anstieg der Verluste in dem Bereich der Rechnungen verantwortlich ist. Ebenso ist diese Ablösung Auslöser für den Abbruch der Rechnungen für weitere Winkel, da Mises aufgrund seiner Beschaffenheit nicht in der Lage ist, sinnvolle Ergebnisse zu liefern. Mises berechnet hier an der Vorderkante Strömungsmachzahlen von $M \approx 1.6$, was nicht zwangsläufig korrekt sein muss, aber Anhaltspunkte für druckseiteige vollständige Ablösung liefert. Bei $\beta_1 = 132^\circ$ ist auf der Profildruckseite noch immer eine Saugspitze zu erkennen, die sich unmittelbar an der Vorderkante befindet. Hier finden sich lokale Machzahlen von $M > 1$,

was bei der späteren Diffusion zu Verlusten in der Strömung führt. Bei $\beta_1 = 136^\circ$ ist diese Saugspitze nicht mehr vorhanden, die Strömung scheint genau in der Flucht auf die Schaufelvorderkante zu treffen. Bei $\beta_1 = 140^\circ$ entsteht die Saugspitze auf der Saugseite des Profils, es entstehen lokale Machzahlen von $Ma > 1$. Dies erklärt den Anstieg der Verluste in dem Bereich, führt jedoch im Mittelschnitt noch nicht zur Ablösung auf der Saugseite.

3.7.2 AVDR Variation

Ein weiterer wichtiger Einflussfaktor, der für die Untersuchungen am Verdichtergitter eine enorme Bedeutung besitzt, ist das AVDR. Es beeinflusst wesentlich den Druckanstieg und damit den Druckgradienten und die Neigung zur Ablösung der Strömung auf der hoch belasteten Saugseite. Mises bietet bei seinen Rechnungen die Möglichkeit, das AVDR gezielt einzustellen. Das bringt vor allem die Möglichkeit mit sich, den Gegendruck p_2 zu beeinflussen. In einer weiteren Vorstudie wurde deshalb das AVDR gezielt um den bekannten Referenzwert von $AVDR : \Omega = 1.15$ aus den Messungen am Gitterkanal herum variiert, um den Einfluss zu klären. Es wird erwartet, dass eine Absaugung von Grenzschichtmaterial einen Effekt auf das AVDR der dreidimensionalen Strömung hat. Vor allem bei der Verhinderung von Eckenablösungen wird der Effekt groß sein. Was das mit der Strömung im Zentrum der Passage macht, sollen die folgenden Resultate der Vorstudie klarer zeigen.

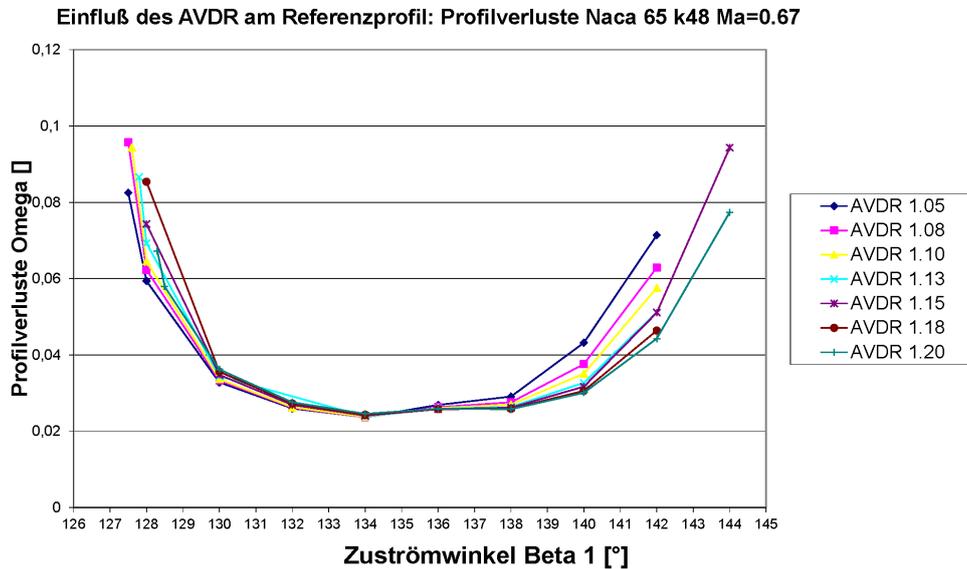


Abbildung 3.18: Verluste ω bei Variation des AVDR in Mises [21].

Abb. 3.18 zeigt den Einfluss des AVDR auf die Verluste des Gitters im Mittelschnitt, ohne dabei den Entstehungsmechanismus der Erhöhung des AVDR zu berücksichtigen. Dabei zeigt sich, dass in der Nähe des Auslegungspunktes beinahe keine Abhängigkeit der Verluste zu erkennen ist. Das liegt an der vollständig anliegenden Strömung bei $132^\circ < \beta_1 < 136^\circ$. Hier spielt der Gegendruck des Gitters keine große Rolle, die anliegende Strömung ist in der Lage, den Druckgradienten zu überwinden ohne dabei abzulösen. Am linken Rand mit $\beta_1 < 132^\circ$ ist zu erkennen, dass mit kleiner werdendem AVDR die Verluste reduziert werden können. Dies erklärt sich aus der Ablösung der Strömung auf der Druckseite und der Einschnürung des Kanals. Bei kleinem AVDR wird die Strömung in der Passage durch den auftretenden positiven Druckgradienten verzögert und tendiert zur starken Diffusion und damit zum weiteren Ausfüllen des Strömungskanals. Die Ablösung auf der Druckseite wird verringert und der Druckrückgewinn erhöht. Der umgekehrte Effekt entsteht am anderen Ende des Arbeitsbereiches. Bei geringem AVDR und damit hoher Diffusion und hoher Verzögerung der Strömung tritt ein höherer Gegendruck auf, der die ablösegefährdete Strömung der Saugseite zur vorzeitigen Ablösung von der Oberfläche treibt. Damit wird das Verlustniveau deutlich angehoben. Auch der Arbeits-

bereich wird verringert. Wird jedoch durch ein hohes AVDR der Kanal eingeschnürt, was einer Art Düsenwirkung entspricht, wird die Strömung im Mittelschnitt beschleunigt und der Gegendruck und damit auch der Druckgradient angesenkt. Dieser Effekt bringt die Strömung auf der Saugseite des Profils dazu, länger anzuliegen und den Arbeitsbereich zu erweitern.

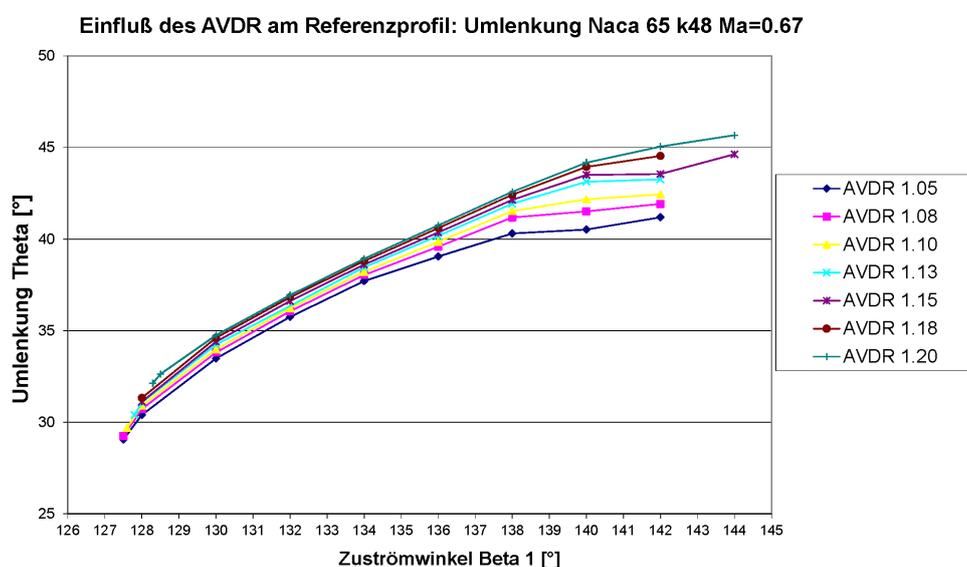


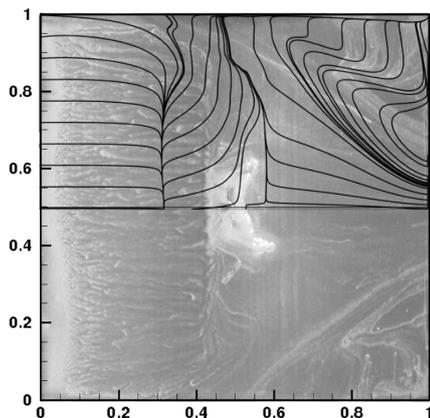
Abbildung 3.19: Parameterstudie: Umlenkung $\Delta\beta$ bei Variation des AVDR in Mises [21]

Bei der Umlenkung des Profils in Abhängigkeit vom AVDR (Abb. 3.19) zeigt sich der Einfluss des AVDR als konstant über den gesamten Arbeitsbereich. Bei geringer Einschnürung der Strömung bei AVDR nahe eins wird durch die starke Verzögerung ein Folgen der Profilkontur durch die Strömung verhindert. Die Umlenkung wird verringert, jedoch bei gesteigertem Druckumsatz. Bei hohem AVDR wird die Strömung durch die Einschnürung stark beschleunigt, dadurch folgt sie dem Profil länger und wird stärker umgelenkt. Dies geht aufgrund der Düsenwirkung jedoch auf Kosten des Druckverhältnisses, wie in Abb. 2.7 ersichtlich. Diese Resultate helfen bei der Bewertung der späteren Ergebnisse der Gitterkanaluntersuchungen. Sie liefern ein Verständnis für den Einfluss des AVDR sowie der Zuströmung, der nicht aus der Beeinflussung resultiert. Beeinflusst

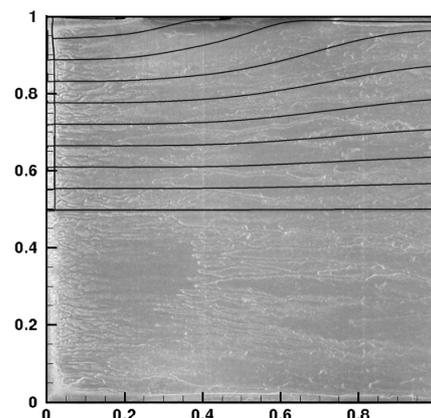
die Absaugung das AVDR, so kann nun interpretiert werden, auf welche Weise sich der Effekt in den Ergebnissen bemerkbar macht.

3.8 Numerische Partneruntersuchungen

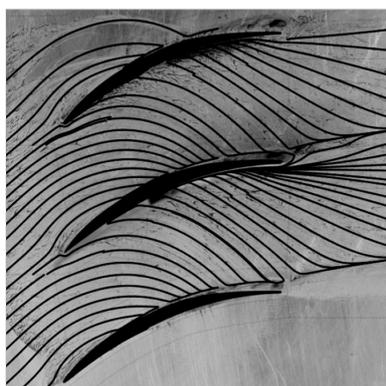
Zum weiteren Verständnis der Strömung der Referenzkaskade wurden im dieser Arbeit zugrunde liegenden Projekt CFD Simulationen an der TU Berlin durchgeführt. Hierfür wurde die Simulation an die Messergebnisse der Referenzkaskade angepasst, um möglichst gute Übereinstimmung zwischen CFD und Experiment zu ermöglichen. In der ersten Phase wurden daher Simulationen mit dem TU-eigenen Strömungslöser (*solver*) ELAN3D durchgeführt [101]. Dieser wurde mit Menter-SST Turbulenzmodell [67] und fixierter Transition benutzt, die an die entsprechende Stelle des Experimentes am Ende der laminaren Ablöseblase gelegt wurde. Die gute Übereinstimmung von Experiment und Simulationen lässt sich anhand der Abbildung 3.20 deutlich zeigen. Hier wurden Stromlinien der numerischen Berechnungen mit experimentellen Anstrichbildern überlagert, so dass sich Strukturen und Feinheiten in beiden Verfahren vergleichen lassen. Die Übereinstimmung ist hoch, die Lage der Ablösungen sowie Sekundärströmungen wird sehr exakt erfasst. Im Ergebnisteil werden teilweise numerische Simulationen dieser Kooperation benutzt, um die Strömung an schwer zugänglichen Stellen zu beschreiben.



(a) Saugseite, Strömung von links nach rechts



(b) Druckseite, Strömung von links nach rechts



(c) Seitenwand, Strömung von unten links nach rechts

Abbildung 3.20: Überlagerung von experimentellen Anstrichbildern und numerischen Wandstromlinien für die Referenzkaskade. (C. Gmelin [26])

Auch quantitativ liegen die Verfahren mit den Ergebnissen sehr nah beieinander. Letzteres liegt vor allem daran, dass die Randbedingungen im numerischen Verfahren an die des Experimentes angepasst wurden. Beispielsweise wurde die Einlassgrenzschicht eigens für die Kaskade entwickelt, so dass größtmögliche Übereinstimmung mit den experimentell gemessenen Grenzschichten bestand. Hierdurch ergibt sich eine gute Vergleichbarkeit von Experiment und Numerik. Das zeigen auch die Vergleiche von Totaldruckverlustverteilung und Umlenkung der Kaskade (s. Abb. 3.21).

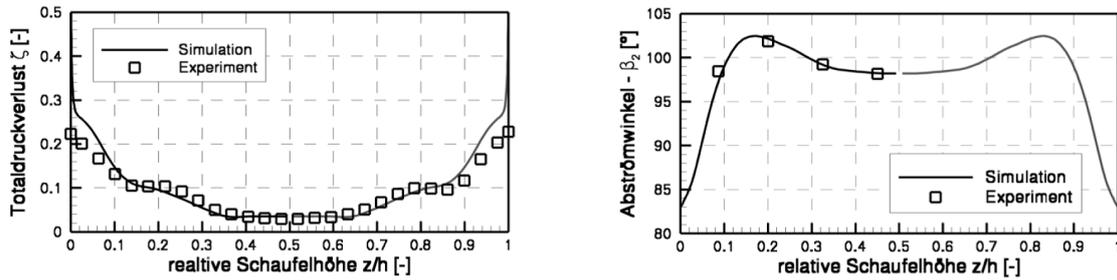
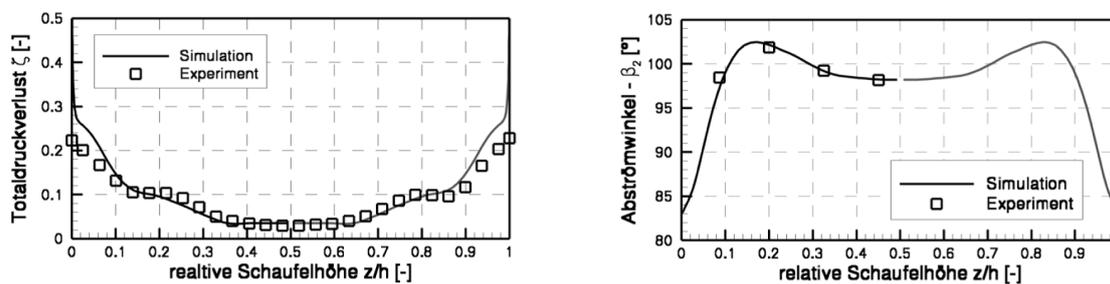


Abbildung 3.21: Vergleich von experimentellen und numerischen Ergebnissen an der Referenzkaskade

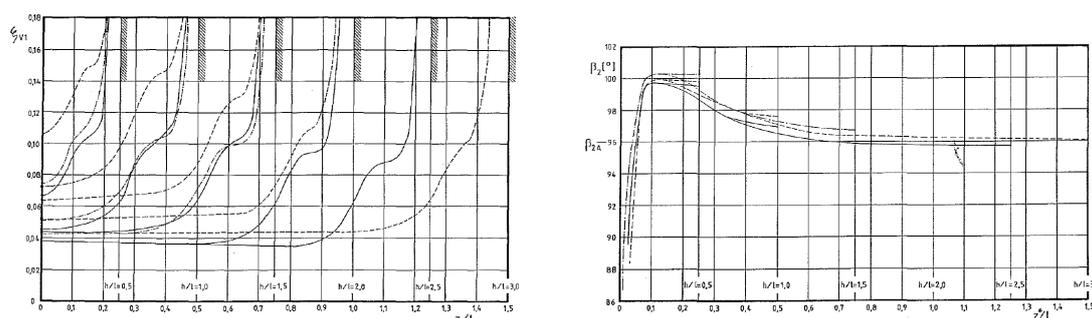
Hier wird der Vergleich von Experiment und Simulation bezüglich Totaldruckverlust ζ und Umlenkung $\Delta\beta$ für die Referenzkaskade aufgetragen. Man erkennt im Totaldruckverlust einige kleinere Abweichungen nahe der Seitenwände, im übrigen Bereich jedoch liegen die Werte übereinander. Noch besser zeigt sich die Übereinstimmung bei den Messungen und Simulationen der Umlenkung. Hier wird die Umlenkung der Kaskade passgenau simuliert. Die Ergebnisse der Rechnungen mit und ohne Absaugung sind im Ergebnisteil der Arbeit jeweils als fremde Beiträge gekennzeichnet. Sämtliche Rechnungen beruhen auf den am hier beschriebenen Experiment validierten Einstellungen und Modellen.

3.9 Vergleich mit der Literatur

Um die Vergleichbarkeit der Ergebnisse mit der historischen Literatur zum NACA65 Gitter aufrecht zu erhalten, werden die Ergebnisse der aktuellen Referenzkonfiguration den Werten aus der ausführlichen Messreihe am NACA65 Verdichtergitter von Watzlawick [98] gegenübergestellt.



(a) Referenz, aktuelle Messung und Simulation



(b) Verluste nach Watzlawick

(c) Abströmwinkel nach Watzlawick

Abbildung 3.22: Vergleich der aktuellen Messdaten mit der Simulation und Ergebnissen aus der früheren Veröffentlichung von Watzlawick an der UniBW München [98]

Zunächst ist zu klären, dass Watzlawick in seiner Untersuchung den Einfluss der Schau-
felstreckung untersucht hat, es ist zum Vergleich der Konfigurationen die Kurve mit $h/l =$
1,0 heranzuziehen. Watzlawick untersuchte verschiedene Schau-
felsehnenlängen, die klein-
ste bei 60mm. Die Reynoldszahl, die dem Messaufbau in dieser Arbeit ($Re = 560.000$)
am nächsten kommt, ist die durchgezogene Linie ($Re = 700.000$). Auf der jeweils linken
Seite des Bildes ist die Verlustmessung gezeigt. Es ist sehr schön zu erkennen, dass die
Werte sowohl quantitativ als auch qualitativ sehr gut übereinstimmen und die Lage sowie
auch die Ausprägung der wichtigsten Elemente deckungsgleich ist. Das Niveau der Profil-
verluste beträgt in beiden Messungen ca. $\zeta_P = 0,04$. Die Lage des äußeren Wendepunkts
der Kurve liegt bei ca. $z/h = 0,4$ und $\zeta = 0,10$. Bei den Daten der Abströmwinkel auf
der rechten Seite ist ebenfalls die gute qualitative Übereinstimmung ersichtlich, wobei die
quantitativen Werte um knapp 2° voneinander abweichen.

Kapitel 4

Grenzschichtabsaugung Kaskade

Ziel dieser Arbeit ist die Verbesserung der Strömung und vor allem der Effizienz von Verdichtergittern durch Absaugung von Grenzschichtströmung. Dies erscheint sinnvoll, da in jeder Gasturbine, fliegend oder stationär, Fluid aus den Stufen des Verdichters abgezweigt wird. Es wird dem Kernstrom im Verdichter später als Kühlluft wieder zur Verfügung gestellt oder im Flugzeug für die druckbeaufschlagte Frischluftversorgung der Kabine genutzt. Es geht hier nicht um eine völlige Neuerung, der Ansatz sieht viel mehr vor, die verdichtete Luft nicht zwischen, sondern effizienzsteigernd *in* den Stufen zu entnehmen.

4.1 Absaugung am Windkanal

Im Windkanal wird bei offener Messstrecke die Verdichterluft mit Überdruck aus dem Gebläse durch Beruhigungskammer, Düse und Messstrecke gedrückt (vgl. Abb. 3.1). Hierbei expandiert die entweichende Luft am Ende bei hoher Geschwindigkeit ($Ma_2 \approx 0,5$ im ADP) auf Umgebungsdruck. Dem entsprechend ist der statische Druck in der Zuströmung vor dem Verdichtergitter und in der Passage (da schneller als Abströmung) niedriger als der Umgebungsdruck. Im realen Triebwerk mit Druckanstieg ist der Fall anders herum. Während im realen Verdichter die Sekundärluft einfach abgeblasen werden kann, also freiwillig ausströmt, muss im Gitterkanal eine Absaugung realisiert werden. Bei Strömungsgeschwindigkeiten im Gitter von knapp unter Mach eins ist die Differenz aus statischem Druck der Strömung und Umgebungsdruck einige kPa groß. Dies hat zur Folge, dass leistungsstarke Gebläse für die Absaugung der Strömung in die Versuchseinrichtung integriert werden mussten.

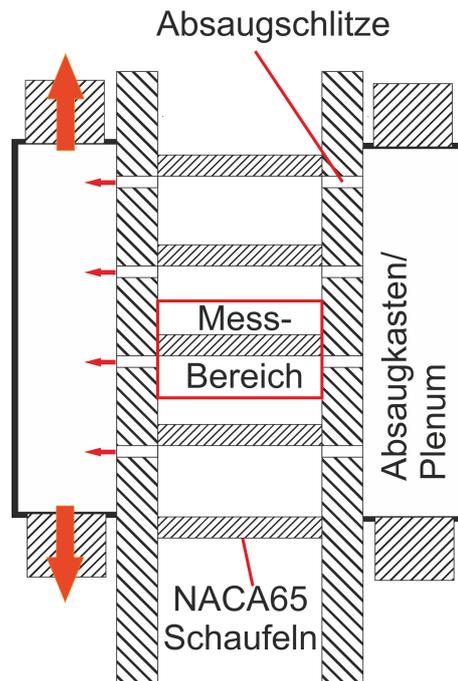


Abbildung 4.1: Schematische Darstellung der Absaugvorrichtung an der Kaskade

Über Seitenkanalverdichter und Druckschläuche wurde die Absaugung umgesetzt. An die Saugseite des Gebläses wird die Absaugung angeschlossen, während die abgesaugte Luft mit der Kanalabluft abgeführt wird. Am Verdichtergitter ist die Absaugung über Schlitze in der Seitenwand eingebracht worden. Schematisch dargestellt ist dies in Abb. 4.1. An die Absaugschlitze, pro Passage und Seitenwand einer, wird außen hinter der 10mm starken Seitenwand ein Plenum angebracht. An diesem sind die Schläuche des Seitenkanalgebläses angebracht, über welche die Absaugung vollzogen wird. Innerhalb des Plenums wird aufgrund der Annahme $\frac{A_{out}}{A_{in}} \gg 1$ konstanter Druck p_{suc} angenommen. Dieser wird gemessen und gilt als wichtiger Parameter bei der Auswertung der Ergebnisse. Bild 4.2 zeigt die Absaugung bei eingebautem Gitter mit angeschlossenen Schläuchen zum Absauggebläse.



Abbildung 4.2: NACA65 Kaskade mit eingebauter Absaugvorrichtung

4.2 Absauggeometrien

In der initialen Phase dieser Arbeit wurden verschiedene, aus der Literatur stammende und nach strömungsmechanischen Gesichtspunkten selbst erdachte Geometrien zur Absaugung von Fluid aus der Passage einer Verdichter­kaskade entwickelt und getestet. Diese Geometrien beschreiben zweidimensionale Schlitz­e, die in unterschiedlichen Formen sowie Breiten und Querschnitten in die Seitenwände der Kaskade eingebracht werden. Die Anzahl der untersuchten Konfigurationen ist zu hoch, um hier alle vorzustellen. Es wird daher auf zwei sehr gut funktionierende Schlitz­e konzentriert, die in den Ergebnissen am besten abschneiden. Es handelt sich zum Einen um den Querschlitz (Abb. 4.3(a)), der eine Eigenentwicklung ist. Er befindet sich in der Passage und folgt der Ablöselinie der Strömung von Druck- zu Saugseite. Es soll verhindert werden, dass die Strömung zur Ablösung kommt und damit die Abströmung hinter der Passage verbessert werden. Der Schlitz in der Wand besitzt eine Breite von 2mm, damit 5% der Sehnenlänge. Es ergibt sich eine große Öffnung mit ca. 50mm^2 Fläche. Der zweite Schlitz, der in den Haupt­ergebnissen zum Einsatz kommt, ist der Peacockschlitz 4.3(b), der nach den Maßgaben von Peacock [74] an das Gitter angepasst wurde. Dabei ergibt sich eine Länge von 20mm und eine Höhe von 0,6mm, was 1,5 % der Teilung entspricht. Es ergibt sich eine Öffnung mit einer Fläche von 12mm^2 . Verschiedene Variationen des Schlitzes wurden in den Untersuchungen getestet, jedoch ergaben sich die besten Ergebnisse mit den originalen Abmaßen. Die Arbeiten von Peacock wurden seinerzeit unter “Low Speed” Bedingungen durchgeführt, mit Machzahlen unter $Ma = 0,1$, so dass die Ergebnisse für die Auslegung

moderner Verdichter auf hohe Machzahlen erweitert werden sollen.

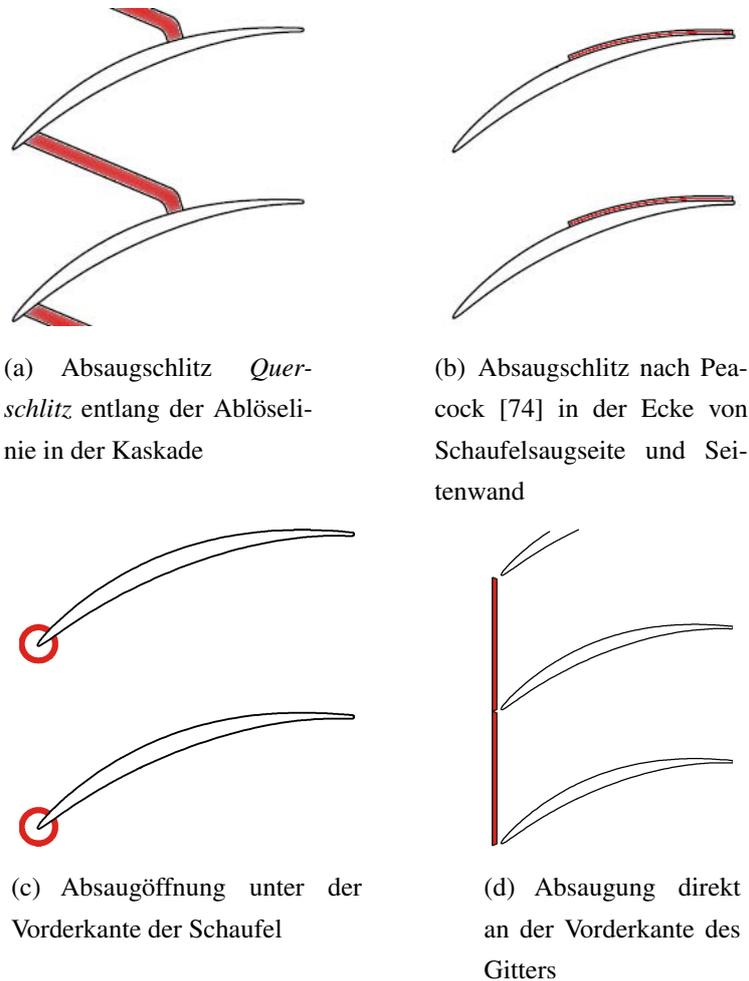


Abbildung 4.3: Verschiedene Absauggeometrien, die in die Seitenwände der Kaskade eingebracht werden. Verdichterschaufeln vom Typ NACA65 K48

Neben den unter strömungsmechanischen Gesichtspunkten ausgewählten Schlitzgeometrien wurden weitere Konfigurationen vermessen, um einerseits generelle Aussagen über Absaugung treffen zu können, jedoch auch um die entwickelten Geometrien mit aktuellen Verdichtern vergleichen zu können. So wurde die kreisförmige Öffnung unterhalb der Vorderkante 4.3(c) eingesetzt um gezielt den Hufeisenwirbel zu eliminieren. Dessen Einfluss auf die Topologie der Strömung ist nicht eindeutig geklärt. Der Schlitz entlang der Vorderkanten des Gitters 4.3(d) entspricht der Position der Entnahme von *Bleed Air* zwischen zwei Stufen innerhalb eines Verdichters, wenn diese auch im Regelfall vor dem Rotor und nicht dem Stator erfolgt. Auch diese Entnahme im Verdichter hat aufgrund der

Entnahme von Grenzschichtmaterial einen Einfluss auf die Strömung der nachfolgenden Schaufelreihen. Wie dieser im Vergleich zur strömungsmechanischen Absaugung ausfällt, ist Gegenstand dieser Untersuchungen. Auch hier wurden verschiedene Breiten desselben Schlitzes untersucht, um ein breites Spektrum an verfügbaren Massenströmen zu erzielen.

4.2.1 Der Peacockschlitz

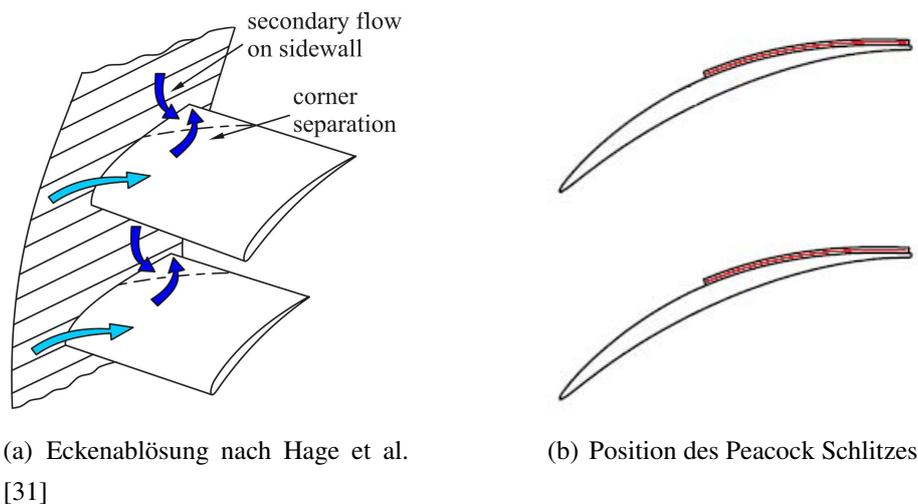


Abbildung 4.4: Der Peacock Schlitz: Wirkprinzip und Position

Ursprünglich von R.E. Peacock 1965 entworfen, ist der Peacock Schlitz das Beispiel schlechthin für Untersuchungen mit Absaugung in Verdichtern (vgl. [91, 11, 25, 30]). Das Design zielt darauf ab, die Eckenablösung, die sich durch die Sekundärströmung an der Seitenwand (vgl. Abb. 4.4(a)) ausbildet, effektiv zu unterdrücken. Hierbei wird die Strömung entlang dem Druckgradienten in Richtung Saugseite vor dem Auftreffen auf die Schaufel durch die Seitenwand abgesaugt. Das geht vor allem bei niedrigen Machzahlen gut, Peacock erreichte eine vollständige Unterdrückung der Eckenablösung bereits bei sehr kleinen Absaugraten. Die Schwierigkeit liegt in der Anwendung auf hohe Machzahlen und Gitter hoher Belastung.

4.2.2 Der Querschlitz

Im Gegensatz zum Peacock Schlitz ist der Querschlitz völlig neu und verfolgt einen grundlegend anderen Ansatz. Nimmt man Abbildung 4.5(a) zur Hand, in der Strom- und

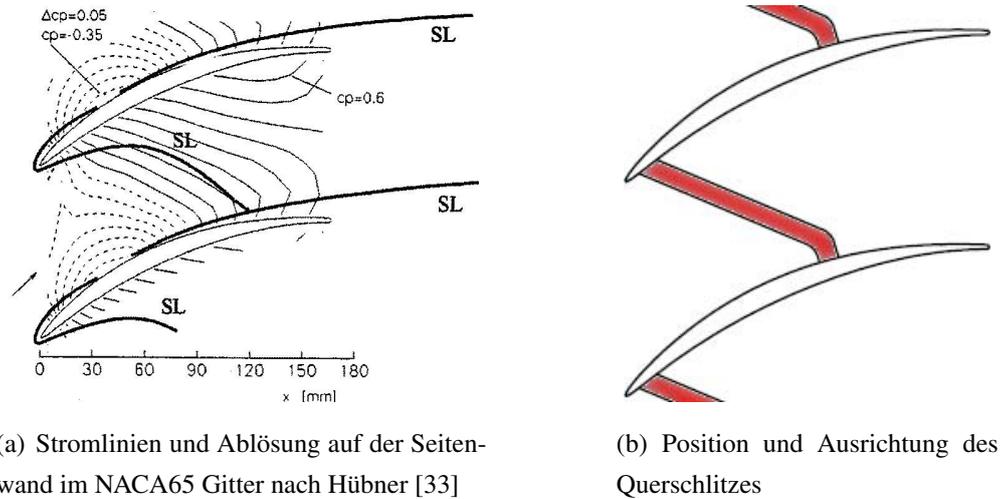
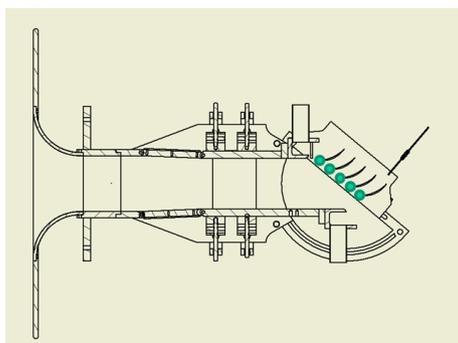


Abbildung 4.5: Der Querschlitz und seine Lage an der Seitenwand

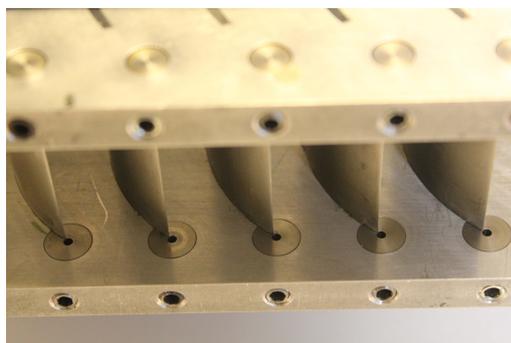
Ablöselinien der Strömung im NACA Gitter gezeigt sind, wird schnell klar, dass die Strömung auf der Seitenwand der Kaskade zwischen Saug- und Druckseite vollständig ablöst. Hinter der Ablösung geht die neu formierte Grenzschicht stark in die Sekundärströmung über. Aufgrund des fehlenden Kontaktes zur Hauptströmung, die hier von der Wand abgelöst ist, folgt die Grenzschicht im Ganzen dem Druckgradienten und füttert Eckenablösung und Passagenwirbel. Zur Vermeidung dieses Effektes wurde der Querschlitz entwickelt. Er liegt, wie Abb. 4.5(b) zeigt, an ebendieser Stelle auf der Seitenwand, an der die Strömung die Oberfläche verlässt. Der Schlitz folgt der Kontur der Linien gleichen C_p -Verlaufes, um unnötige Druckschwankungen innerhalb des Schlitzes selbst zu vermeiden. Er soll die Ablösung der wandnahen Schicht wegen des starken Druckgradienten zumindest auf der Seitenwand verhindern und die neu entwickelnde Grenzschicht mit der Energie der Hauptströmung gegen das Ablösen schützen. Hierdurch wird die Sekundärströmung eingedämmt und die Eckenablösung verhindert.

4.2.3 Absaugung an der Vorderkante

Die Implementierung der Absaugung an der Vorderkante wurde durch ein Leitungssystem innerhalb der Seitenwand realisiert, da durch die Wand im Gitter kein direkter Zugang möglich war. Hier wurden zwei verschiedene Kaskaden gebaut. Die erste zur punktförmigen Absaugung unter der Vorderkante des Gitters ist in Abbildung 4.6 dargestellt. Es wird gezielt der Hufeisenwirbel, der sich beim Auftreffen der Einlaufgrenzschicht auf die



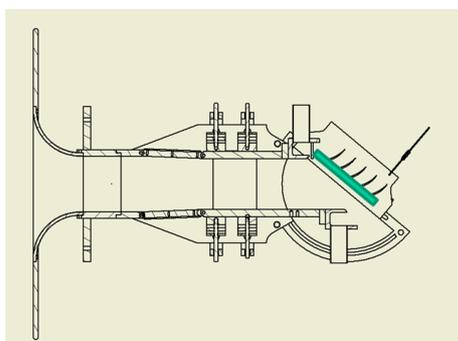
(a) Schematische Darstellung der Position der Absaugung (grün) in der Messstrecke



(b) Foto der tatsächlichen Ausführung mit runder Absaugöffnung unter der Vorderkante und wechselbarem Einsatz für verschiedene Durchmesser

Abbildung 4.6: Punktförmige Absaugung an der Vorderkante des Gitters

Vorderkante der Profile ausbildet (vgl. [45]), eliminiert, um zu sehen welchen Einfluss das Fehlen des Hufeisenwirbels auf die Abströmung und die Sekundärströmung besitzt.



(a) Position linearen Absaugung an der Schaufelvorderkante im Kanal



(b) CAD Zeichnung mit durchsichtiger Abdeckung der Seitenwand

Abbildung 4.7: Lineare Absaugung vor der Vorderkante des Gitters

Der zweite Teil der Absaugung an der Vorderkante besteht aus einer linearen Absauglippe unmittelbar vor dem Gittereintritt. Dies soll den aktuellen Zustand von Verdichtern darstellen, bei dem die Zapfluft zwischen den Stufen realisiert wird. Da die Abstände der einzelnen Schaufelreihen oft nur wenige Millimeter betragen, kommt diese Geometrie dem status quo zum Vergleich am Gitterkanal wohl am nächsten. Im späteren Kapitel 7 wird diese Geometrie benutzt, um den Vergleich von Absaugung zwischen den Stufen

mit Absaugung innerhalb der Passage zu ziehen.

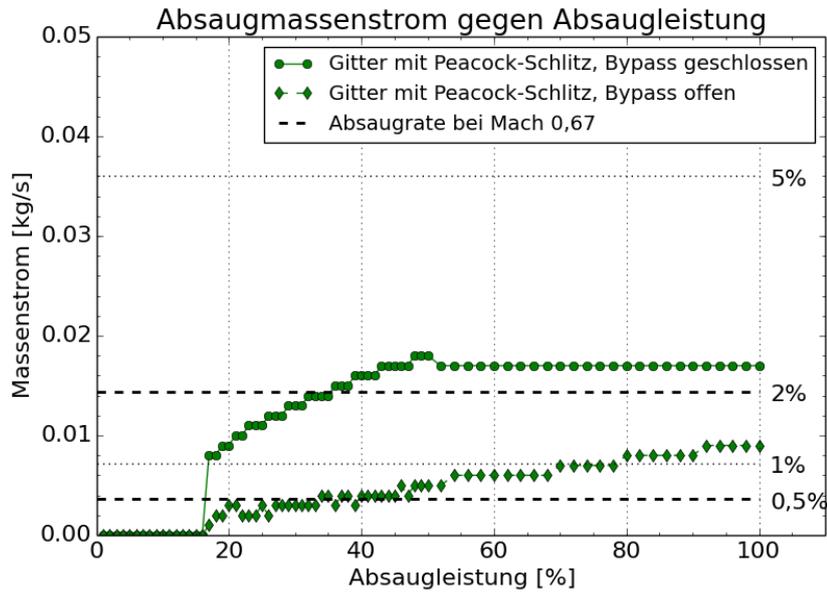
4.3 Maximale Absaugraten

Der für die Absaugung benutzte Seitenkanalverdichter besitzt eine minimale Drehzahl, ab der er betrieben werden kann. Aufgrund der Leistung der Absaugung und der Diversität der untersuchten Konfigurationen wurde im Leitungssystem ein Bypass eingefügt, der es erlaubt, einen Teil der abgesaugten Luft nicht aus dem Gitter, sondern aus der Umgebungsluft direkt zu saugen. Dies ermöglicht sehr geringe Differenzdrücke an der Absaugung, die für sehr niedrige Massenströme benutzt werden. Die Messung des Massenstroms der Absaugung erfolgt durch Venturirohre, die eine feine Auflösung der Messung erlauben. Zur Klärung der Frage, welche Absaugmassenströme die einzelnen Absauggeometrien leisten können, wurde jede Konfiguration zuerst mit offenem und geschlossenem Bypass vermessen, um den möglichen Bereich der Absaugung für jedes Gitter einzeln zu bestimmen. Dies berücksichtigt noch keine Strömung in der Passage, demnach noch keine Druckdifferenzen. Die Ergebnisse der Voruntersuchungen zeigt anschaulich Grafik 4.8. Hiernach gibt es für beide Gitter einen möglichen Bereich für abgesaugten Massenstrom.

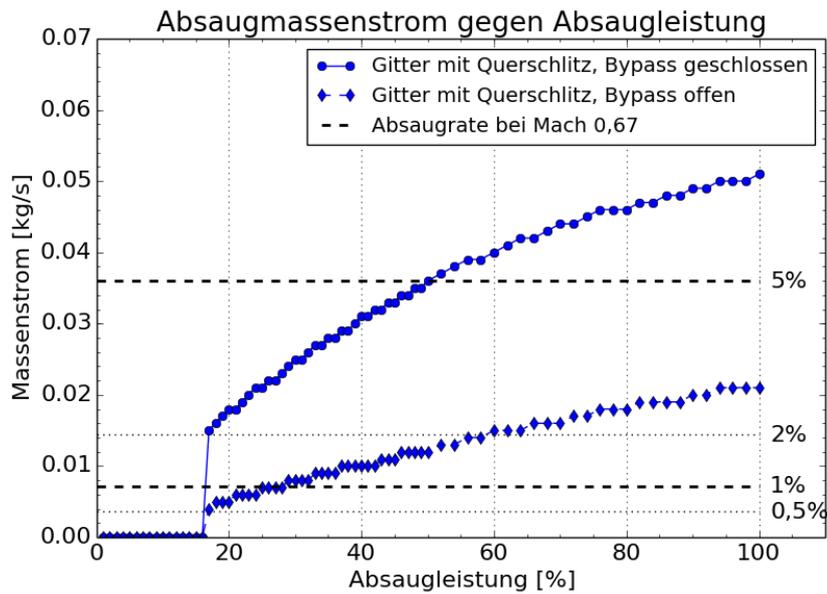
Das Gitter mit Querschlitzz besitzt einen kleinsten Absaugmassenstrom von ca. 0,004 kg/s. Der maximal abgesaugte Massenstrom beträgt ca 0,05 kg/s. Der Bereich dazwischen ist durch Einstellung von Drehzahl und Bypass Ventil regelbar. Bei dem schmalen Peacock-Schlitz ist der regelbare Bereich zwischen 0,002 kg/s und 0,02 kg/s. Berechnet man den Massenstrom im Gitter bei verschiedenen Machzahlen von $Ma = 0,3$ bis $Ma = 0,67$ (ADP), so ergeben sich die in Tabelle 4.1 angegebenen Werte für 0,5% bis 5%, in Grafik 4.8 dargestellt durch die schwarzen Linien.

Tabelle 4.1: Absaugmassenströme in [$\frac{kg}{s}$] für verschiedene Machzahlen

$Ma_1 =$	0,67	0,5	0,3
0,5%	0,0036	0,0028	0,0017
1%	0,0072	0,0057	0,0034
2%	0,0144	0,0113	0,0068
5%	0,0360	0,0283	0,0170



(a) Absaugmassenstrom für Gitter Mit Peacock-Schlitz ohne Strömung



(b) Absaugmassenstrom für Gitter mit Querschlitze ohne Strömung

Abbildung 4.8: Minimale und maximale erreichbare Absaugmassenströme für verschiedene Gittertypen und Schlitzgrößen

Für Gitter mit kleinen Öffnungen ergeben sich daher (in Abhängigkeit von der Machzahl) andere erzielbare Absaugraten wie für Gitter mit großen Absaugöffnungen. Für den

Querschlitze (s. Abb. 4.8(b)) wird die Absaugrate in den folgenden Untersuchungen zwischen 1% und 5% variiert. Unter einem Prozent ist die Absaugung im Schlitz nicht ausreichend regelbar und über 5% wird der Absaugmassenstrom zu groß. Der Peacockschlitz wird wegen der Ergebnisse aus Abbildung 4.8(a) im Massenstromverhältnis zwischen 0,5% und 2% variiert. Allen weiteren Untersuchungen am Gitterkanal mit verschiedenen Geometrien zur Absaugung liegen dieselben Werte zugrunde.

Kapitel 5

Experimentelle Ergebnisse der NACA65 Referenz- Kaskade

In den folgenden Kapiteln werden die gemessenen Ergebnisse am Gitterwindkanal vorgestellt. Hierbei wird vornehmlich mit Ergebnissen, die mit dem NACA65 Verdichtergitter erhalten wurden, gearbeitet. Dieses Gitter war der Hauptbestandteil dieser Arbeit, da das Profil über sehr genau bekannte Eigenschaften verfügt und eine gute Ausgangsbasis für Sekundärströmungsuntersuchungen bildet. Als weiterer Schritt werden die erzielten Ergebnisse auf modernere Typen von Verdichterprofilen angewendet, um deren Übertragbarkeit zu überprüfen.

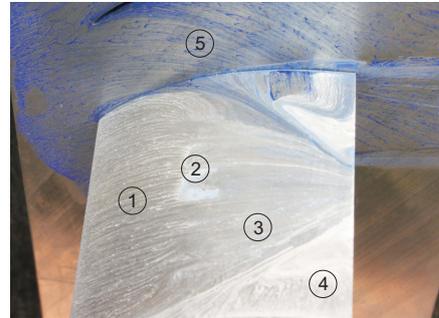
Die NACA65 Profilsérie wurde in der Vergangenheit viele Male an verschiedenen Forschungseinrichtungen in aller Welt vermessen. Hier wurde bereits auf die Arbeiten von Hübner [33] und Watzlawick [98] verwiesen. Im behandelten DFG Projekt wurde die Strömung im NACA Gitter nicht nur vermessen, sondern auf Seiten des numerischen Partnerprojektes auch detailliert simuliert (s. Kap. 3.8). An ausgewählten Stellen wird im Ergebnisteil auf numerische Simulationen zurückgegriffen, die an der TU Berlin im Fachbereich Numerische Strömungsmechanik durchgeführt wurden. Es wird jedoch im Einzelnen darauf hingewiesen.

Ausführlich wurde in dieser Arbeit das Referenzgitter im Auslegungszustand (ADP) untersucht. Dies bildet die Grundlage für alle Beeinflussungen. Ein Verständnis der Physik der Strömung durch die Referenzkaskade stellt die Voraussetzung für die Suche nach einer geeigneten Lösung des Problems der Beeinflussung dar. Zunächst soll anhand von Visualisierungen die Topologie der Strömung erläutert werden. Wie bereits im Kapitel “Versuchsaufbau” beschrieben, wird eine zweifarbige Anstrichtechnik verwendet 5.1(a),

um Strömung an der Wand von derjenigen auf der Schaufel zu unterscheiden.



(a) Zweifarbiger Anstrich zur Ölvisualisierung, vor Überströmen; blau: Seitenwand, weiß: Schaufel



(b) Ölstrichvisualisierung der Saugseite und der Seitenwand des NACA Profils bei $Ma = 0,67$

Abbildung 5.1: Ölstrichvisualisierung zur Bestimmung der Strömungstopologie. Zwei Farben geben Aufschluss über den genauen Verlauf der Strömung, Strömung von links nach rechts

Im rechten Teil der Abbildung 5.1(b) ist die Spur der Strömung mittels Ölstrichvisualisierung zu sehen. Durch die zweifarbige Methode ist eine Unterteilung in fünf verschiedene Bereiche möglich. Bereich ① bezeichnet die laminare Strömung auf der Saugseite des Profils. Die Strömung liegt hier an und zeigt die für laminare Strömungen typischen streifenförmigen Rückstände der Farbe. Das Gebiet endet mit Erreichen der laminaren Ablöseblase an Position ②. Die laminare Ablöseblase ist in der Visualisierung gut an den großen Rückständen von Farbe zu erkennen. Die Blase ist teilweise leicht durchbrochen. Dies hat die Ursache in einer nicht stationären Strömung über die Passage. Findet aufgrund von Farb- oder anderen Flecken auf der Saugseite ein kurzzeitiger turbulenter Umschlag statt, so entsteht ein Turbulenzkeil hinter dieser Störung (vgl. F.M. White [99]). Der Turbulenzkeil endet nicht in der Ablöseblase, sondern durchstößt sie und geht in die voll turbulente Strömung über. Die laminare Ablöseblase ist für die Überströmung des Profils ein charakterisierendes Merkmal, da sie darüber Auskunft gibt, wie viel Prozent der Saugseite des Profils von laminarer Strömung dominiert wird. Dieser Anteil ist mit entscheidend für die Verluste des Profils, wie der Vergleich von voll turbulenten Rechnungen mit transitionellen Simulationen zeigt. Im Experiment ergibt sich dementsprechend ebenfalls eine Differenz im Totaldruckverlust für die beiden Fälle (vgl. Abb. 5.6 in Kap. 5.1). Stromab der laminaren Ablöseblase legt die Hauptströmung nach

erfolgtem Umschlag turbulent wieder an ③. Eingeschnürt wird die wandnahe Strömung im hinteren Bereich durch die Eckenablösung (④). Diese entsteht unter dem Einfluss des Passagenwirbels und durch das Aufrollen der Seitenwandgrenzschicht in selbigen. Die Seitenwandgrenzschicht ⑤ folgt dabei dem Druckgradienten zwischen Druck- und Saugseite und wird in dem Zusammenhang als Sekundärströmung bezeichnet. Je ausgeprägter der Druckgradient an der Seitenwand ausfällt, desto größer wird die Eckenablösung. Diese spiegelt sich direkt nicht nur in der Ausprägung der Wirbelsysteme in der Passage wider, sondern vor allem auch im Niveau der Druckverluste. Im Bild 5.1(b) wird durch die blaue Farbe auf der Schaufel deutlich, dass die Seitenwandgrenzschicht für einen Großteil der Eckenablösung verantwortlich ist und Fluid von der Seitenwand auf die Saugseite der Schaufeln eindringt. Dieses Eindringen ist ein direkter Effekt des Passagenwirbels und fördert die Genese und Ausprägung der Eckenablösung maßgeblich.

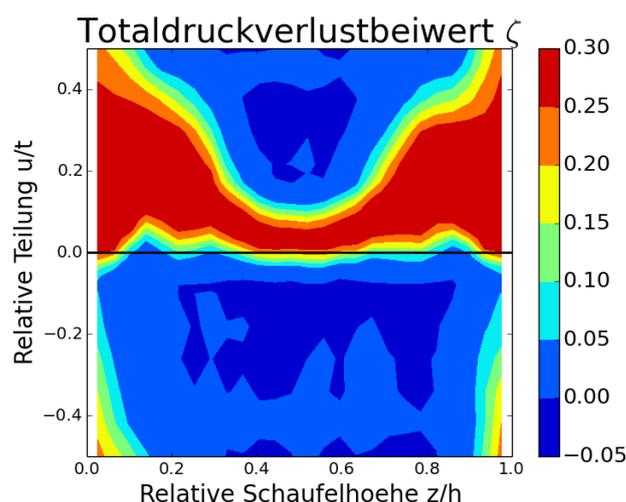


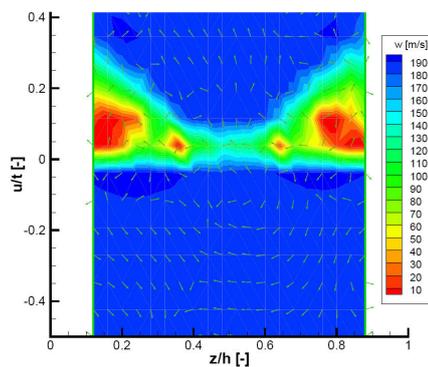
Abbildung 5.2: Totaldruckverlustbeiwert der NACA65 Referenzkaskade im ADP: $\beta_1 = 132^\circ$, $Ma = 0,67$, $\zeta_t = 0,090$; Messebene $40\%c$ stromab der Hinterkante

Der in Abbildung 5.2 gezeigte Konturplot der Referenzkaskade stellt Nachlaufmessungen des Rechens mit Pitotsonden dar. Auf der linken Seite ist die Referenzkaskade im aerodynamischen Designpunkt (ADP) gezeigt. Auf der x-Achse ist die dimensionslose Schaufelhöhe z/h aufgetragen, auf der y-Achse die relative Gitterteilung u/t . Als Kontur ist der Totaldruckverlustbeiwert ζ aufgetragen. Die Saugseite ist für $y > 0$ oberhalb der Hinterkante (HK), die Druckseite unter der Hinterkante für $y < 0$ aufgetragen. Es fällt auf den ersten Blick das große Gebiet über der Schaufeldruckseite ($y < 0$) auf, in dem relativ unbeeinflusst die Hauptströmung durch die Passage strömt. Der Totaldruckverlust

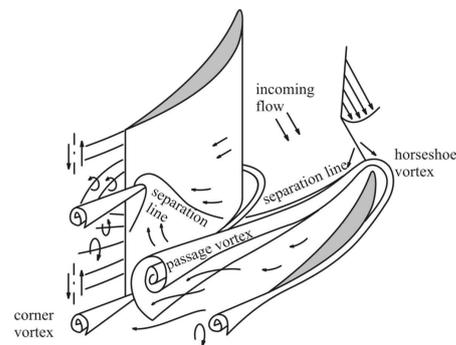
an der Stelle ist sehr nahe null. In der Schaufelmitte bei $z/h = 0,5$ liegt eine Störung vornehmlich durch die Profilmströmung vor. Diese Störung kennzeichnet in den Gittermessungen den Profilverlust. Von der Schaufelmitte zu den Seiten hin verstärkt sich der Einfluss der Seitenwände. Zwischen $z/h = 0$ und $z/h = 0,4$ entsteht ein Gebiet großer Verluste in der Ecke von Saugseite und Seitenwand. Dies ist der Verlust, der von der Sekundärströmung sowie der Eckenablösung produziert wird. Einfluss auf die Größe der Ablösung hat sowohl die Strömung auf der Schaufel wie auch die Höhe der ankommenden Grenzschicht. Für die vorliegende Kaskade wurde der Einfluss der Grenzschicht in einer Parameterstudie untersucht, die Ergebnisse sind in der Studienarbeit von M. Lemke [55] zusammengefasst. Die Arbeit zeigte, die Dicke der Grenzschicht regelt maßgeblich die Größe der Ablösegebiete und die quantitative Größe der Verluste. Sämtliche Messungen in der vorliegenden Arbeit wurden daher bei konstanter Grenzschichthöhe (siehe Kapitel 3.6) durchgeführt. Innerhalb des Gebietes erhöhter Verluste erkennt man den Abdruck des Passagenwirbels sowie den Eckenwirbel recht deutlich. In den Untersuchungen mit Pitotsonden lässt sich ein Wirbel nur schwer detektieren, es gibt keine direkte Aussage über Strömungskomponenten außerhalb der Hauptströmungsrichtung. Hierfür wird eine zusätzliche Messmethode benutzt. Zur weiteren Untersuchung der Grundströmung werden 5-Loch-Sonden hinter dem Gitter traversiert, um Wirbel und Ablösegebiete im Nachlauf der Schaufelreihe zu detektieren und zu vermessen. Diese Untersuchungen bringen zu Tage, was Kang und Hirsch [45] in Ihrer Veröffentlichung von 1993 ebenfalls zeigten. Ein Vergleich der 5-Loch Messungen mit Vektordarstellung der Strömungsrichtung und der schematischen Darstellung von Kang und Hirsch ist in Abbildung 5.3 zu sehen.

Die Auflösung der 5-Loch Sonde reicht bei weitem nicht aus, um bei den kleinen Abmaßen der Kaskade (40x22mm) ein aussagekräftiges Bild zu generieren. Eine höhere Auflösung erzielt die Anwendung des Stereo PIV Verfahrens, das am Gitterkanal durchgeführt wurde. Der Bildausschnitt der benutzten CCD Kameras von 1376x1040 Pixeln entspricht bei einer Größe der untersuchten Felder für die Korrelation von 16x16 Pixeln einem Feld von 86x65 Pixeln. Diese Größe verteilt auf die Passage bedeutet eine deutlich höhere räumliche Detaillierung im Vergleich zu den Messungen mit 5-Loch Sonden.

Das Ergebnis der Referenzkaskade bei $x/c = 1,4$ der Stereo PIV Untersuchung am Referenzgitter ist in Abbildung 5.4 aufgetragen. Als Kontur ist die Geschwindigkeit in *out-of-plane* Richtung und als Vektordarstellung die *in-plane* Geschwindigkeiten, was der Sekundärströmung entspricht. Dies detektiert auftretende Wirbel, deren Ausprägung bei Messungen mit Drucksonden nur schwer zu erkennen ist. In dem Konturplot ist die



(a) Fünfloch-Sonden Messung der Axialgeschwindigkeit und Strömungsvektoren in der Auswerteebene $40\%c$ stromab der Hinterkante am NACA Gitter, $Ma = 0,67$, $\beta_1 = 132^\circ$, $Re = 560.000$



(b) Wirbelstrukturen am Verdichtergitter in der Theorie nach Kang [45]

Abbildung 5.3: Hohe Übereinstimmung von Wirbelstrukturen an der NACA65 Referenzkaskade und aus der Literatur

Ausprägung der verschiedenen Bereiche sehr ähnlich zu den Messungen mit Pitotsonden oder 5-Loch Sonden ersichtlich. Man erkennt in den Ecken von Saugseite und Seitenwand starke dreidimensionale Verlustgebiete (bzw. Bereiche geringer Geschwindigkeit), die auf den Passagenwirbel und die Eckenablösung zurückzuführen sind. Die Hinterkante ist deutlich zu erkennen und generell weist die Kontur starke Ähnlichkeit zu den Untersuchungen mit Pitot-Rechen auf. Betrachtet man nun die Vektoren in der Darstellung, fällt zuerst die nach oben weisende Komponente beinahe aller Vektoren, vor allem im ungestörten zentralen Bereich der Passage, ins Auge. Die Komponente in positiver u -Richtung stellt den Anteil der Abströmung dar, der nicht senkrecht zum Gitteraustritt verläuft. Die Abströmung aus dem Gitter verläuft in der Passagenmitte unter einem Winkel von ca. $\beta_2 = 96^\circ$. Bei $\beta_2 = 90^\circ$ hätten die Vektoren im Mittel keine positive u -Komponente im Bereich der ungestörten Hauptströmung. Zusätzlich zur aufwärts gerichteten Lage der Vektoren lassen sich einige Phänomene festhalten. Der Passagenwirbel dominiert die Bereiche mit verringerter Geschwindigkeit. Es ist an der Wand eine abwärts gerichtete Richtung indiziert, über der Schaufel dreht die Strömung ein und beginnt zu rotieren. Jedoch liegt der Kern des Wirbels nicht etwa im Gebiet geringer Strömungsgeschwindigkeiten, sondern näher zur Wand, bei ca. 3mm Wandabstand. Die Auflösung der Vektoren und die

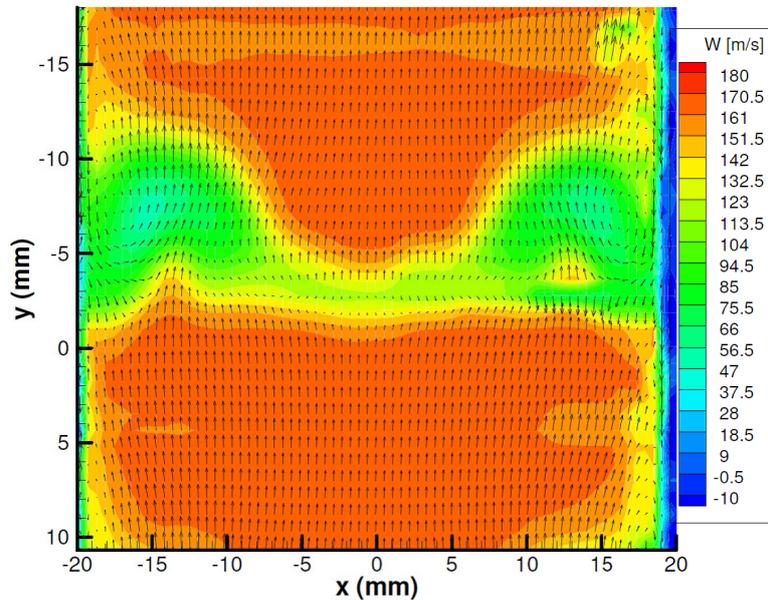
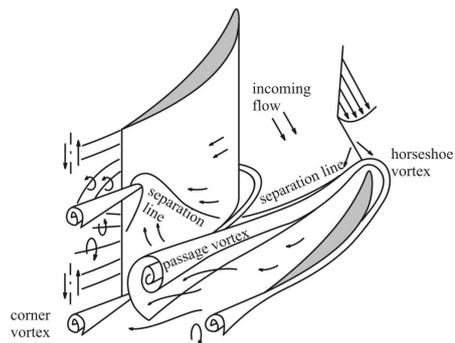


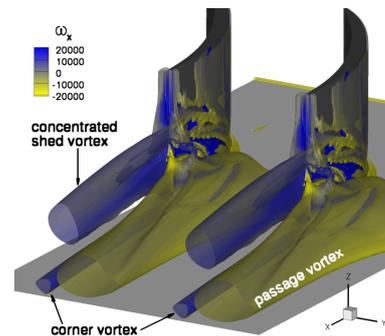
Abbildung 5.4: *In-plane* Vektoren und *out-of-plane* Geschwindigkeiten (w) aus Messung per Stereo PIV; $Ma = 0,67$, $\beta_1 = 132^\circ$, $Re = 560.000$

Überlagerung mit der Abströmrichtung lässt eine Detektion des Eckenwirbels zwischen Druckseite und Seitenwand nicht zu. Das Gesamtbild der Strömung wird komplettiert, wenn nun die Betrachtung numerischer Simulationen aus dem Partnerprojekt dazu genommen wird. Es wird eine Visualisierung des Lambda-2-Kriteriums vorgenommen, eine Art numerischer Kniff, um Wirbel und Wirbelstärke sichtbar zu machen. Mathematisch gesehen ist Lambda-2 oder λ_2 der zweite Eigenwert des Schertensors $S_{ik}S_{kj} + \Omega_{ik}\Omega_{kj}$. Genau nachzulesen ist das Vorgehen bei Jeong und Hussain [43, 44], die das Verfahren 1995 zum ersten Mal angewendet haben.

Schaut man sich Grafik 5.5 an, wird ersichtlich, dass die Annahmen von Kang und Hirsch von 1993 auf die Referenzkaskade mit NACA Beschau felung gut zutreffen. In der numerischen Simulation ist allerdings zwischen dem Passagenwirbel und dem Hufeisenwirbel an der Vorderkante eine Lücke. Es scheint nicht so, als würde der Hufeisenwirbel sich fortpflanzen um den Passagenwirbel zu bilden, sondern dieser scheint neu zu entstehen, nachdem der Hufeisenwirbel sich aufgelöst oder zumindest abgeschwächt hat. In den Anstrichbildern ist eine genaue Unterscheidung nicht möglich, da die Sekundärströmung an der Wand hinter der Ablöselinie erst dominant wird.



(a) Topologie der Strömung nach Kang und Hirsch [45]

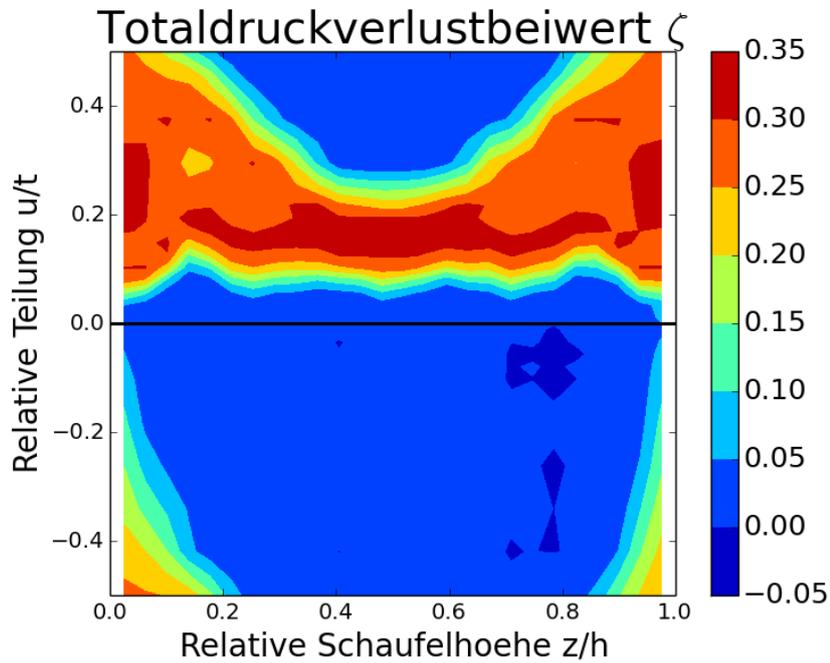


(b) Numerische Simulation, visualisierung von λ_2 Isoflächen, $\lambda_2 = -10^7$, [26]

Abbildung 5.5: Visualisierung von Wirbeln und Ablösegebieten aus der Literatur und der Simulation

5.1 Einfluss der Turbulenz

Ebenfalls numerisch und experimentell untersucht wurde der Einfluss der Turbulenz auf die Strömung. Da der Windkanal aufgrund der nur sehr schwer veränderlichen Zuströmung nicht mit beliebigen Turbulenzgraden betrieben werden kann, wurde ein Turbulator oder *Stolperdraht* auf der Saugseite der Schaufel installiert, um eine voll turbulente Strömung auf der Saugseite zu erzielen. Hierfür wurde ein Zackenband mit 0,03mm oder $30\mu\text{m}$ Dicke direkt hinter der Vorderkante auf der Schaufel befestigt. Das Ergebnis ist ein Umschlag der laminaren Strömung mit Wiederanlegen direkt hinter dem Hindernis.



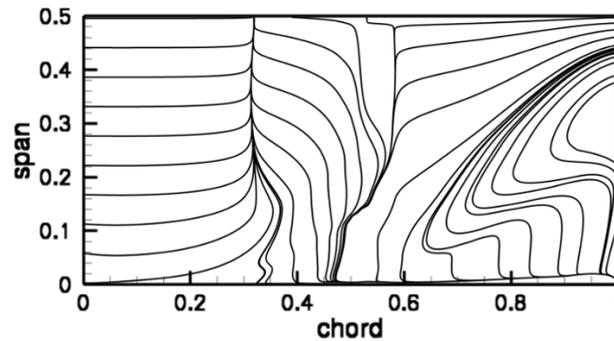
(a) Totaldruckverlustbeiwert ζ der Referenzkaskade mit Turbulator an der Vorderkante, $\zeta_t = 0,099$, Messebene 40%c stromab der Hinterkante



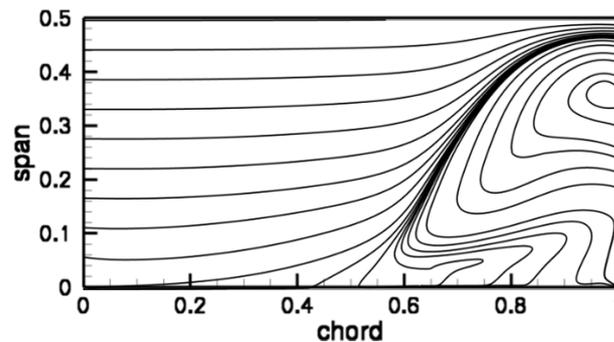
(b) Ölanstrichbild der Referenzkaskade mit Turbulator an der Vorderkante, Strömung v.l.n.r.

Abbildung 5.6: Referenzpassage mit Turbulator; oben: Konturplot der Totaldruckverlustbeiwerte ζ , unten: Ölanstrichbild der Saugseite der NACA65 Schaufel mit $30\mu m$ Turbulator versehen, $Ma = 0,67$, $\beta_1 = 132^\circ$, $Re = 560.000$

Die Ergebnisse der Messungen im Vergleich zur Referenz mit laminarer Strömung auf der Saugseite sind in Abb. 5.6 aufgetragen. Erkennt man im laminaren Fall ein schmales Band von Profilmachlauf in der Passagenmitte, so zeigt dies anliegende Strömung in der Schaufelmitte und nur geringe Grenzschichtdicken im Mittelschnitt. Hinter der Ablöseblase bei ca. 50% der Profilsehne legt die Strömung nach vollzogenem turbulentem Umschlag wieder an. Dabei erfolgt ein neuer Aufbau von Grenzschicht, die Grenzschichtdicke ist klein. Im Fall der voll turbulenten Strömung mit Turbulator, entfällt der Bereich der laminaren Strömung und der Neuaufbau der Grenzschicht. Die Grenzschicht wird ab dem Punkt des Wiederanlegens hinter dem Turbulator entwickelt und erreicht deutlich größere Höhen als im unbeeinflussten Fall. Dies führt dazu, dass im Mittelschnitt die Verluste im Nachlauf größer sind als im Fall mit laminarer Strömung (s. Abb. 5.6(a)). Dies führt auch dazu, dass die Eckenablösung in steilerem Winkel von der Seitenwand auf die Saugseite des Profils dringt, wie in Abb. 5.6(b) zu sehen ist. Diese Abbildung zeigt ein Ölanstrich Visualisierung der Referenzkaskade mit dem $30\mu m$ starken Turbulator nahe der Vorderkante. Die Fläche der Ablösung auf der Saugseite ist im Vergleich zum Referenzfall ebenfalls erhöht, wenn man die laminare Ablöseblase nicht dazu zählt. Durch die erhöhte Tendenz zur Ablösung im hinteren Bereich und den erhöhten Widerstand der turbulenten Strömung auf den ersten 40% der Sehnenlänge wird der Totaldruckverlustbeiwert von $\zeta_{Ref} = 0,090$ auf $\zeta_{turb} = 0,099$ angehoben.



(a) Fixierte Transition und laminare Lauflänge



(b) Voll turbulente Strömung ohne Transition und ohne laminare Lauflänge

Abbildung 5.7: Ablöselinien und Stromlinien der numerischen Simulation der Referenzkaskade [26] mit fixierter Transition und laminarer Lauflänge (oben) sowie mit voll turbulenter Rechnung (unten), nur halbe Spannweite, Strömung v.l.n.r., $Ma = 0,67$, $\beta_1 = 132^\circ$, $Re = 560.000$

Abbildung 5.7 zeigt den Vergleich von Rechnung mit laminarer Lauflänge, Ablöseblase und Transition sowie voll turbulent ohne laminare Lauflänge. Im Bild der Stromlinien in Wandnähe findet man exakt den gleichen Verlauf wie in den experimentell gewonnenen Anstrichbildern. Die Fläche der Ablösung auf der Saugseite wird erhöht und das Verlustniveau steigt an. Damit einher geht eine Einschnürung der Hauptströmung in der Passagenmitte. Alle weiteren Untersuchungen widmen sich Strömungen ohne Turbulator mit laminarer Ablöseblase auf der Schaufelsaugseite. Dass auf der Druckseite der Schaufeln ebenfalls eine laminare Ablösung mit Wiederanlegen nach Umschlag erfolgt, ist in Abbildung 3.20(b) gut zu erkennen, soll hier jedoch aufgrund des geringen Einflusses auf die Gesamtströmung nicht weiter beachtet werden.

Kapitel 6

Ergebnisse der NACA65 Kaskade mit Grenzschichtabsaugung

Den Anfang der Messungen mit Grenzschichtabsaugung bildeten die Untersuchungen mit dem Peacock Schlitz und dem Querschlitze. Weitere Geometrien wurden ebenfalls untersucht [62], werden jedoch hier nicht weiter aufgeführt, da allein auf die besten Konfigurationen eingegangen werden soll. Verglichen werden die Absauggeometrien mit einer punktförmigen Absaugung an der Vorderkante des Profils zur Untersuchung des Hufeisenwirbels sowie der linearen Absaugung über der gesamten Teilung direkt vor der Vorderkante (vgl. Abschnitt 4.2). Dies stellt den Vergleich zu den aktuell benutzten Ablassöffnungen für die *bleed air* dar, die in konventionellen Triebwerken zwischen den Stufen, und damit vor dem Eintritt, entnommen wird.

6.1 Der Peacock Schlitz

Der Peacockschlitz ist eine Anwendung der von Peacock 1965 [74] vorgestellten Geometrien auf eine hohe Anströmmachzahl. Hat Peacock damals bei Geschwindigkeiten von ca. 30m/s seinen Kanal betrieben, konnte er mit Absaugung von 0,1% der Gesamtströmung sämtliche Eckenablösung verhindern. Bei hohen Machzahlen wie bei der Referenzkaskade sind die Eckenablösungen und Sekundärströmungen sehr viel stärker ausgeprägt als im *low-speed* Fall, den Peacock untersuchte.

Entsprechend Abbildung 4.8(a) wurde die Absaugrate bei den Untersuchungen mit dem Peacock Schlitz von 0-2,5% des Gesamtmassenstroms variiert. Die Schrittweite betrug dabei 0,5%. Abbildung 6.1 zeigt die Konturplots der Messungen des NACA Gitters

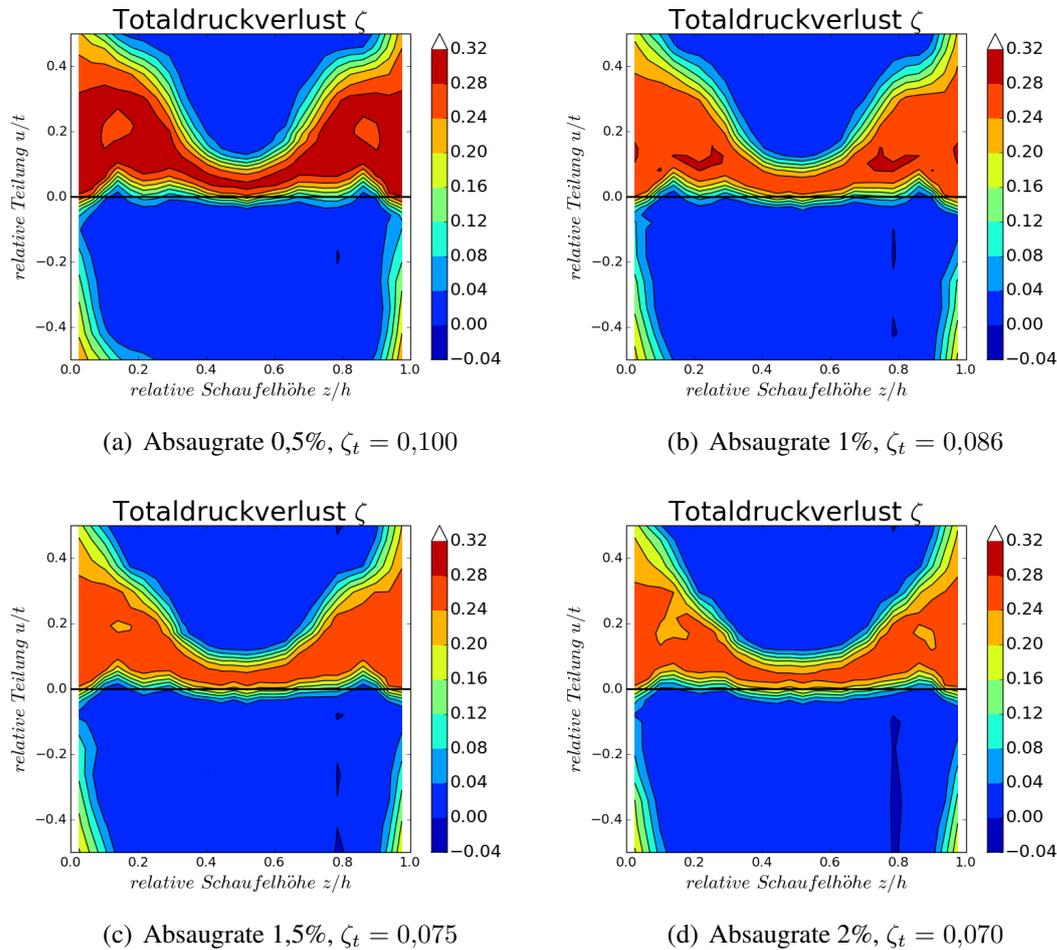


Abbildung 6.1: Konturplots des Totaldruckverlustbeiwertes bei Absaugung mit Peacock-Schlitz am NACA65 Gitter, Messebene 40% c stromab der Hinterkante, $Ma = 0,67$, $\beta_1 = 132^\circ$, $Re = 560.000$

mit Peacock Schlitz. Die Absaugrate wird dabei jeweils um einen halben Prozentpunkt erhöht. Bei geringen Absaugraten von $\dot{m} < 1\%$ wird schnell deutlich, dass die Absaugung keinen positiven Effekt auf die Strömung hat. Ab 1% Absaugrate wird der Totaldruckverlust netto reduziert. Das Gebiet hoher Verluste im Einfluss des Passagenwirbels wird verkleinert und vor allem auch im Druckdefizit deutlich geschwächt. Der Bereich in der Passagenmitte bei $z/h = 0,5$ wird von der Absaugung kaum beeinflusst. Dies macht insofern Sinn, als dass dies den Nachlauf der Schaufel darstellt, der durch die Eckenablösung und die Sekundärströmung nicht beeinflusst wird. Bei der maximalen Absaugrate von 2% wird der Totaldruckverlustbeiwert ζ um 22% verringert, der Wert ändert sich von

$\zeta = 0,090$ auf $\zeta = 0,070$.



Abbildung 6.2: Visualisierung von Wandstromlinien experimentell und numerisch am Gitter mit Peacock Schlitz im ADP (C.Gmelin [26])

In Abb. 6.2 ist das Messergebnis der Kaskade mit Peacock-Schlitz am NACA65 Gitter im Auslegungspunkt als Ölanstrichvisualisierung zu sehen. In gelb ist die Überlagerung mit Stromlinien aus dem numerischen Begleitprojekt eingefügt. Man erkennt verschiedene Phänomene anhand der Darstellung. Zuerst, am deutlichsten, ist die Ablenkung der Stromlinien an der Wand in die Richtung der Sekundärströmung zu detektieren. Die Umlenkung der Strömung an der Wand ist höher als im Referenzfall, was per se nicht erstrebenswert ist. Jedoch ebenfalls zu erkennen ist das Einknicken der Stromlinien an der Wand in den Absaug Schlitz. Es scheint - zumindest in der Nähe der Wand - keinen Austausch von Strömung der Seitenwand und der Saugseite der Schaufel zu geben. Im Vergleich zur Referenz ist das Ablösegebiet auf der Schaufel in der Größe reduziert. Auf die laminare Strömung an der Schaufelspitze scheint die Absaugung nur geringen Effekt zu haben, die laminare Ablöseblase ist in Form und Position kaum verändert im Vergleich zur Grundströmung.

6.2 Der Querschnitt

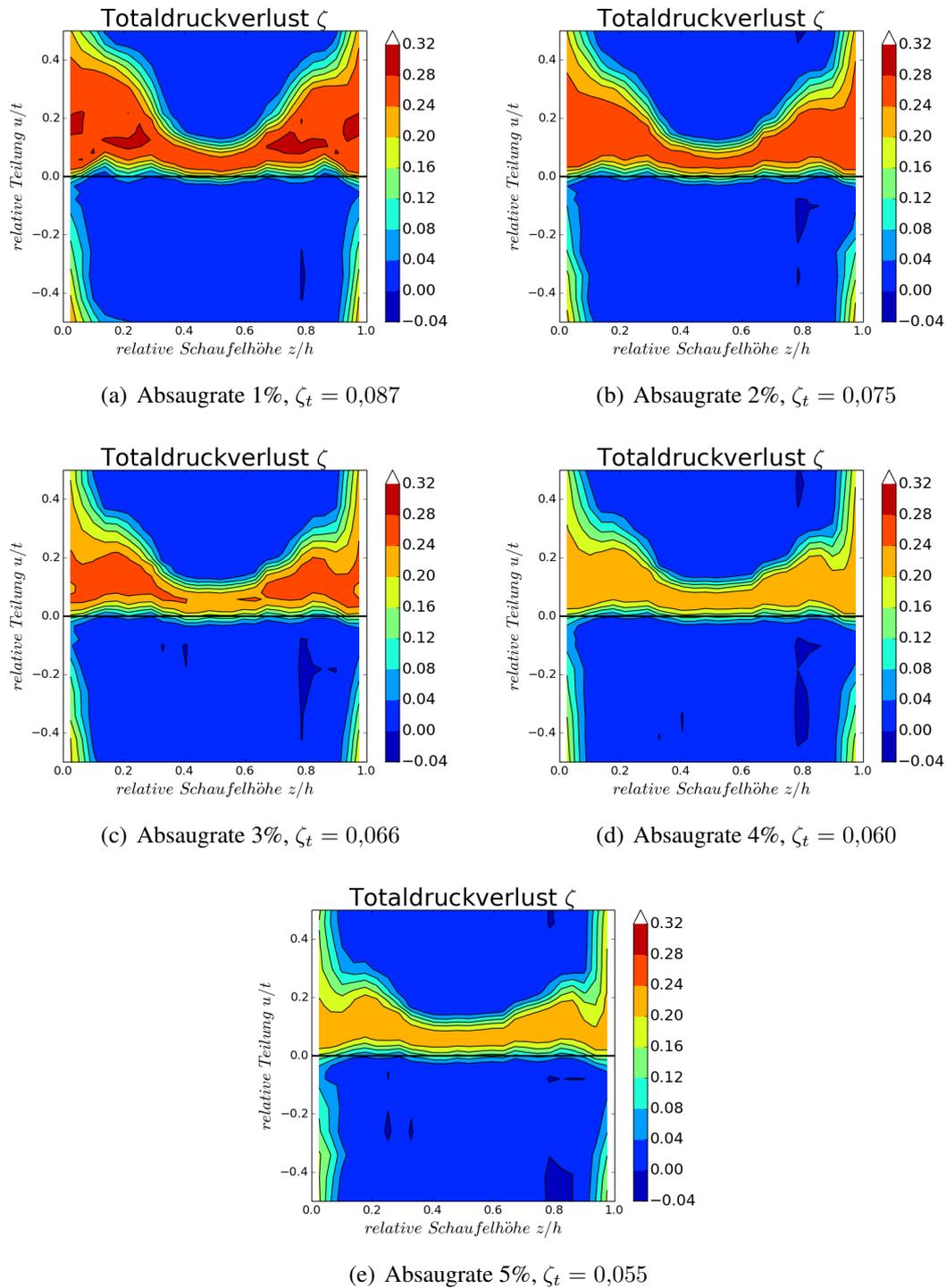


Abbildung 6.3: Konturplots des Totaldruckverlustbeiwertes bei Absaugung mit Querschnitt am NACA65 Gitter, Messebene 40% c stromab der Hinterkante, $Ma = 0,67$, $\beta_1 = 132^\circ$, $Re = 560.000$

Wichtiger Bestandteil der Untersuchung der Absaugung am Gitterkanal ist der Querschlitz. Hier wird, wie in Kapitel 4.2.2 beschrieben, die Ablöselinie entlang der Seitenwand mit einem Absaugeschlitz versehen, um die Sekundärströmung zu verhindern und mit energiereicher, kleiner Grenzschicht die Strömung an der Wand an der Ablösung zu hindern. Es wird der Querschlitz in der Auslegungsgröße mit 2mm Weite von 1% bis 5% Absaugrate (s. Kap. 4.3) vermessen. Abbildung 6.3 zeigt die Ergebnisse der Messungen am NACA65 Gitter mit Querschlitz bei Mach 0,67. Es ist zu sehen, dass der Totaldruckverlust bereits ab einer Absaugrate von 1% abnimmt. Es ist weiterhin gut erkennbar, dass das Niveau der Druckverluste bei 2% Absaugrate noch über dem des Peacock Schlitzes bei 2% liegt. Darüber hinaus wird der Druckverlust stark reduziert, bei 4-5% Absaugrate ist vom Passagenwirbel nicht mehr viel zu sehen und nur noch rudimentäre Überbleibsel des Sekundärverlustgebietes bleiben bestehen. Der gesamte Totaldruckverlust wird um 38% im Vergleich zum Referenzfall reduziert.

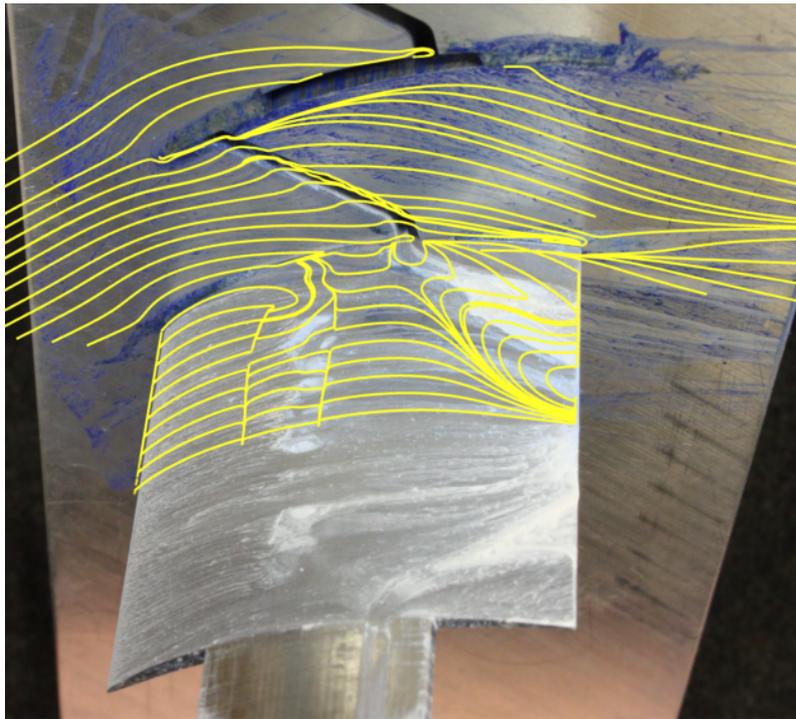


Abbildung 6.4: Visualisierung von Wandstromlinien experimentell und numerisch am NACA65 Gitter mit Querschlitz; $Ma = 0,67$, $\beta_1 = 132^\circ$, $Re = 560.000$ (C.Gmelin [26])

Abbildung 6.4 zeigt wandnahe Stromlinien aus Ölanstrichvisualisierung und numerischen Stromfäden in einer Überlagerung. Es handelt sich um den Auslegungsfall von Mach 0,67 und eine Absaugrate von 5%. Es kann eindrucksvoll gezeigt werden, dass der Querschlitz in der Lage ist, das die ablösegefährdete Grenzschicht an der Wand komplett abzusaugen und hinter dem Schlitz eine neue Grenzschicht geringer Höhe entsteht, die fähig ist, den Druckgradienten von Druck- zu Saugseite zu überwinden und die der Hauptströmungsrichtung aus der Passage folgt. Im Nachlauf des Schlitzes an der Saugseite des Profils entsteht eine (im Vergleich zur Referenz) deutlich verkleinerte Eckenablösung.

6.3 Einfluss der Schlitzgröße und der Absaugrate

Um den Einfluss der Größe und damit der Querschnittsfläche eines Absaugschlitzes zu erfassen, wurde diese systematisch variiert. Hierfür wurden verschiedene Seitenwände mit Peacock Schlitz mit konstanter Länge, jedoch mit verschiedener Höhe von 0,6mm (Standard-Fall) bis 2,0mm gefertigt und anschließend vermessen.

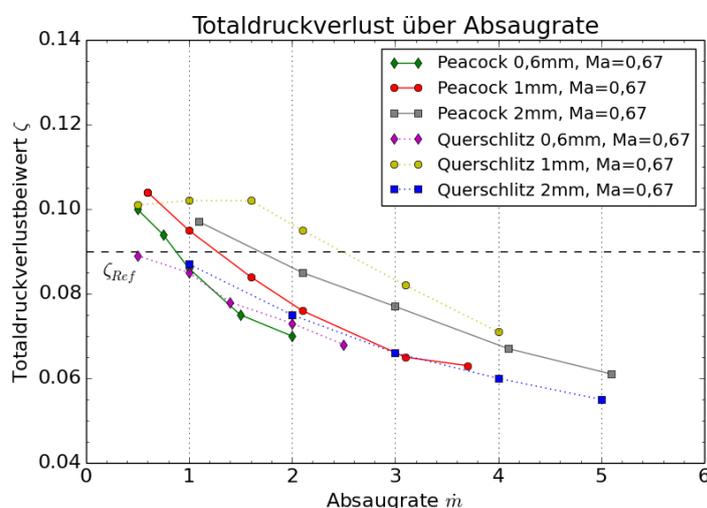
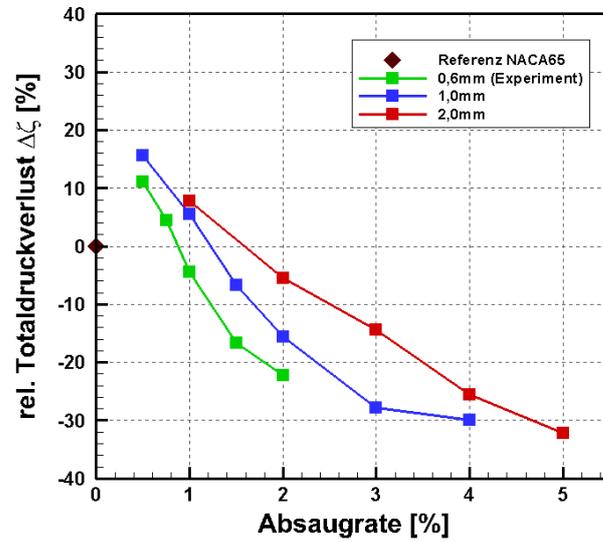


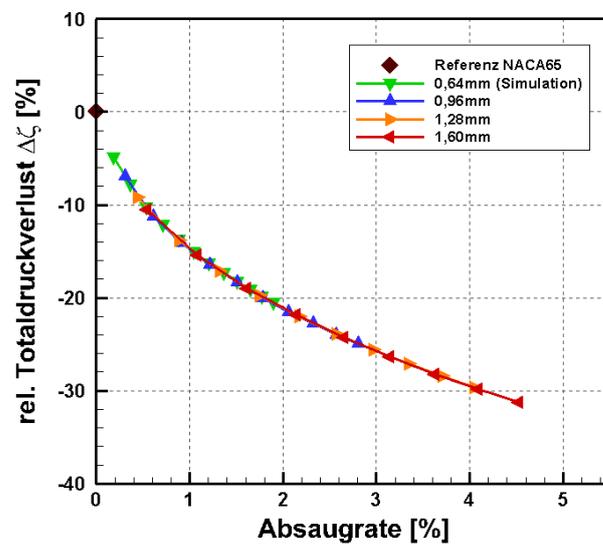
Abbildung 6.5: Verluste über der Absaugrate mit Peacock Schlitz und Querschlitz verschiedener Höhen am NACA65 Gitter, Messebene 40% c stromab der Hinterkante, $Ma = 0,67$, $\beta_1 = 132^\circ$, $Re = 560.000$

Die Ergebnisse sind in Abb. 6.5 dargestellt. Man erkennt, dass mit abnehmender Schlitzbreite weniger maximaler Massenstrom abgesaugt werden kann. Dies erklärt sich anhand der Ausführungen aus Kapitel 4.3, in dem die maximalen Absaugraten in Abhängigkeit der Schlitzgröße besprochen werden. Es ist zu erkennen, dass der Peacock Schlitz

in all seinen Ausprägungen bei niedrigen Absaugraten in puncto Totaldruckverlust deutlich besser abschneidet als der Querschlitze. Bei hohen Absaugraten kippt das Verhältnis zugunsten des Querschlitzes. Woher kommt dieser Unterschied? Es ist zu vermuten, dass der grundlegend verschiedene Ansatz in der Beeinflussung der Strömung einen Einfluss auf die Effektivität hat. Beim Peacock Schlitz wird gezielt die Strömung von Seitenwand auf Schaufelsaugseite am Überqueren gehindert. Hier hat jedes Prozent an Strömung, das abgesaugt wird, einen Einfluss auf die Ausbreitung der Eckenablösung, und diese ist maßgeblich am Verlustmechanismus beteiligt. Beim Querschlitze hingegen ist die Absaugung der ankommenden Grenzschicht vor Ablösen und Eindrehen in die Sekundärströmung der Ansatz. Hier ist es offenbar nötig, große Teile der Strömung abzusaugen, um eine gute Verbesserung der Verluste zu gewährleisten. Im weiteren Verlauf wird daher bei geringen Absaugraten der Peacock Schlitz mit 0,6mm Breite als Referenz benutzt. Bei großen Absaugraten (5%) wird der Querschlitze favorisiert und als Bezugsgröße verwendet.



(a) Experimentelle Variation der Schlitzweite beim Peacock Schlitz



(b) Numerische Variation der Schlitzweite beim Peacock Schlitz ohne Modellierung der Strömung im Schlitz

Abbildung 6.6: Variation der Schlitzweite bei Peacock Schlitz experimentell und numerisch, NACA65 Gitter, $Ma = 0,67$, $\beta_1 = 132^\circ$, $Re = 560.000$

Gleichzeitig wurde im Partnerprojekt die Schlitzweite des Peacock Schlitzes numerisch variiert. Die numerischen Daten in Abbildung 6.6(b) sind aus einer RANS Rechnung der TU Berlin [26] am gleichen Gitter entnommen. Bei den Rechnungen in dieser Abbildung wurde auf die Modellierung des Schlitzes verzichtet, so dass die Austrittsfläche als numerische *outlet plane* mit konstanter Durchströmung definiert ist. Dies ist unphysikalisch, sollte jedoch ursprünglich als Demonstration der Machbarkeit dienen. Die Ergebnisse der numerischen und experimentellen Variation unterscheiden sich deutlich und sind in Abb. 6.6 zusammengefasst. Im experimentellen Teil der Untersuchung links (Abb. 6.6(a)) erkennt man, dass mit steigendem Querschnitt der Absaugfläche bei gleicher Absaugrate der Druckverlust weniger stark reduziert wird. Je kleiner der Schlitz bei konstantem Absaugmassenstrom, desto größer der Effekt. Je größer jedoch der Massenstrom der Absaugung, desto größer der Gewinn an Verlustreduktion. Dies bedeutet, dass für jeden vorgegebenen Massenstrom, der abgesaugt werden soll, eine optimale Weite des Schlitzes besteht. Daher ist es nicht sinnvoll, einen allgemein gültigen Absaugschlitz zu definieren, sondern die Größe der Öffnung an den gewünschten Massenstrom anzupassen. Im zweiten Teil der Abbildung 6.6(b) sind die Ergebnisse der numerischen Untersuchungen ohne modellierten Schlitz aufgetragen. Man sieht auf den ersten Blick, dass alle Kurven der Simulation aufeinander fallen. Dies spricht dafür, dass im Fall der Absaugung mit konstanter Absauggeschwindigkeit die Schlitzweite keine Rolle spielt.

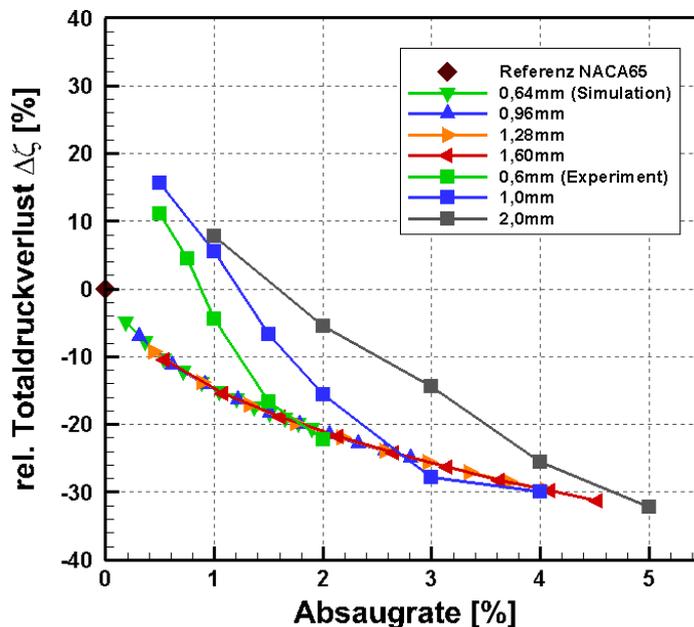
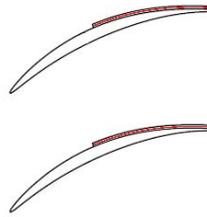


Abbildung 6.7: Verluste am Gitter über der Absaugrate mit und ohne Peacock Absaug-schlitz, $Ma = 0,67$, $\beta_1 = 132^\circ$, $Re = 560.000$

Abbildung 6.7 zeigt die Überlagerung der Simulationsergebnisse und der Experimente. Deutlich zu sehen ist der Offset, der bei geringen Absaugraten für jeden der untersuchten Schlitz auftritt. Hierbei ist festzustellen, dass die experimentellen Kurven letztendlich auf der Kurve der numerischen Werte auslaufen. Man kann sagen, jede der experimentellen Kurven erreicht bei hohen Absaugraten einen Zustand, in dem die Vorgabe der konstanten Durchströmung des Schlitzes gewährleistet wird. Dies ist der optimale Zustand für den Absaugschlitz.

Zur Klärung der Geschehnisse am und im Absaugschlitz werden Simulationen benutzt, die im Zuge der Untersuchungen der Kooperation bereits veröffentlicht wurden [60]. Hier wurde der Peacock Schlitz in den Simulationen modelliert und ein Gebiet konstanter Ausströmung (*outlet plane*) an das Ende des Schlitzes bei -10mm gelegt. Es wurden Simulationen des Gitters mit Peacock Schlitz bei konstantem Querschnitt, jedoch mit ansteigender Absauggeschwindigkeit vorgestellt. Da aufgrund der Struktur der Untersuchungen am Gitter und der schlechten Erreichbarkeit der Schlitzes mit Messtechnik auf eine experimentelle Untersuchung der Kavitäten an sich verzichtet wurde, werden hier nur die Daten der Simulationen der TU Berlin gezeigt.

Im ersten Teil der Ergebnisse (Abb. 6.8) werden die Durchströmgeschwindigkeiten



(a) Ort der Visualisierung

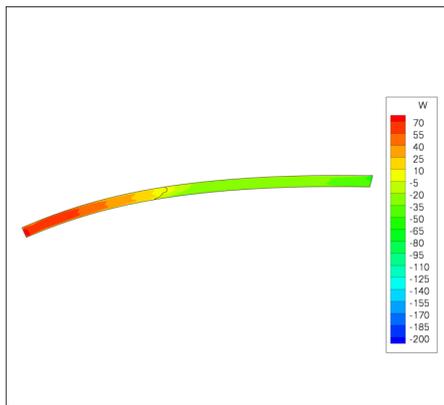
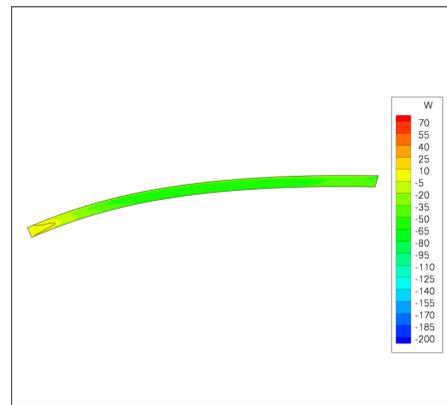
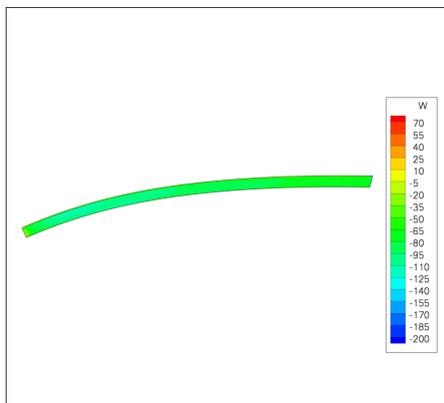
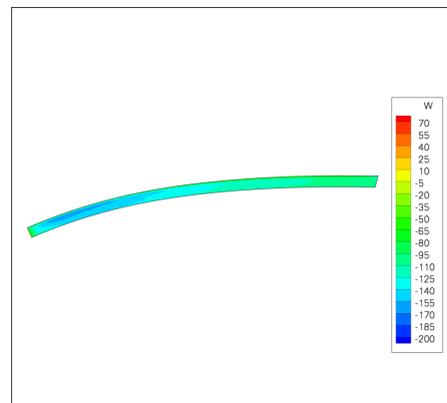
(b) Absauggeschwindigkeit $w=0\text{m/s}$ (c) Absauggeschwindigkeit $w=40\text{m/s}$ (d) Absauggeschwindigkeit $w=80\text{m/s}$ (e) Absauggeschwindigkeit $w=120\text{m/s}$

Abbildung 6.8: Konturplots der Geschwindigkeitsverteilung senkrecht zum Absaugschlitz für NACA65 Gitter mit Peacock Schlitz, $Ma = 0,67$, $\beta_1 = 132^\circ$, $Re = 560.000$

der Verbindungsfläche von Schlitz und Passage, also dem in dem in der Kaskade als Öffnung sichtbaren Schlitzes (s. 6.8(a)), visualisiert. Geschwindigkeiten kleiner als 0 sind aus der Passage in den Schlitz hinaus, Geschwindigkeiten größer als 0 sind in die Passage hinein. Bei niedrigen Absauggeschwindigkeiten ist eine sehr inhomogene Geschwin-

digkeitsverteilung sichtbar. Am vorderen Rand der Einströmöffnung herrscht Strömung aus dem Schlitz zurück in die Passage. Dies spricht für eine Ablösung im Schlitz und ein ungünstiges Strömungsbild im Schlitz selbst. Je größer die Absauggeschwindigkeit, desto homogener wird das Strömungsfeld an der Stelle. Ab ca. 40m/s verschwindet die Rückströmung an der vorderen Seite, ab ca. 80m/s ist die Verteilung sehr homogen.

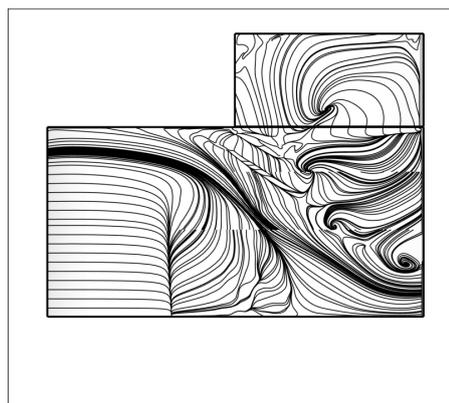
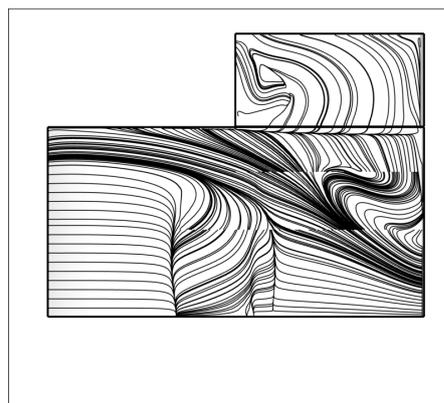
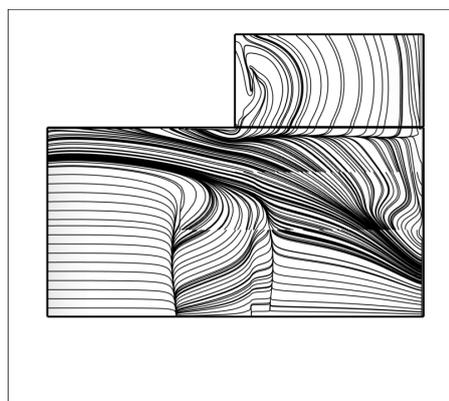
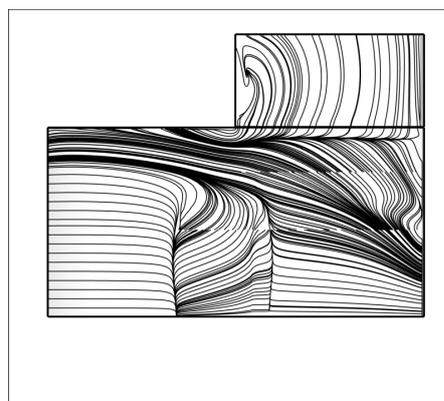
(a) Absauggeschwindigkeit $w=0\text{m/s}$ (b) Absauggeschwindigkeit $w=40\text{m/s}$ (c) Absauggeschwindigkeit $w=80\text{m/s}$ (d) Absauggeschwindigkeit $w=120\text{m/s}$

Abbildung 6.9: Konturplots der Geschwindigkeitsverteilung senkrecht zum Absaug-schlitz für NACA65 Gitter mit Peacock Schlitz; Halbe Spannweite, Strömung v.l.n.r., Schlitz oben

Im zweiten Teil der Visualisierung 6.9 sind die Saugseitigen Oberflächen der Simulationen mit wandnahen Stromlinien gezeigt. Im oberen Teil befindet sich die Seitenwand mit dem Schlitz, der durchströmt wird. Hier erkennt man deutlich, dass in den Simulationen mit geringer Absauggeschwindigkeit tatsächlich eine Rezirkulation im Schlitz herrscht und ein Teil des Fluides zurück in die Passage strömt. Dieser Effekt wird ge-

ringer, je größer die Geschwindigkeit der Absaugung und damit die Absaugrate wird. Bei $w=120\text{m/s}$ ist zwar noch aufgrund der Ausprägung des Schlitzes mit scharfer Kante eine kleine Rezirkulation zu erkennen, jedoch beschränkt sich diese auf einen kleinen Bereich des eigentlichen Schlitzes und die Passagenströmung ist davon nicht betroffen. Zusammenfassend bedeutet dies, dass bei Auslegung der Absauggeometrie die Absaugrate bereits bekannt sein sollte und die Größe der Öffnung mit ebendieser Absaugrate zusammenhängt.

6.4 Einfluss des Hufeisenwirbels

In der Literatur, auch in Standardwerken wie der Arbeit von Kang und Hirsch [45], wird der Hufeisenwirbel, der an der Vorderkante der Statorschaufel durch die ankommende Grenzschicht entsteht, als Quelle für den Passagenwirbel angesehen. Der Passagenwirbel an der Seitenwand besitzt den gleichen Drehsinn wie der Hufeisenwirbel. Die Fortführung des Hufeisenwirbels wird durch den *crossflow* an der Seitenwand gefüttert und bläht diesen auf. Der Passagenwirbel ist der treibende Faktor für Eckenablösung und Sekundärströmungsverluste.

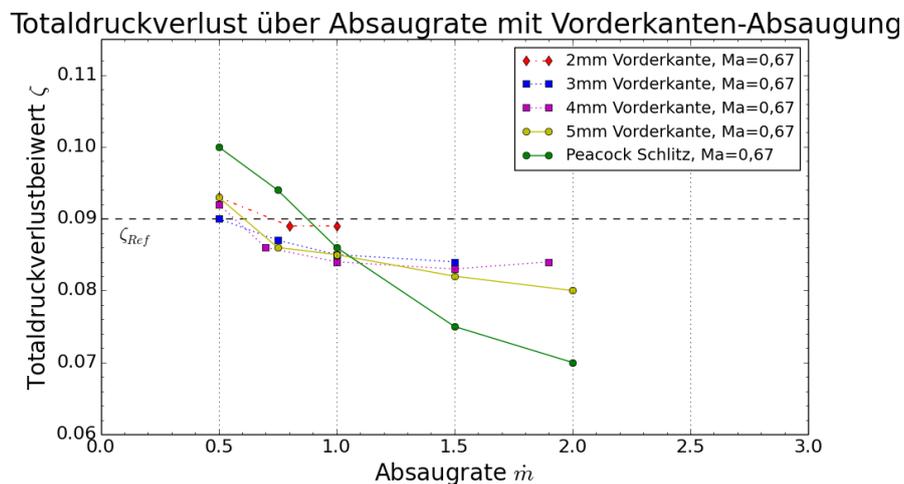


Abbildung 6.10: Verluste mit punktförmiger Absaugung an der Vorderkante, NACA65 Gitter, $Ma = 0,67$, $\beta_1 = 132^\circ$, $Re = 560.000$

Um den Einfluss des Hufeisenwirbels klären zu können, wurde entsprechend Abb. 4.6 eine punktförmige Absaugung unter der Vorderkante des Gitters realisiert. Diese hat einzig die Aufgabe, den Hufeisenwirbel zu verhindern und entstehende Teile des Wirbels gleich abzusaugen. Hierfür wurden verschiedene Durchmesser von Absaugöffnungen mit verschiedenen Absaugraten unterhalb der Vorderkante vermessen. Die experimentellen Ergebnisse dazu sind in Abbildung 6.10 zusammengetragen.

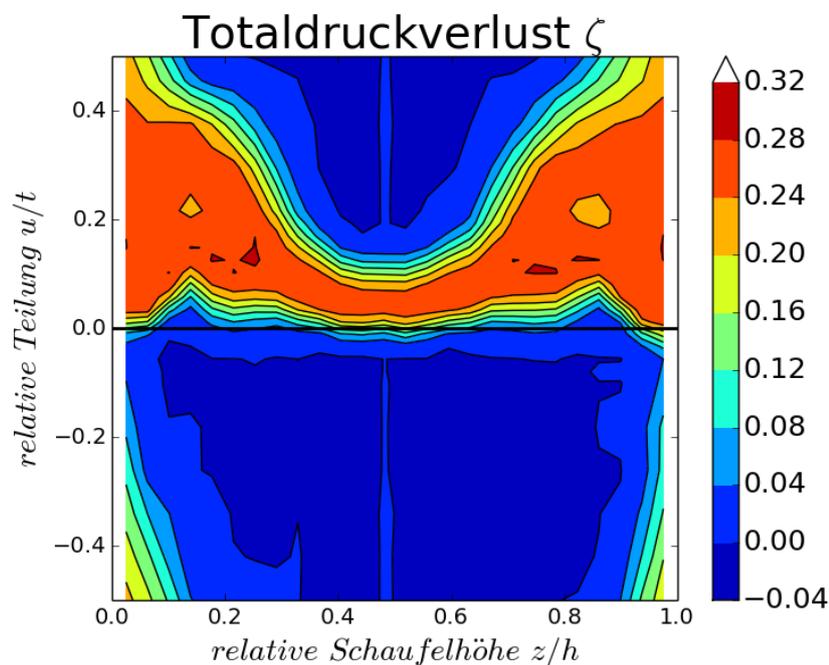


Abbildung 6.11: Punktförmige Absaugung an der Vorderkante, 3mm Durchmesser, Absaugrate 1%, NACA65 Gitter, $Ma = 0,67$, $\beta_1 = 132^\circ$, $Re = 560.000$

Beispielhaft sei hier der Konturplot der Messung mit 3mm Durchmesser und 1% Absaugrate gezeigt, dessen Totaldruckverlust bei $\zeta = 0.085$ liegt. Das entspricht zwar einer Verbesserung im Vergleich zur Referenz, es zeigt sich jedoch anhand Abb. 6.10, dass auch bei steigender Absaugrate auch für verschiedene Durchmesser keine signifikante Verbesserung des Totaldruckverlustes erzielt werden kann. Das spricht dafür, dass der Hufeisenwirbel nicht die treibende Kraft hinter dem Passagenwirbel ist und sich dieser auch ohne den Einfluss des Hufeisenwirbels ausbildet.

6.5 Asymmetrische Absaugung

Will man nun den tatsächlichen Einsatz der Absaugung in einer stationären oder fliegenden Gasturbine (Triebwerk) planen, muss geklärt werden, an welcher Stelle diese zum Einsatz kommen kann. Im Stator ist strömungsmechanisch der beste Ort, jedoch kann dort nur an der Gehäuseseite die Absaugung untergebracht werden. Es wurde daher untersucht, wie die Strömung auf asymmetrische Absaugung durch die oben beschriebenen Schlitze reagiert. Hierzu wurde eine Messreihe aufgenommen, die bereits veröffentlicht ist [61].

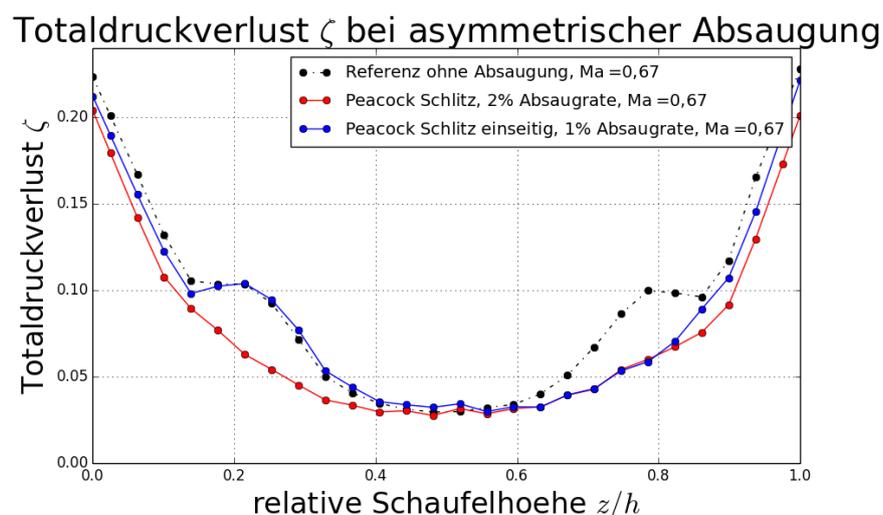


Abbildung 6.12: Verluste mit asymmetrischer Absaugung auf der rechten Seite beim Peacock-Schlitz am NACA65 Gitter, $Ma = 0,67$, $\beta_1 = 132^\circ$, $Re = 560.000$

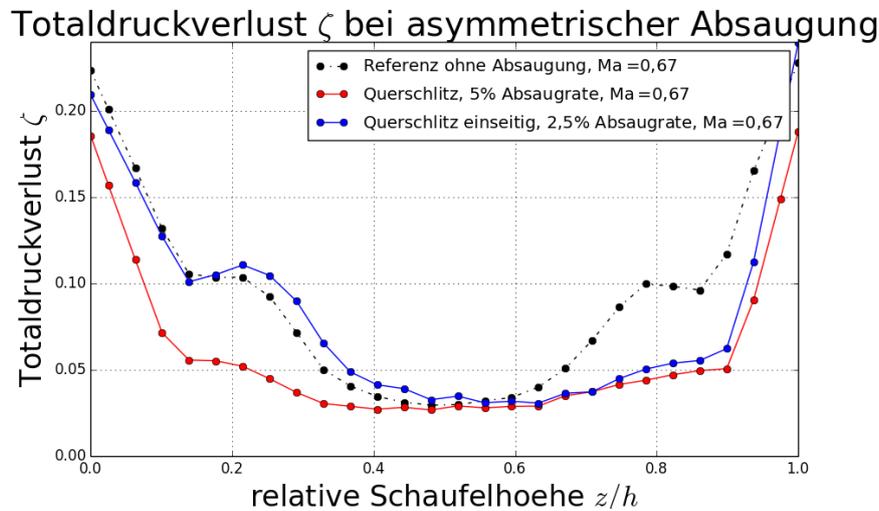


Abbildung 6.13: Verluste mit asymmetrischer Absaugung auf der rechten Seite beim Querschlitz am NACA65 Gitter, $Ma = 0,67$, $\beta_1 = 132^\circ$, $Re = 560.000$

Die Ergebnisse, in Abbildung 6.12 für den Peacock Schlitz und Abbildung 6.13 für den Querschlitz zusammengefasst, zeigen, dass die Absaugung an einer Seite durchaus eine sinnvolle Methode darstellt. Es wird gezeigt, dass das Niveau der Druckverluste an der Seite mit Absaugung deutlich gesenkt wird. Es ist mit geringer Abweichung genauso erfolgreich wie die symmetrische Absaugung an der Stelle. An der Wand ohne Beeinflussung, im Stator ist das die Nabenseite, ist die Strömung beinahe unverändert zur unbeeinflussten Referenz, verschlechtert sich demnach auch nicht. Das System ist dementsprechend auch für rotierende Maschinen generell geeignet, führt jedoch zu weiteren Sekundärströmungen zwischen Nabe und Gehäuse.

6.6 Verhalten im Off-Design

Zur Untersuchung der Anwendbarkeit für einen eventuellen Einsatz in einer Maschine ist es essentiell, auch das Verhalten einer Absaugung außerhalb des optimalen Betriebspunktes, also im *off-design* zu kennen. Das Off-Design kennzeichnet alle Arten von Anströmung außerhalb der Designparameter und meint maßgeblich Mach-Zahl und Zuströmwinkel. Im Experiment wurde vor allem der Zuströmwinkel β_1 oder davon abgeleitet die Inzidenz (*incidence*) $i = \beta_1 - \beta_{1,Ref}$ variiert. Zu Beginn werden die Ergebnisse der Referenz Kaskade ohne Absaugung vorgestellt, anschließend wird bei den Haupt-Absauggeometrien die Inzidenz variiert.

6.6.1 Referenzkaskade

Tabelle 6.1: Messergebnisse für verschiedene Zuströmwinkel am NACA65 Referenzgitter [59], $Ma = 0,67$, $Re = 560.000$

i	β_1	ζ_t	$\frac{Dp_{stat}}{q}$	$\Delta\beta$
-8°	124°	0,200	0,094	$26,7^\circ$
-4°	128°	0,113	0,298	$30,7^\circ$
0°	132°	0,090	0,368	$34,2^\circ$
4°	136°	0,091	0,414	$37,0^\circ$
8°	140°	0,106	0,453	$37,6^\circ$

Die Referenzkaskade ist im Auslegungspunkt gut untersucht. Hierzu findet sich in der Literatur einiges, auch in dieser Arbeit wurden bereits zahlreiche Messergebnisse präsentiert. Im Off-Design hingegen gibt es nur wenig Information. Für das Verständnis der Strömung im Off-Design ist es daher essentiell, die Grundströmung zuerst zu untersuchen. Die Ergebnisse für die Variation der Inzidenz von $i = \pm 8^\circ$ sind in Tabelle 6.1 sowie in Abb. 6.14 dargestellt. Die Referenz bei $i = 0^\circ$ ($\beta_1 = 132^\circ$) stellt das bekannte Ergebnis aus Abschnitt 5 dar. Mit abnehmendem Zuströmwinkel erkennt man bereits bei $i = -4^\circ$ ein Aufdicken der Grenzschicht auf der Druckseite des Profils. Die Strömung erreicht das Profil flacher, die Saugseite wird entlastet und dadurch, wie in Kapitel 3.7 beschrieben, die Saugspitze reduziert. Auf der Druckseite führt dies jedoch zu einer höheren Belastung. Die Ablösung an der Vorderkante der Schaufel wird vergrößert. Der Verlust steigt deutlich spürbar von $\zeta_{(i=0)} = 0,09$ auf $\zeta_{(i=-4)} = 0,113$ an. Bei $i = -8^\circ$ wird dieser Effekt noch verstärkt. Die Druckseite der Strömung reißt ab der Vorderkante ab. Das Ablösegebiet ist groß und die Verluste der Druckseite dominieren das Geschehen. Der Druckverlustbeiwert steigt auf $\zeta_{(i=-8)} = 0,200$ an. Dieser Wert übersteigt den Referenzwert um mehr als das Doppelte, daher liegt der Wert bereits außerhalb des Arbeitsbereiches (siehe Definition in Kapitel 2.2.2).

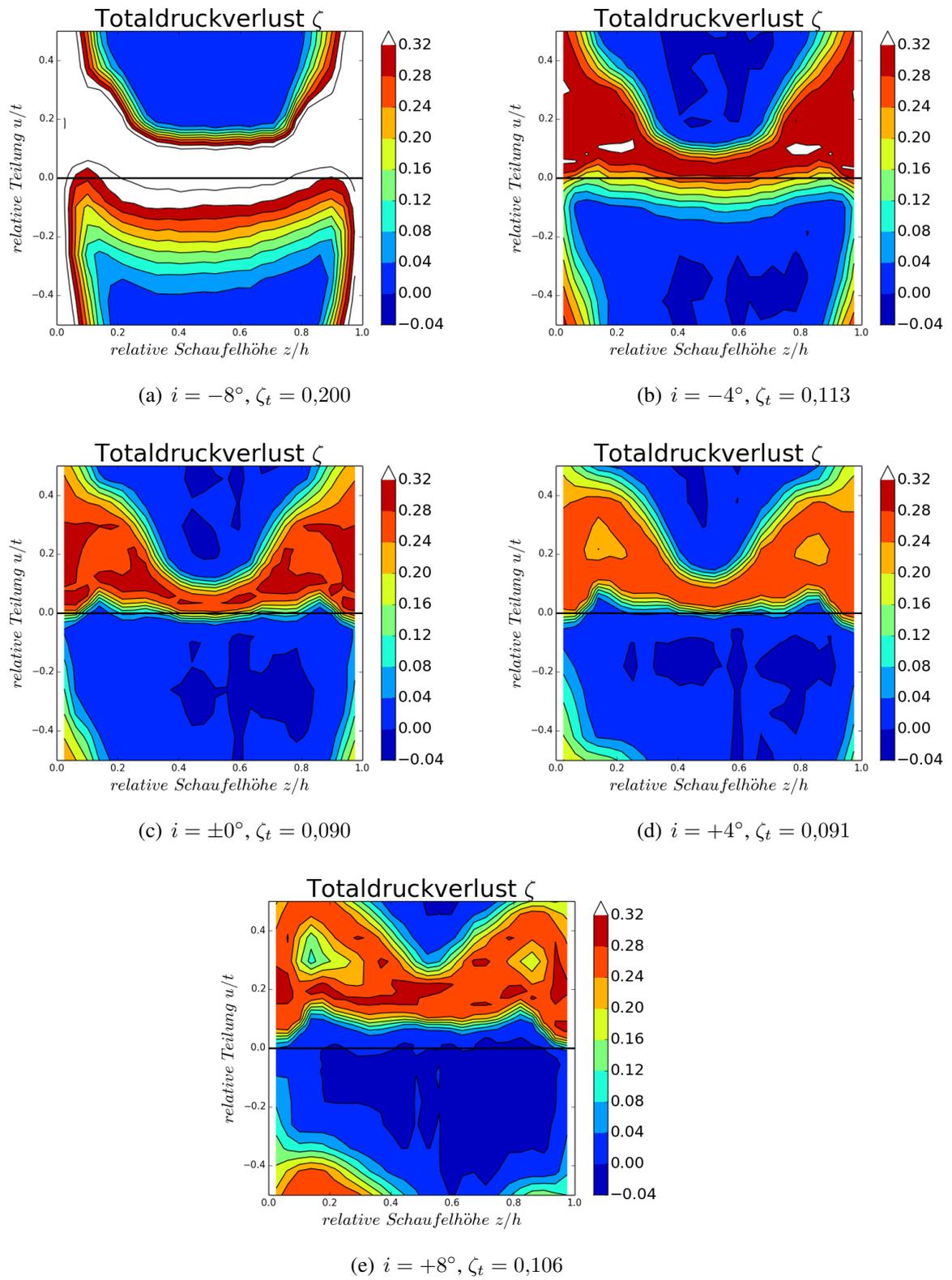


Abbildung 6.14: Grundströmung der Kaskade für verschiedene Zuströmwinkel, $Ma = 0,67$, $Re = 560.000$

Im positiven Inzidenz-Bereich bei $i = +4^\circ$ wird der Verlust des Gitters nur minimal erhöht. Es ist zu sehen, dass der Profilverlust des Gitters nicht merklich ansteigt und nur die Ausprägung des Passagenwirbels stärker wird. Im Fall noch größerer Anstellung $i = +8^\circ$ löst die Strömung auf der Saugseite des Profils ab, zu erkennen an dem aufgeweiteten Profilmachlauf und dem Offset des Nachlaufs in positiver u-Richtung. Auch das Wirbelsystem scheint stark ausgeprägt, jedoch bleibt der Totaldruckverlust noch moderat ($\zeta = 0,103$). Der Arbeitsbereich ist hier noch nicht verlassen, jedoch sind größere positive Anstellwinkel im Verdichtergitter nicht zu untersuchen, da aufgrund der Ablösungen im Kanal kein stabiler Strömungszustand mehr erreicht wird, der für das statische Auswerteverfahren nötig ist.

Wie bekannt, besitzt das NACA65 Verdichtergitter nicht die besten Eigenschaften im Off-Design und ist daher nur bedingt für die Untersuchung der Absaugung außerhalb des Auslegungspunktes geeignet. Daher wurde die Anwendung der Beeinflussung auch auf zwei modernere Gittertypen erweitert, die bessere Performance im Off-Design bieten (siehe Kapitel 6.7).

6.6.2 Peacock Schlitz

Tabelle 6.2: Messergebnisse für verschiedene Zuströmwinkel am NACA65 Gitter mit Peacock Schlitz, $\dot{m} = 1,5\%$, $Ma = 0,67$, $Re = 560.000$

i	β_1	ζ_t	$\Delta\zeta_{Ref}$	$\frac{Dp_{stat}}{q}$	$\Delta Dp_{stat,Ref}$	$\Delta\beta$
-8°	124°	0,216	+8%	0,067	-28%	$26,2^\circ$
-4°	128°	0,133	+17%	0,275	-8%	$31,0^\circ$
0°	132°	0,081	-10%	0,397	+8%	$34,4^\circ$
4°	136°	0,076	-16%	0,448	+8%	$37,5^\circ$
8°	140°	0,114	+7%	0,443	-2%	$37,8^\circ$

Untersucht wurde zunächst der Peacock Schlitz im Off-Design. Dargestellt in Abb. 6.15 sind die gleichen Winkel wie im Absatz zuvor. Im Off-Design bei niedrigen Inzidenzen wird der Volumenstrom durch das Gitter bei konstanter Machzahl stark erhöht. Damit muss auch der Absaugmassenstrom erhöht werden, um gleiche Absaugraten zu erzielen. Da dies analog zu Kapitel 4.3 wegen des schmalen Schlitzes jedoch nur begrenzt möglich ist, liegt die maximale Absaugrate bei $i = -8^\circ$ bei nur 1,5% des Gesamtmassenstroms.

Daher wird zur Übersichtlichkeit in den folgenden Darstellungen der Peacock Schlitz bei allen Winkeln mit einer Absaugrate von 1,5% gezeigt. Der Konturplot bei $i = 0^\circ$ ist demnach die Absaugung im Auslegungspunkt bei 1,5% Absaugrate mit einer Verlustreduktion von 10% verglichen mit der Referenzkaskade. Wird der Anstellwinkel reduziert, wird die Druckseite belastet und tendiert wie im Fall ohne Absaugung zur Ablösung. Bei $i = -4^\circ$ ist der Anstieg bereits sichtbar, bei $i = -8^\circ$ scheint die gesamte druckseitige Strömung abgelöst zu sein. Der Nachlauf wird deutlich vergrößert, die Saugseite des Profils scheint nur wenig belastet zu sein. Hier kann die Absaugung kaum zur Verbesserung der Strömung beitragen. Durch die Reduktion des Gesamtmassenstromes am Gitteraustritt und das damit abnehmende AVDR wird die Diffusorwirkung der Kaskade im Gegenteil noch erhöht und die Ablösung weiter gefördert. Der Verlust der Kaskade mit Absaugung steigt über das Niveau der Referenzkaskade. Im Fall hoher Inzidenz nimmt die Belastung der Saugseite zu und die Sekundärströmung wird erhöht. Dies sollte für die Absaugung mit Peacock Schlitz sprechen, die dafür ausgelegt ist, die Sekundärströmung der Seitenwand am Auftreffen auf die Schaufel zu hindern. Da jedoch die Menge und die Energie der Sekundärströmung erhöht wird, scheint die Absaugung nicht in der Lage, diese wirkungsvoll einzudämmen. Es scheint, als wäre diese erstarkte Sekundärströmung in der Lage, trotz Absaugung zu einem Teil zur Eckenablösung beizutragen. Hinzu kommt der vorher beschriebene Effekt der Verringerung des AVDR und damit der Vergrößerung der Diffusion. Dies trägt zum saugseitigen Ablösen der Strömung bei hohen Inzidenzen bei. Im Fall von $i = +8^\circ$ ist der Verlust im Vergleich zur Referenz erneut erhöht.

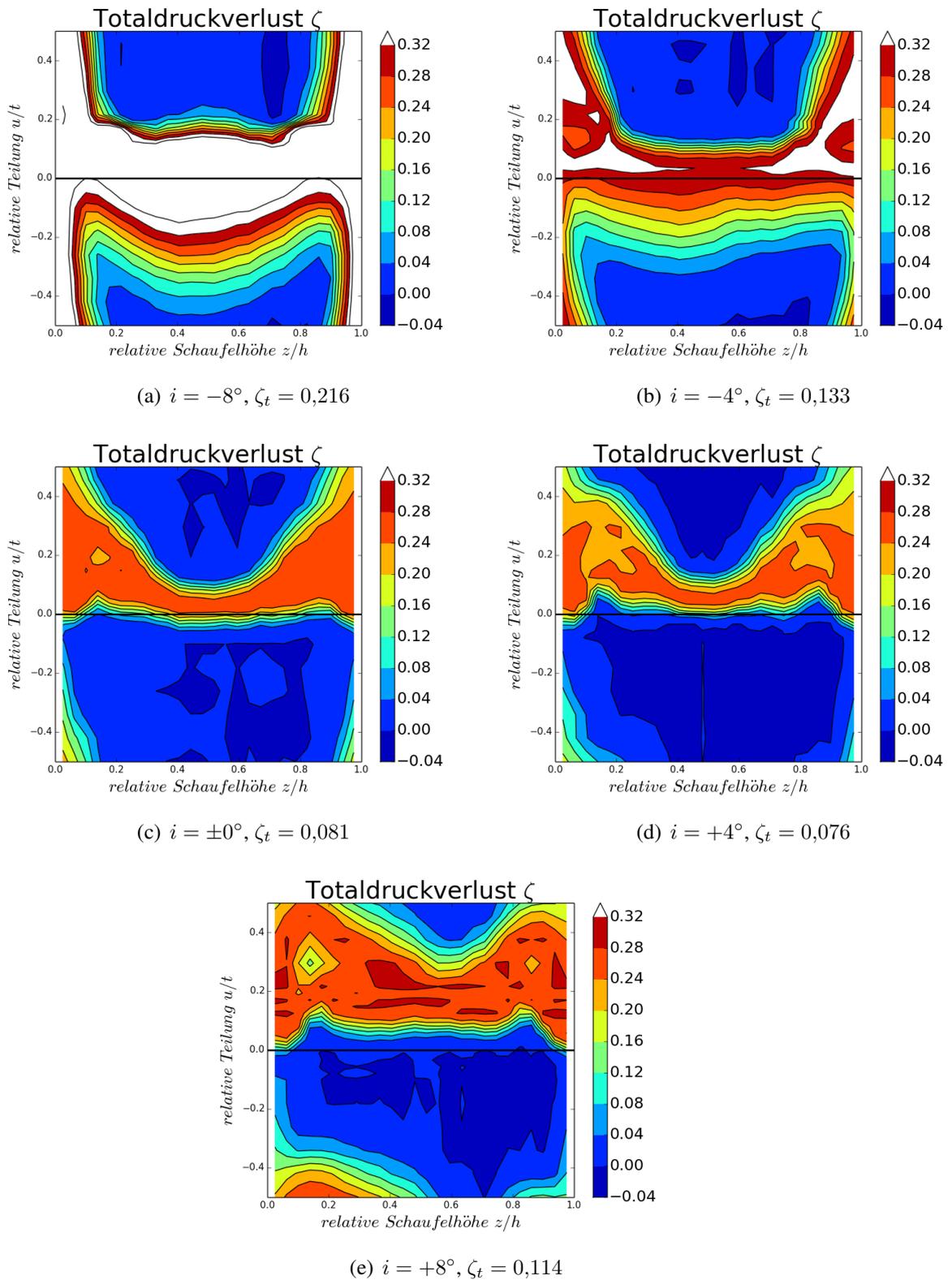


Abbildung 6.15: Off-Design der NACA65 Kaskade mit Peacock Schlitz Absaugung bei 1,5% Absaugrate, $Ma = 0,67$, $Re = 560.000$

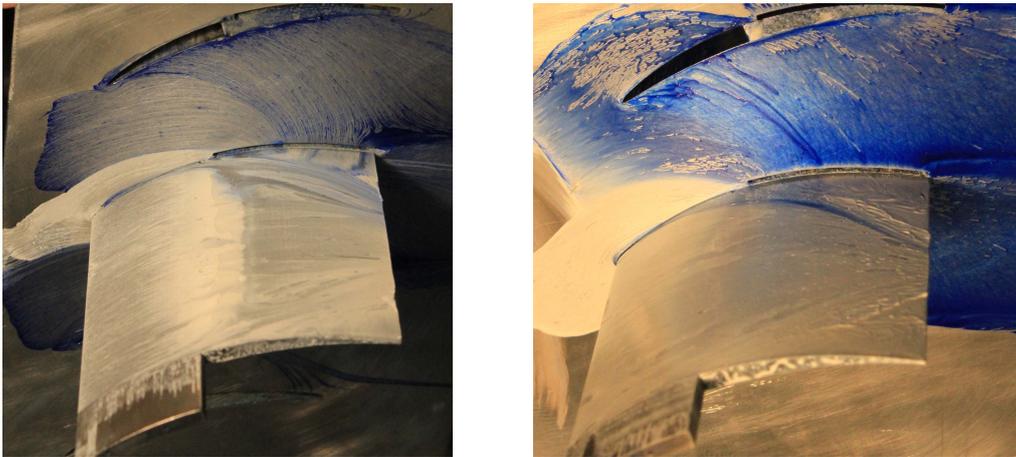
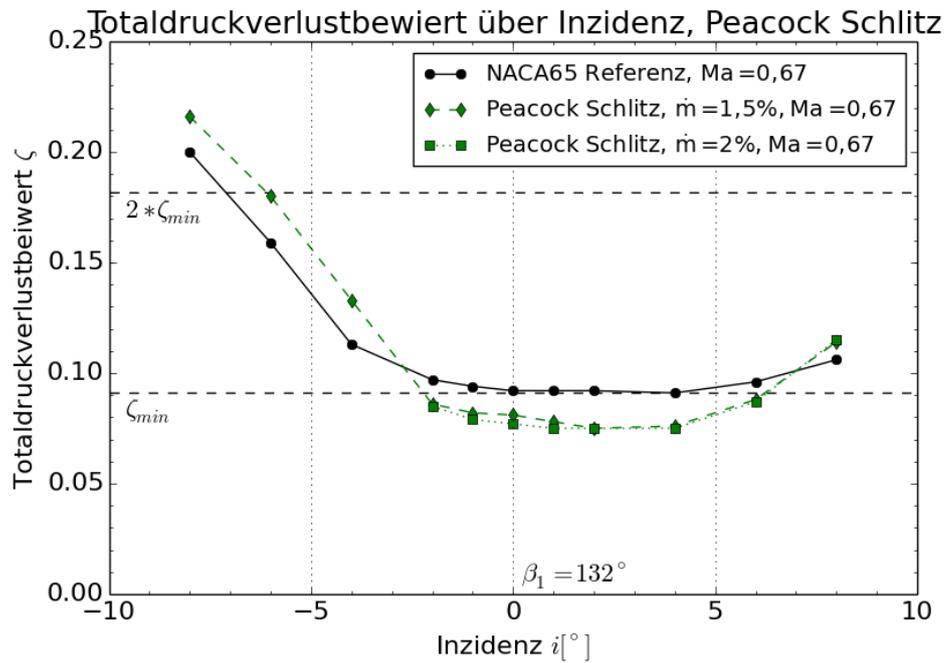
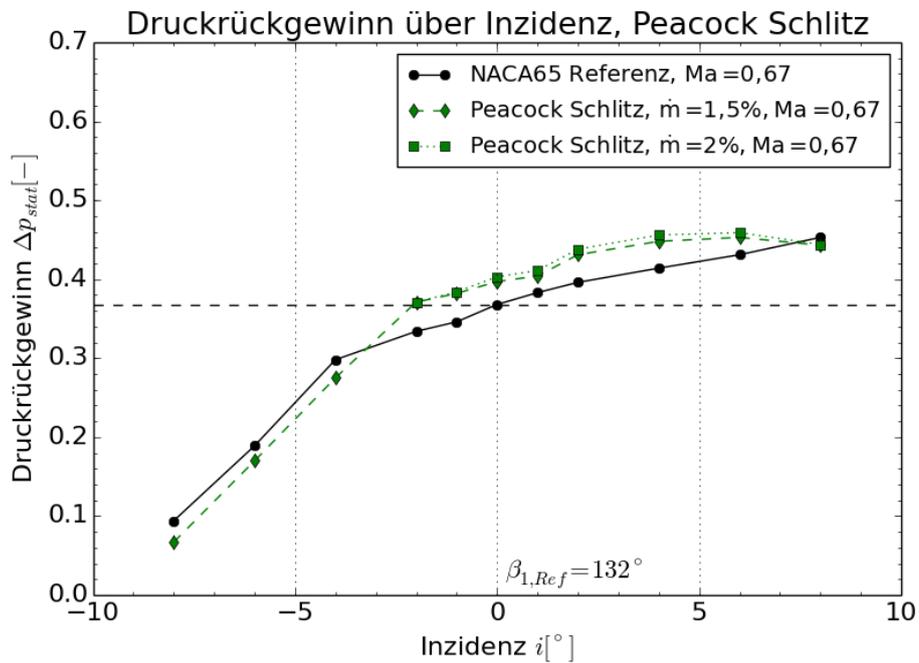
(a) $\beta_1 = 128^\circ$ (b) $\beta_1 = 136^\circ$

Abbildung 6.16: Ölanstrichvisualisierung bei negativer (li.) und positiver (re.) Inzidenz mit Absaugung durch Peacock Schlitz, NACA65 Gitter, $Ma = 0,67$, $Re = 560.000$

In Abb. 6.16 sind Anstrichbilder der Kaskade mit Peacock Schlitz bei positiver und negativer Anstellung zu sehen. Im Fall negativer Inzidenz bei $i = -4^\circ$ sieht man auf der Saugseite der Schaufel, wie die Eckenablösung und die Einschnürung der Strömung im hinteren Bereich geringer ausfallen im Vergleich zur Referenzkaskade. Auch die Umlenkung der Sekundärströmung in Richtung Saugseite ist weniger stark ausgeprägt als im Auslegungspunkt, da die Strömung mit verringerter Inzidenz das Gitter durchströmt. Im Fall positiver Inzidenz ist das Verhalten deutlich anders. Man erkennt die starke Einschnürung der Strömung bis zur Kanalmitte auf der Saugseite, die für die großen Verluste und den dicken Nachlauf über die gesamte Passagenbreite verantwortlich sind. Weiter erkennt man die starke Sekundärströmung, die bereits vor dem Beginn des Absaugschlitzes auf die Schaufel trifft und so die Ablösung fördert.



(a) Verlustpolare



(b) Statische Druckumsetzung

Abbildung 6.17: Polarendarstellung der Kaskade mit Peacock Schlitz bei 1,5% und 2% Absaugrate, $Ma = 0,67$, $Re = 560.000$

Abbildung 6.17 zeigt die polare Darstellung von Totaldruckverlust und statischer Druckumsatz über den gesamten untersuchten Bereich für Absaugraten von 1,5% und 2%. Die Kurve für 2% endet bei $i = -4^\circ$, da ab dem Bereich die Absaugleistung und die Schlitzbreite nicht ausreicht, um 2% der Strömung abzusaugen. Die Polare der Totaldruckverluste über dem Zuströmwinkel ist in Abbildung 6.17(a) dargestellt. Deutlich zu erkennen ist der weite Bereich im Zentrum des Arbeitsbereiches, in dem der Totaldruckverlust deutlich reduziert ist im Vergleich zur Referenz. Dieser Bereich umfasst $-3^\circ < i < 7^\circ$. Außerhalb des Bereiches nimmt der Totaldruckverlust infolge der oben erwähnten Effekte zu. Die Absaugung hat keinen positiven Nutzen mehr. Auf die Umlenkung der Kaskade hat die Absaugung keinen großen Einfluss. Der lineare Anstieg des Abströmwinkels zeigt eine gleich bleibende Umlenkung über einen weiten Bereich von Zuströmwinkeln. Deutlich ausgeprägter ist der Einfluss der Absaugung auf den statischen Druckanstieg 6.17(b). Im Bereich der funktionierenden Beeinflussung, der vorher von $-3^\circ < i < 7^\circ$ bestimmt wurde, wird der Druckanstieg spürbar erhöht. Dieser Effekt ist zum Einen auf die bessere Strömung im zentralen Bereich der Kaskade und dadurch kleinere Ablösegebiete zurückzuführen. Zum Anderen scheint die Ursache für den Anstieg vor allem auch an der wegfallenden Grenzschicht und dem dadurch geringeren AVDR zu liegen. Solange die Strömung den größer werdenden Druckgradienten überwinden kann, ist der Einfluss der Beeinflussung auf den Druckumsatz enorm. Offenbar wird auch das Vermögen, den Druckgradienten zu überwinden, durch die Absaugung erhöht, da deutliche höhere Geendrücke erreicht werden können.

6.6.3 Querschlitze

Tabelle 6.3: Messergebnisse für verschiedene Zuströmwinkel am NACA65 Gitter mit Querschlitze, $\dot{m} = 3\%$, $Ma = 0,67$, $Re = 560.000$

i	β_1	ζ_t	$\Delta\zeta_{Ref}$	$\frac{Dp_{stat}}{q}$	$\Delta Dp_{stat,Ref}$	$\Delta\beta$
-8°	124°	0,222	+11%	0,082	-13%	$25,8^\circ$
-4°	128°	0,118	-4%	0,337	+13%	$30,9^\circ$
0°	132°	0,071	-21%	0,422	+14%	$34,4^\circ$
4°	136°	0,080	-12%	0,463	+12%	$36,8^\circ$
8°	140°	0,122	+15%	0,464	+2%	$36,4^\circ$

Die Totaldruckverlustergebnisse der Absaugung mit Querschlitzen im Off-Design sind in Abb. 6.18 dargestellt. Die Konturplots für $i = \pm 8^\circ$ zeigen einen ähnlichen Verlauf wie die Plots der Messungen mit Peacock Schlitz. Auch hier gilt, dass die maximale Absaugrate kleiner ausfällt als die in den vorigen Kapiteln als Optimum festgelegte, daher wird in den Plots und den folgenden Bildern von einer Absaugrate von 3% ausgegangen. Die Kurve für 5% Absaugung endet bei $i = -4^\circ$. Im Auslegungsfall bei $\beta_1 = 132^\circ$ sieht man die starke Verbesserung der Strömung im Vergleich zur Referenz. Wie im Fall mit Peacock Schlitz hat die Absaugung im Fall negativer Anstellung keinerlei positiven Effekt, sondern die Ablösung auf der Druckseite wird eventuell durch den Diffusionseffekt weiter verstärkt. Im positiven Fall ist die Absaugung zumindest im Bereich bis $i = +6^\circ$ in der Lage, die Eckenablösung wirkungsvoll einzudämmen.

Der gesamte Bereich der vermessenen Winkel mit dem Querschlitzen ist in der Polardarstellung in Abbildung 6.19 abgebildet. Die vorliegenden Effekte sind ähnlich wie im Fall des Peacock Schlitzes. Auch am Querschlitzen endet die Kurve für die volle Absaugung von 5% bei $i = -4^\circ$. Dies liegt wiederum am fehlenden Vermögen, die Absaugrate bei dem erhöhten Massendurchsatz bei negativer Zuströmung aufrecht zu halten. Die Verlustpolare des Gitters mit Querschlitzen ist in Abb. 6.19(a) dargestellt. Es ergibt sich das bereits beschriebene Verhalten, dass im zentralen Bereich von $-3^\circ < i < 7^\circ$ die Absaugung gute Effekte liefert und den Totaldruckverlust signifikant reduziert. Bis zu 38% Verbesserung im Vergleich zur Referenzkaskade werden mit der Grenzschichtabsaugung in der Passage erzielt. Das Verhältnis von positivem zu negativem Effekt kippt erst bei $i = -4^\circ$. Auch der Druckrückgewinn 6.19(b) bestätigt diesen Trend, im Bereich nahe der Auslegung wird der statische Druck am Austritt und damit der Druckumsatz massiv erhöht. Die Einschnürung durch Eckenablösung und Passagenwirbel entfällt, die Diffusion fällt deutlich größer aus.

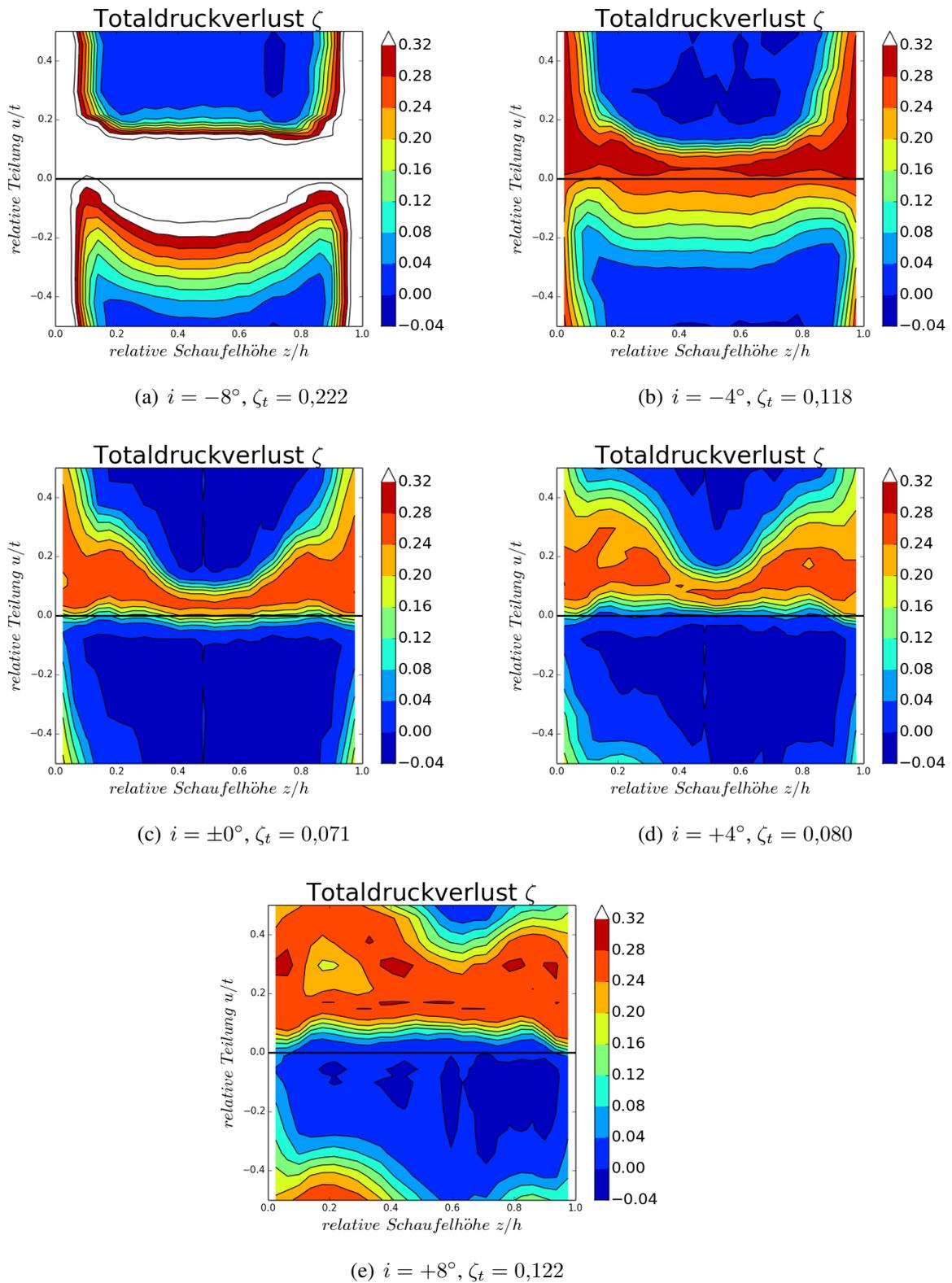
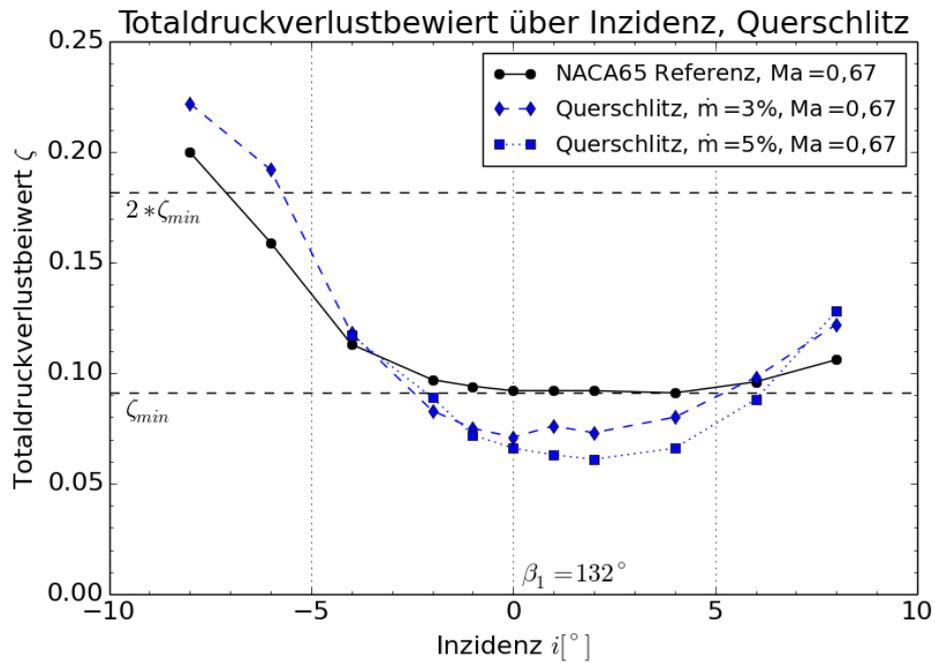
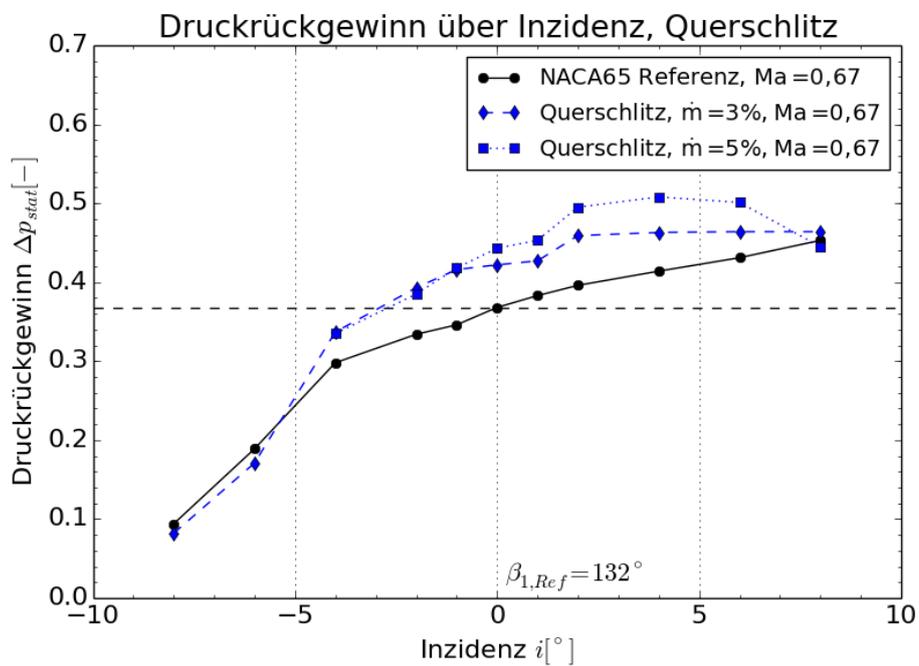


Abbildung 6.18: Off-Design der NACA65 Kaskade mit Querschlitz bei 3% Absaugrate, $Ma = 0,67$, $Re = 560.000$



(a) Verlustpolare



(b) Statische Druckumsetzung

Abbildung 6.19: Polarendarstellung der NACA65 Kaskade mit Querschlitze bei 3% und 5% Absaugrate, $Ma = 0,67$, $Re = 560.000$

6.7 Anwendung auf moderne Verdichterprofile

Die in den vorherigen Kapiteln gefundenen Absauggeometrien und Absaugraten bieten bei Verwendung am NACA65 Gitter ein großes Potenzial für Verbesserungen der Strömung. Da das NACA65 Gitter bereits in die Jahre gekommen ist und seine Einsatzzeit im vergangenen Jahrhundert lag, wurden die gefundenen Geometrien auch an modernen Profilen getestet. Zur Verwendung kam ein CDA Rotorprofil [97] und ein optimiertes OGV [38] aus der Kölner Abteilung Fan und Verdichter des DLR. Die Beschreibung der beiden Gittertypen und der wichtigen Parameter ist in Kapitel 3.1 zu finden.

6.7.1 Ergebnisse mit dem CDA Rotorprofil

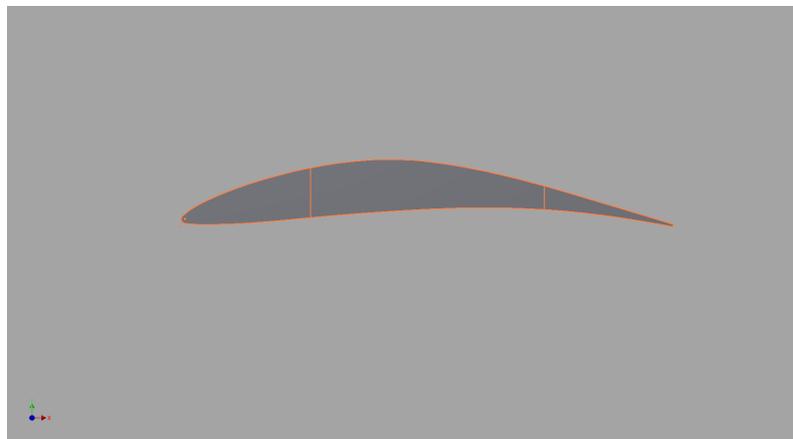


Abbildung 6.20: Profilkontur des CDA Gitters

Die Kontur des CDA Profils ist in Abbildung 6.20 dargestellt. Man erkennt eine sehr dicke Vorderkante, die zu einem sehr weit nach hinten verlagerten Dickenmaximum führt. Durch diese große Dicke wird eine lange Laminarhaltung erreicht, die die Strömung auf den ersten bis zu 50% der Sehnenlänge betrifft. Danach erst folgt die laminare Ablöseblase, und dahinter die turbulente Anlegelinie.

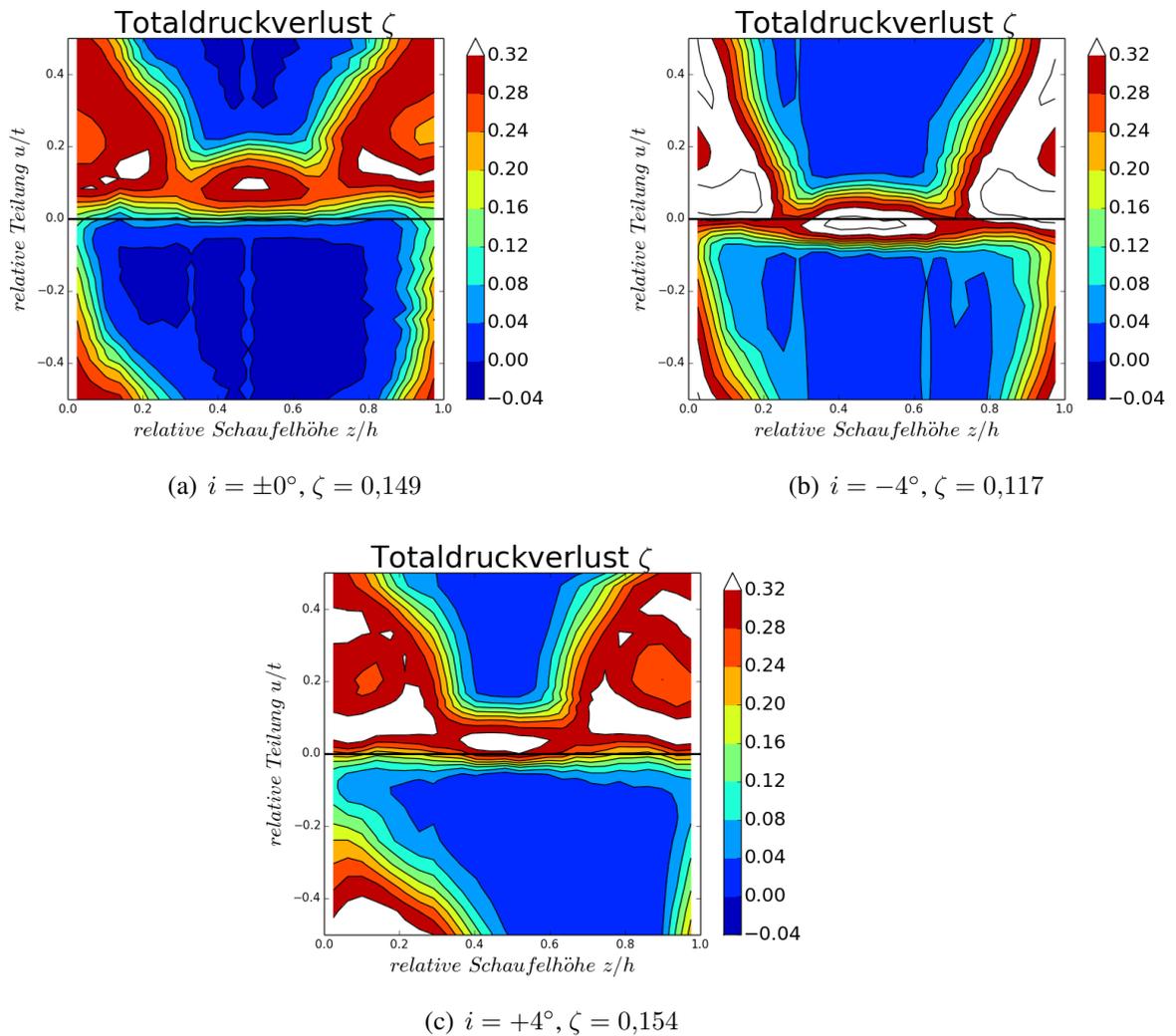


Abbildung 6.21: Konturplots des Totaldruckverlustes der CDA Kaskade. $Ma = 0,62$, $Re = 520.000$

Tabelle 6.4: Messergebnisse für verschiedene Zuströmwinkel am CDA Referenzgitter, $Ma = 0,62$, $Re = 520.000$

i	β_1	ζ	$\frac{Dp_{stat}}{q}$	$\Delta\beta$
-4°	133°	0,149	0,183	$19,8^\circ$
0°	137°	0,117	0,319	$23,0^\circ$
4°	141°	0,154	0,296	$25,1^\circ$

Abb. 6.21 zeigt die Konturplots der CDA Referenz Kaskade. Diese zeigt ein anderes Verhalten im Vergleich zur NACA65 Referenz Kaskade. Dies erklärt sich aus dem Verwendungszweck des Profils als Rotor. Dort liegt der Fokus der Profilgestaltung weniger auf der Umlenkung als mehr auf dem Druckaufbau. Die Eckenablösung ist stark ausgeprägt, daher bietet sich auch am Rotor Potential für eine Grenzschichtabsaugung zur Sekundärströmungsbeeinflussung. Die Kaskade wurde daraufhin mit der Grenzschichtabsaugung und dem Peacock Schlitz ausgerüstet und ebenfalls in unterschiedlichen Betriebspunkten untersucht.

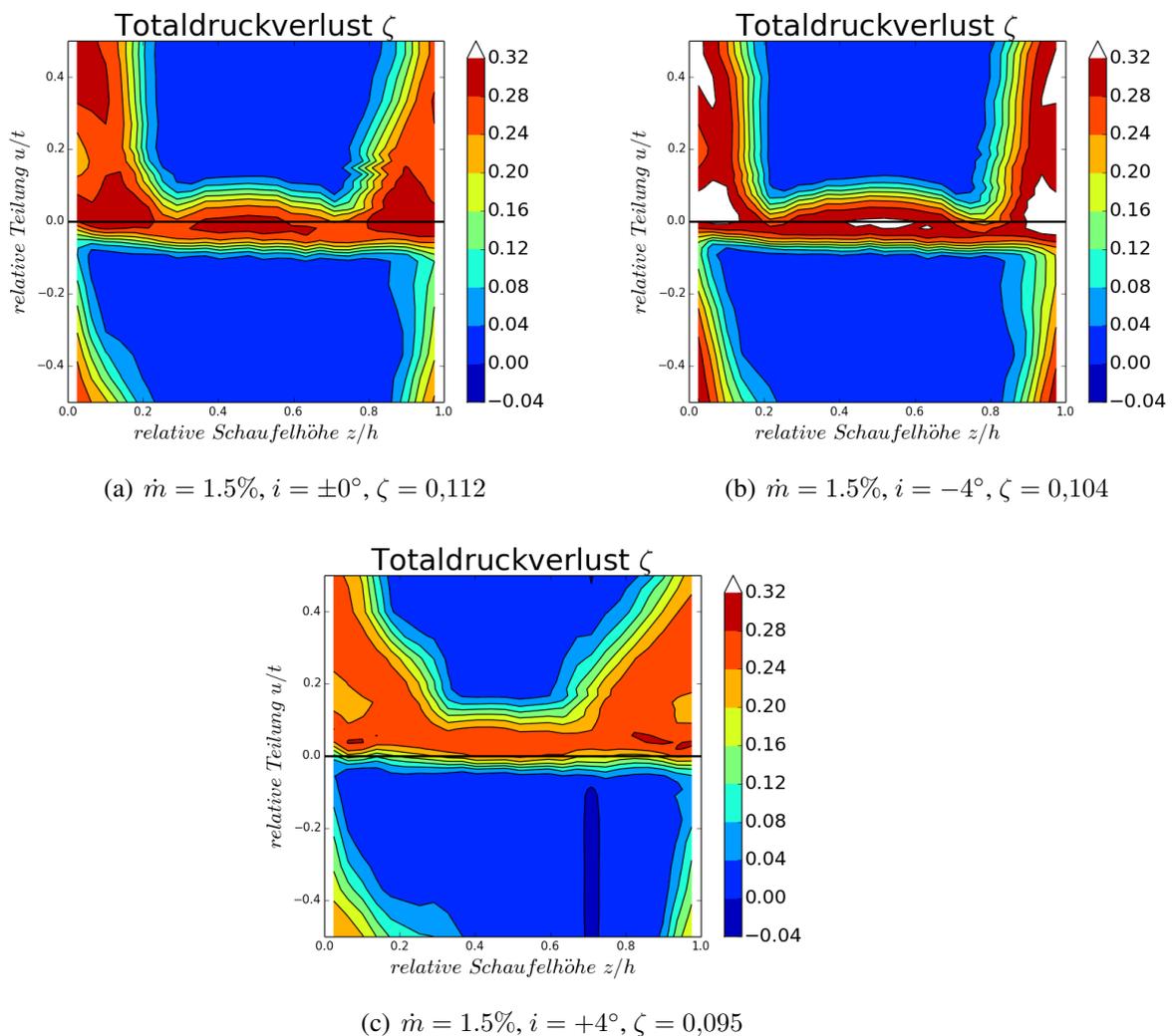


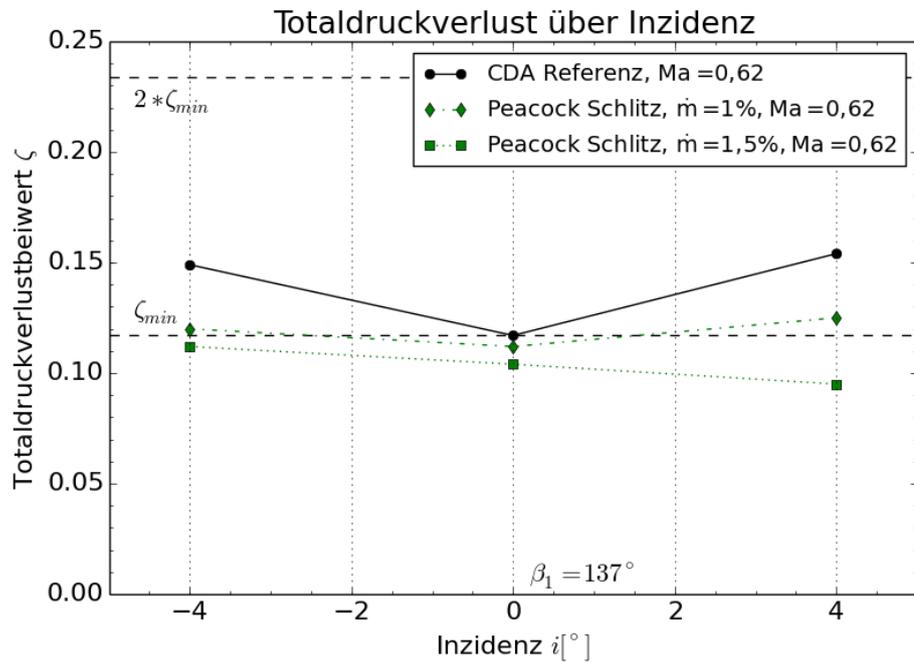
Abbildung 6.22: Konturplots des Totaldruckverlustes der CDA Kaskade mit Absaugung bei 1,5% Absaugrate. $Ma = 0,62$, $Re = 520.000$

Tabelle 6.5: Messergebnisse für verschiedene Zuströmwinkel am CDA Gitter mit Peacock Schlitz, Absaugrate 1,5%, $Ma = 0,62$, $Re = 520.000$

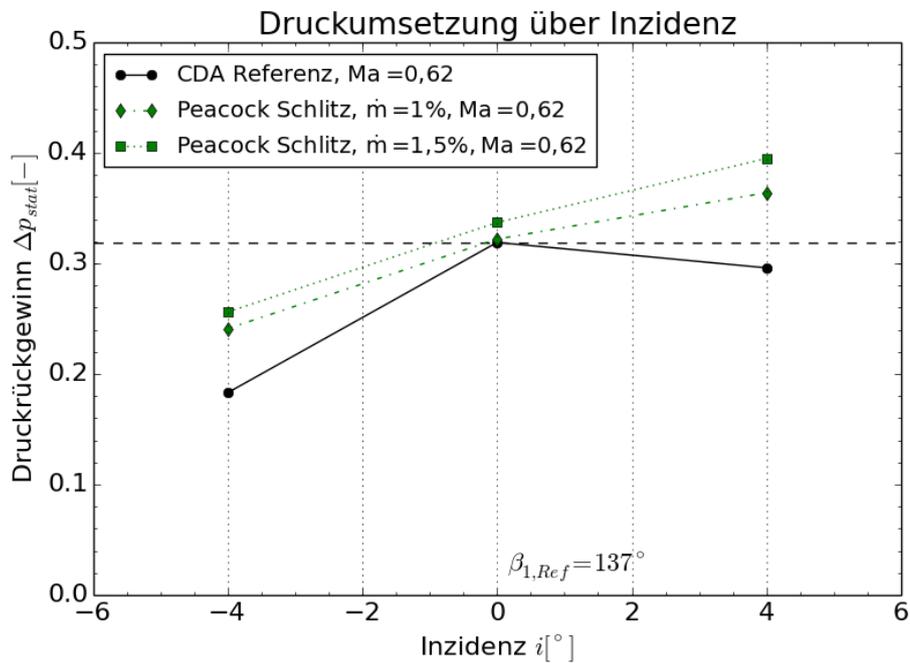
i	β_1	ζ	$\Delta\zeta$	$\frac{Dp_{stat}}{q}$	$\Delta Dp_{stat,Ref}$	$\Delta\beta$
-4°	133°	0,112	-25%	0,256	+39%	$20,9^\circ$
0°	137°	0,104	-11%	0,337	+6%	$24,5^\circ$
4°	141°	0,095	-38%	0,395	+33%	$26,7^\circ$

Die Ergebnisse der Untersuchungen mit Absaugung am CDA Gitter sind in Abbildung 6.22 dargestellt. Es werden die gleichen drei Fälle wie im Referenzfall mit Inzidenzen von 0° , -4° und $+4^\circ$ bei Auslegungsmachzahl von $Ma = 0,62$ geplottet. Im Auslegungsfall bei 0° Inzidenz (Abb. 6.21(a)) liefert das Gitter ohne Absaugung ein ausgeprägtes System von Sekundärströmung. Der Passagenwirbel hat einen Einfluss bis 35% Schaufelhöhe von beiden Rändern aus. In diesem Gebiet ist der Totaldruckverlust merklich erhöht und auch die Wirbelstruktur in dem Gebiet ist gut zu erkennen. Im Vergleich mit der Absaugung in Abb. 6.22(a) ist deutlich zu sehen, dass die rotierende Struktur des Gebietes hoher Verluste nicht mehr ersichtlich ist. Es hat den Anschein, als wäre der Passagenwirbel weniger stark ausgeprägt durch die Absaugung. Das Gebiet hoher Verluste wird stark reduziert und räumlich auf die ersten 20% der Schaufelhöhe begrenzt. Auch das Niveau der Druckverluste nimmt ab, erkennbar am Fehlen der weißen Bereiche sehr hoher Verluste im Fall mit Absaugung. Im Bereich der Passagenmitte wird das Gebiet des Nachlaufs ebenfalls in der Höhe reduziert, was für besser anliegende Strömung auf der Schaufelsaugseite spricht. Ein sehr ähnliches Bild ergibt sich für die Messung bei -4° Anstellung. Im Bild ohne Absaugung (Abb. 6.21(b)) ist die rotierende Struktur des Passagenwirbels gut zu sehen. Hier sind die Werte des Druckverlustes höher als im Auslegungsfall, im Bereich der Wand bis ca. 30% Schaufelhöhe ist weiß als Zeichen für sehr hohe Verluste vorherrschend. Auch im Nachlauf der Schaufel in der Passagenmitte ist weiß zu sehen, der Nachlauf scheint aufgrund der Dicke der Schaufel und der schlechten Ausmischung der Strömung sehr stark ausgeprägt zu sein. Das war in den Abbildungen mit NACA65 Profil nicht der Fall. In Abb. 6.22(b) bei $i = -4^\circ$ mit Absaugung ergibt sich eine starke Verbesserung der Abströmung. Der Bereich hoher Verluste im Passagenwirbel an der Wand wird auf die ersten 20% der Schaufelhöhe eingegrenzt und in absoluten Zahlen ebenfalls reduziert. Auch im Nachlauf der Schaufel werden die Verluste reduziert, wenn auch die Ausbreitung des Nachlaufgebietes hier nicht so deutlich verkleinert wird. Es ergibt sich insgesamt eine

starke Verbesserung des Druckverlustes durch die Absaugung. Noch klarer stellt sich die Situation im Fall für $i = +4^\circ$ dar. Im Fall ohne Absaugung ist ein großer Teil der Passage von Passagenwirbel und Ablöseeffekten blockiert, der Totaldruckverlust in weiten Teilen des Untersuchungsgebietes liegt bei über 25%. Der ungestörte Bereich in der Passagenmitte ist stark verkleinert und auf der Schaufeldruckseite stellt sich bei der Untersuchung im Kanal eine deutliche Asymmetrie ein. Dies zeugt von einer sehr stark abgelösten Strömung und instabilen Strömungszuständen im Gitterverbund. Bei Absaugung im gleichen Strömungsfall wird das Gebiet bemerkenswert verbessert. Die Strömungsablösung auf der Saugseite wird in Umfang und Stärke reduziert. Die Bereiche von $\zeta > 0,30$ verschwinden und ein moderater Totaldruckverlust stellt sich ein.



(a) Verlustpolare



(b) Statische Druckumsetzung

Abbildung 6.23: Polarendarstellung der CDA Rotor Kaskade mit Peacock Schlitz bei 1% und 1,5% Absaugrate, $Ma = 0,62$, $Re = 520.000$

Abbildung 6.23 zeigt die Ergebnisse der Messungen am CDA Gitter als Diagramme über der Zuströminzidenz. Abb. 6.23(a) zeigt den Totaldruckverlust ζ der CDA Kaskade über der Inzidenz. Es ist schnell ersichtlich, dass für eine detaillierte Aussage eventuell einige Messpunkte zur Liste hinzugefügt werden sollten. Die Tendenz jedoch ist klar erkennbar. Im Auslegungsfall ist der Verlust der Referenzkaskade moderat und die Werte für die Druckverluste mit Strömungsbeeinflussung liegen nur knapp unter den Werten ohne Absaugung. Wie jedoch schon auf den Konturplots ersichtlich, ist die Ablösung in der Lage, die auftretenden Sekundärströmungen und Ablösungen bei veränderter Inzidenz erfolgreich zu beeinflussen und die negativen Auswirkungen im Nachlauf deutlich zu reduzieren. Hier kann der Totaldruckverlust um 10-15% reduziert werden. Beim Abströmwinkel zeigt sich kein großer Einfluss auf die Abströmung durch die Absaugung, dies hat vornehmlich mit der Gestaltung des Profils zu tun, das keine besonders hohe Umlenkung erreicht, sondern vor allem den Druckanstieg fördern soll. Daher ist die interessante Grafik der Teil in Abb 6.23(b), in der der statische Druckanstieg für verschiedene Zuströmwinkel mit und ohne Absaugung geplottet ist. Im Auslegungspunkt besitzt das Gitter eine große Druckumsetzung von $\Delta p_{stat} = 0,32$. Dieser Wert wird mit Absaugung übertroffen und der Druckanstieg durch die zusätzliche Diffusion durch die verringerten Grenzschichtdicken und verringerte Eckenablösungen erhöht. Im Fall negativer Anstellung wird der Druckanstieg im Fall ohne Absaugung stark reduziert. Durch die großen Grenzschichten wird der Druckerhöhung durch die Profilierung ein Düseneffekt entgegengesetzt, der den Druckanstieg beinahe vernichtet. Ein Druckumsatz von $\Delta p_{stat} = 0,18$ ist das Resultat. Im Fall der Absaugung wird dieser Düseneffekt reduziert und der Druckumsatz stark erhöht. Noch deutlicher wird das Resultat im Fall positiver Inzidenz am rechten Rand der Abbildung. Hier fällt im Fall ohne Absaugung der Druckumsatz trotz gestiegener Umlenkung des Profils im Vergleich zu $i = 0^\circ$ ab. Im Fall mit Absaugung kann der Druckumsatz weiter erhöht werden, was für den Rotor ein sehr wünschenswertes Ergebnis darstellt. Über die Passage wird die Abströmung der Kaskade also im Ganzen verbessert und die Druckerhöhung wird durch die Ablösung gesteigert.

6.7.2 Ergebnisse mit der LRN-OGV Kaskade

In einer Untersuchung der Abteilung Fan und Verdichter des Institutes für Antriebstechnik des DLR wurde in einem internen Projekt ein Design für ein neues OGV gesucht, dass bei geringen Reynoldszahlen optimal arbeitet. Dieses optimierte Profil (LRN-OGV) wurde auf der ISABE Konferenz im Jahr 2013 von Hergt [38] präsentiert. Das Profil und der

Optimierungs-Algorithmus, der zu dem Profil führte, wurde in Kapitel 3.1.3 angerissen und vorgestellt. Ausführlich ist das Prozedere bei Hergt nachzulesen. Das Verdichterprofil des LRN-OGV wurde daraufhin am HGW in Berlin mit und ohne Absaugung untersucht, um den Einfluss der Beeinflussung auf ein Profil moderner Bauart zu erfassen. Da die Ergebnisse der Referenzkaskade in der Untersuchung von Hergt bereits beschrieben sind, erfolgt an dieser Stelle nur eine Beschreibung der Untersuchungen mit Beeinflussung. Das Profil wurde wie in Abschnitt 6.7 erwähnt, mit dem Peacock Schlitz ausgestattet, um möglichst gute Vergleichbarkeit mit anderen Untersuchungen zu gewährleisten.

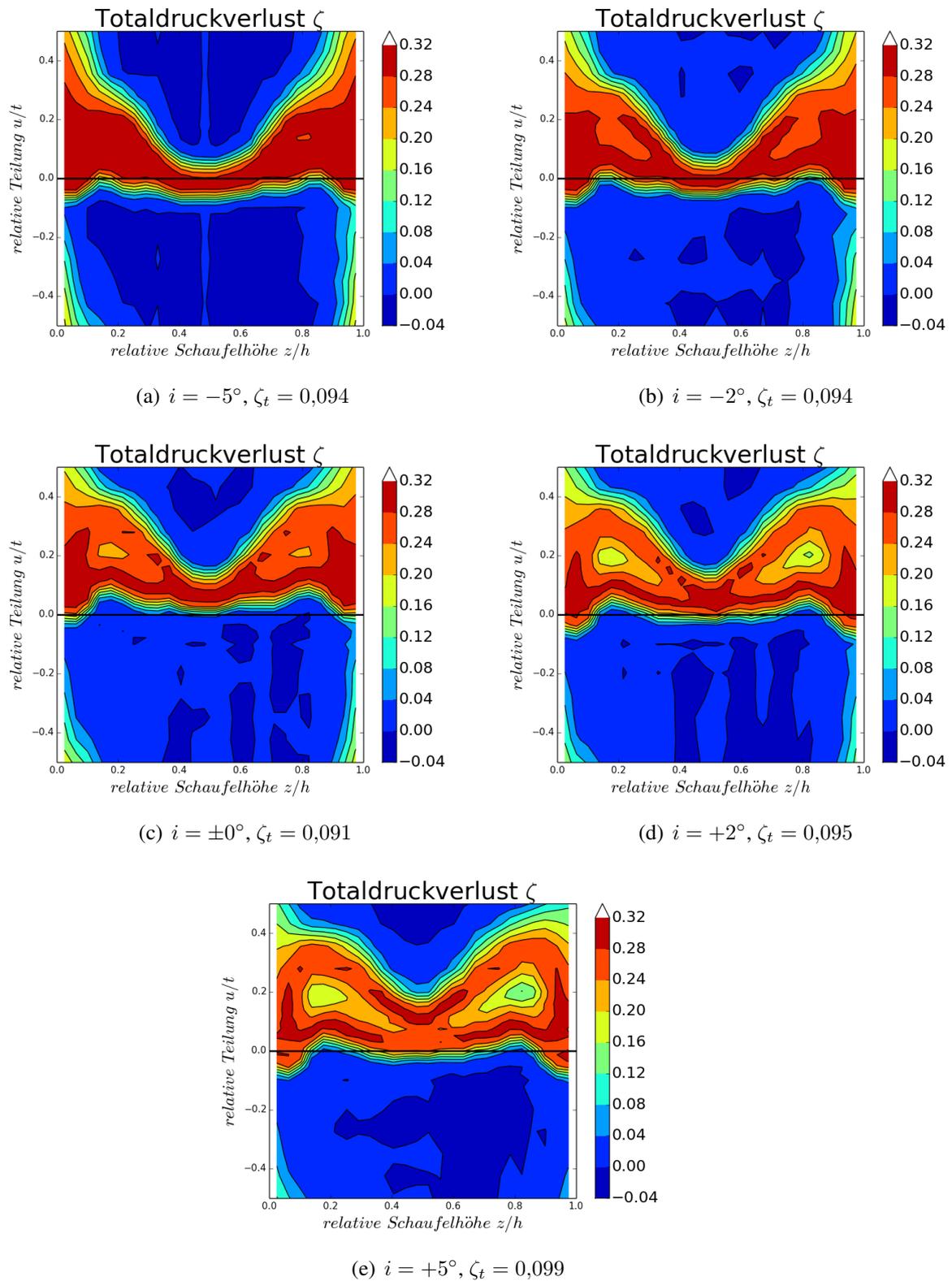


Abbildung 6.24: Off-Design der LRN OGV Referenz-Kaskade, $Ma = 0,6$, $Re = 500.000$

Tabelle 6.6: Messergebnisse für verschiedene Zuströmwinkel am LRN-OGV Referenzgitter, $Ma = 0,60$, $Re = 500.000$

i	β_1	ζ	$\frac{Dp_{stat}}{q}$	$\Delta\beta$
-5°	128°	0,094	0,315	$36,6^\circ$
-2°	131°	0,094	0,363	$38,7^\circ$
0°	133°	0,091	0,390	$40,1^\circ$
2°	135°	0,095	0,434	$40,7^\circ$
5°	138°	0,099	0,461	$42,7^\circ$

Abb. 6.24 zeigt die Konturplots der Messungen am LRN Gitter für verschiedene Zuströmwinkel. Man erkennt direkt an den Plots und an den Werten für den Druckverlustbeiwert ζ , dass das Profil großzügig auf Änderungen des Zuströmwinkels reagiert, was jedoch auch ein Auslegungs- und Optimierungskriterium war. Das Profil zeigt im Auslegungspunkt bei $i = 0^\circ$ ein starkes Sekundärströmungsgebiet mit ausgeprägtem Passagenwirbel und einem Fußabdruck des Eckenwirbels am Übergang von Druckseite und Seitenwand. Der Einfluss der Seitenwand reicht bis in die zentrale Region der Passage hinein, so dass man im Mittelschnitt nicht von einem reinen Profilverlust sprechen kann. Die absoluten Zahlen des Totaldruckverlustbeiwertes sind geringer im Vergleich zum NACA65 Gitter, jedoch in der flächigen Verteilung breiter gestreut. So ergibt sich im Auslegungsfall bei einer sehr ähnlichen Umlenkung ein sogar ein beinahe identischer Gesamtverlust von $\zeta = 0,091$. Im Falle negativer Inzidenz bemerkt man in den Konturplots kaum ein Ansteigen der Flächen hoher Druckverluste im Vergleich zur Referenz, was einen deutlichen Unterschied zum NACA Gitter darstellt. Hier sind auch die absoluten Werte des Druckverlustes im Vergleich zum Auslegungsfall kaum erhöht. Eine kluge (bzw. *optimal*) gestaltete Vorderkante bringt diesen Effekt mit sich. Auf der Seite positiver Inzidenz zur Pumpgrenze hin verändert sich das Gebiet hoher Verluste sehr wohl. Der Passagenwirbel wird verstärkt, vor allem durch erhöhte Sekundärströmung an der Wand. Bei $i = +2^\circ$ bereits leicht, bei $i = +5^\circ$ ausgeprägt zu beobachten ist das Ansteigen der Breite des Nachlaufes. Hier scheint sich eine Ablösung auf der Saugseite auszubilden, die mit zunehmendem Anstellwinkel weiter stromauf in Richtung Vorderkante wandert. Hier ist wohl das Ende des möglichen Druckanstieges durch die hohe Umlenkung des Profils erreicht. Das LRN-OGV reagiert somit sehr gutmütig auf Schwankungen im Anstellwinkel. Bei negativen Winkeln ist bis zum hier vermessenen Bereich (der auch in der

initialen Optimierung den Rand bildete) kein Effekt erkennbar, der den Arbeitsbereich oder sogar die Arbeitsfähigkeit des Profils einschränkt.

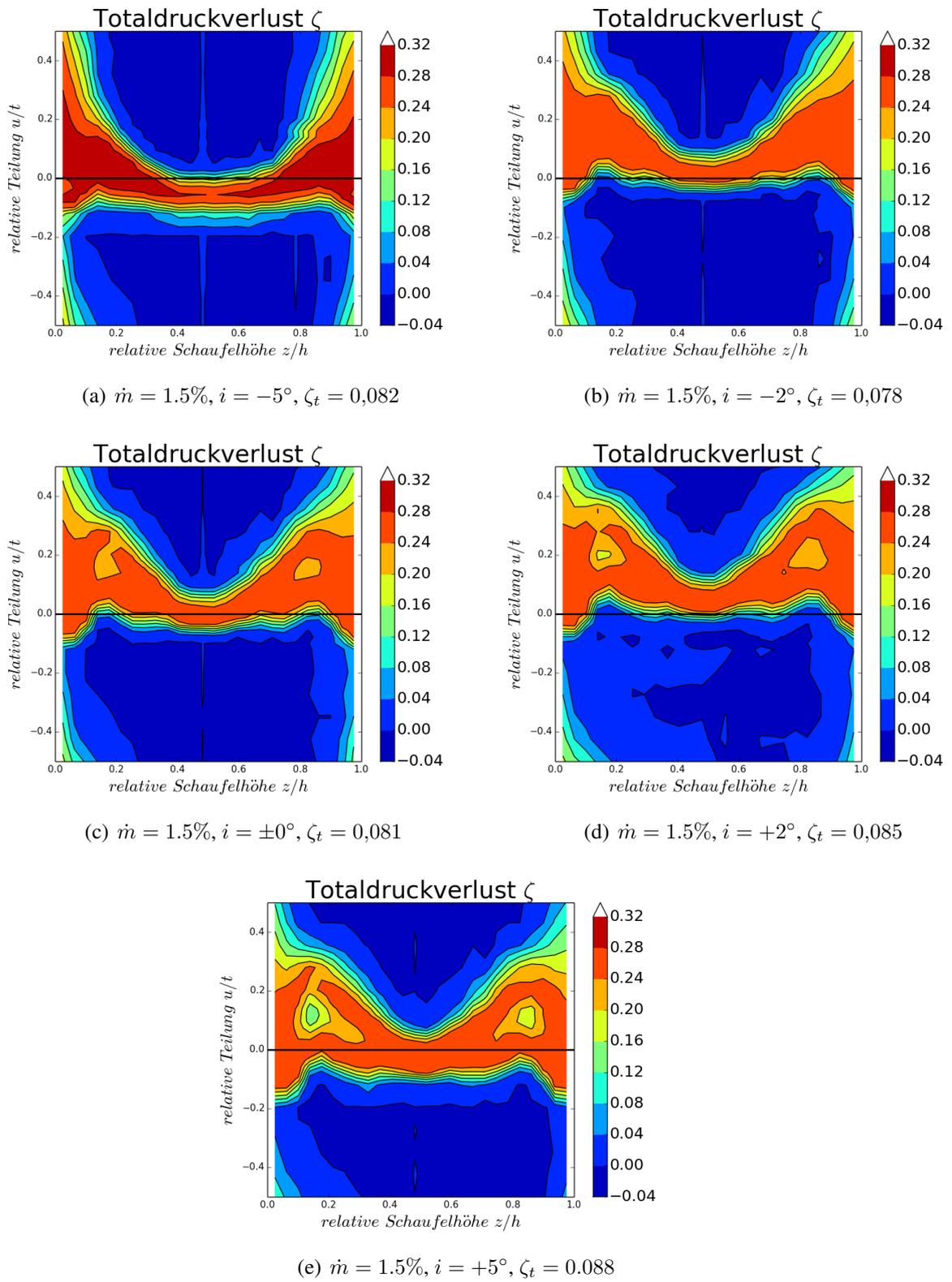
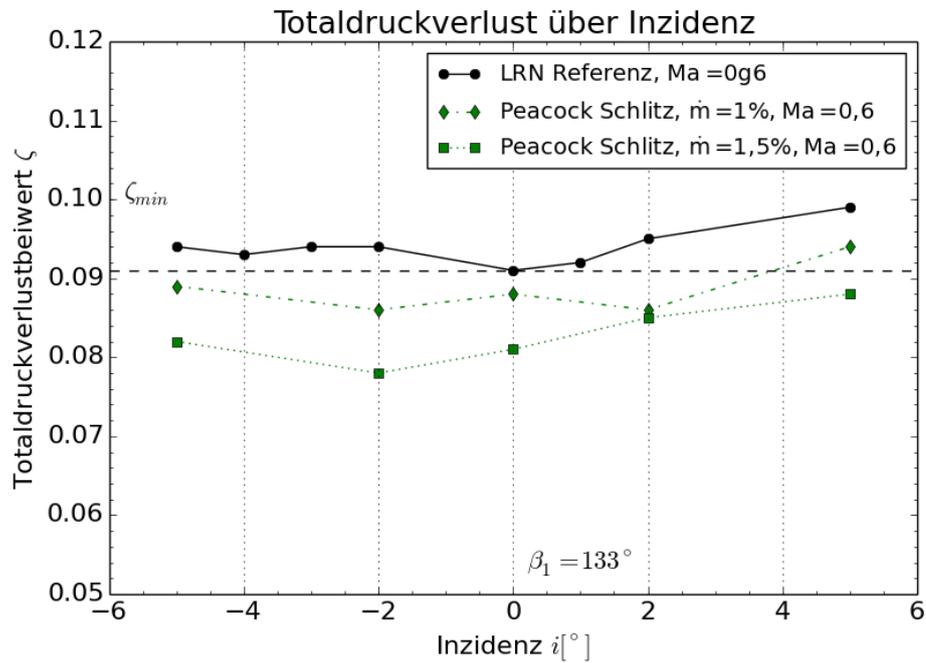


Abbildung 6.25: Off-Design der LRN OGV Kaskade mit Absaugung, Absaugrate 1,5%, $Ma = 0,6$, $Re = 500.000$

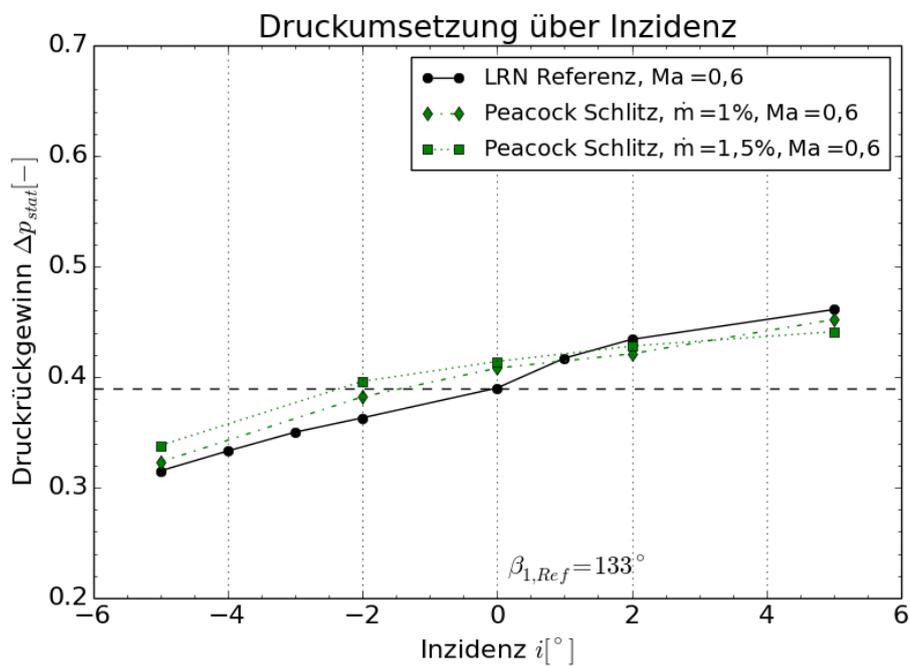
Tabelle 6.7: Messergebnisse für verschiedene Zuströmwinkel am LRN-OGV Gitter mit Peacock Schlitz, Absaugrate 1,5%, $Ma = 0,60$, $Re = 500.000$

i	β_1	ζ	$\Delta\zeta$	$\frac{Dp_{stat}}{q}$	$\Delta Dp_{stat,Ref}$	$\Delta\beta$
-5°	128°	0,082	-12%	0,338	+7%	$38,6^\circ$
-2°	131°	0,078	-17%	0,396	+9%	$38,8^\circ$
0°	133°	0,081	-11%	0,414	+6%	$40,6^\circ$
2°	135°	0,085	-11%	0,428	-1%	$41,3^\circ$
5°	138°	0,088	-11%	0,441	-4%	$43,5^\circ$

Die Konturplots der LRN OGV Kaskade mit Absaugung in Form des Peacock-Schlitzes, wie in Abschnitt 3.1.3 beschrieben, sind in Abbildung 6.25 aufgetragen. Augenscheinlich wenig verändert im Vergleich zur Referenz ohne Absaugung stellt sich der Auslegungsfall von $i = 0^\circ$ dar. Es verändern sich jedoch die gemessenen Werte für den lokalen Verlustbeiwert im Vergleich zum unbeeinflussten Fall, so wird der Gesamtwert von $\zeta = 0,091$ ohne auf $\zeta = 0,081$ mit Absaugung reduziert. Ähnliches gilt für die Konturplots des Druckverlustes bei negativer Inzidenz. Hier werden die Bereiche hoher Verluste in räumlicher Ausdehnung als auch in ihrer Intensität reduziert. Es ist zu beobachten, dass bei $i = -5^\circ$ das gesamte Gebiet an Sekundärverlust zu schrumpfen scheint und auch die rotierende Komponente des Passagenwirbels nicht mehr deutlich zu erkennen ist. Hier scheint die Ablösung mit 1,5% Absaugrate gerade richtig zu sein, es wird in allen Bereichen eine Verbesserung der Strömung erzielt. Der Totaldruckverlustbeiwert sinkt von $\zeta = 0,094$ auf $\zeta = 0,082$, was in etwa 12% Verbesserung entspricht. Im Bereich positiver Inzidenz wird die Wirbelkomponente des Passagenwirbels wieder deutlich. Man erkennt ein Wirbelzentrum geringen Totaldrucks, vor allem bei $i = +5^\circ$ im zentralen Bereich der Sekundärströmungseffekte. Generell sind jedoch die Werte für den Druckverlust ζ wiederholt deutlich unter dem des unbeeinflussten Falles. Leicht ersichtlich wird dieses Bild vor allem bei der polaren Darstellung der Verluste über dem Anströmwinkel bzw. der Inzidenz.



(a) Verlustpolare



(b) Statische Druckumsetzung

Abbildung 6.26: Polarendarstellung der LRN Kaskade mit Peacock Schlitz bei 1% und 1,5% Absaugrate, $Ma = 0,60$, $Re = 500.000$

Abb. 6.26 zeigt die Polare für Druckverlust ζ und statische Druckumsetzung Δp_{stat} . Die Verlustpolare in Abb. 6.26(a) zeigt das Verhalten der Referenzkaskade sowie der Kaskade mit Absaugung für verschiedene Absaugraten von 1% und 1,5%. Wie man vor allem an der Referenz erkennt, ist die Optimierung in drei Punkten keine kontinuierliche beste Lösung für alle Bereiche. Man kann messen, dass zwischen den optimierten Punkten eine leichte Erhebung der Verlustverteilung herrscht. Dies ist nicht entscheidend, da sich alle Werte für den Verlust in sehr engem Rahmen bewegen. Am linken Rand im Bereich negativer Inzidenz wird das Verlustniveau kaum angehoben und erreicht bei $i = -5^\circ$ nicht annähernd den Rand des Arbeitsbereiches. Bei positiver Inzidenz wird der Verlust durch die Anstellung zwar erhöht, jedoch auch noch in einer sehr moderaten Weise. Durch die Absaugung wird dieser Verlust an jeder Stelle reduziert. An manchen Stellen mehr, an manchen etwas weniger. Insgesamt jedoch sehr homogen und gleichmäßig und in einer Größenordnung von 10-17%. In zweiten Teil der Abbildung ist der Druckgewinn Δp_{stat} aufgetragen, und dieser wird von der Absaugung merklich beeinflusst. Für kleine Inzidenzen $-5^\circ < i < 0^\circ$ wird die Druckumsetzung durch die Absaugung aufgrund der Diffusion durch die abnehmenden Grenzschichten verbessert. Es ist anzunehmen, dass die geringer werdende Grenzschicht an der Seitenwand das AVDR verringert und dadurch die Strömung verzögert wird, was gleichbedeutend mit einem Anstieg des statischen Druckes ist. Nimmt der Anstellwinkel zu, wird dieser Effekt umgekehrt. Hier führt die erhöhte Diffusion offenbar zu vermehrten Ablösungen, so dass der Druckrückgewinn zwar knapp, jedoch messbar unter dem Niveau der Kaskade ohne Absaugung bleibt.

Kapitel 7

Effizienz und Vergleich mit herkömmlicher Luftentnahme

Die Wirksamkeit der Absaugung am NACA65 Profil sowie den weiteren untersuchten Kaskaden mit CDA und LRN-OGV Beschau felung ist offenbar gegeben. Die Ergebnisse aus Kapitel 6 zeigen, dass sowohl der Totaldruckverlust als auch die Abströmung aus der Kaskade verbessert werden und auch der statische Druckaufbau in beinahe allen Fällen verbessert wird. Um nun genauere Aussagen zum wirklichen Nutzen der Absaugung machen zu können, wird diese weiteren Untersuchungen unterzogen. Zum Einen soll geprüft werden, wie sich die Absaugung in der Passage im Vergleich zur Grenzschichtabsaugung vor dem Gitter verhält. Hierfür wurde der Kanal modifiziert, um in einer ersten Untersuchung eine lineare Grenzschichtentnahme unmittelbar an der Vorderkante des Gitters zu erzeugen und in einer weiteren Untersuchung die Entnahme von Grenzschichtmaterial 54mm vor dem Gittereintritt zu ermöglichen. Der Wirkungsgrad der Kaskade soll durch die Hinzunahme eines virtuellen Rotors bestimmt werden. Der Vergleichsrotor mit bekannten Parametern dient der rechnerischen Zufuhr von Energie, die für die Bestimmung eines Wirkungsgrades vonnöten ist. Hinzu kommt die Einführung eines Berechnungsmodells, nachdem die Absaugung mit in die Berechnung des Wirkungsgrades integriert wird.

7.1 Lineare Absaugung vor dem Passageneintritt

In heutigen Gasturbinen erfolgt die Entnahme von Sekundärluft, wie bereits in den ersten Kapiteln dargelegt, zwischen den einzelnen Stufen vor dem Eintritt in die nächste

Stufe. Dies bringt eine Reduktion der eintreffenden Grenzschicht in die folgende Stufe mit sich, die einen Einfluss auf die Strömungsvorgänge der nachfolgenden Stufe besitzt. Es ist davon auszugehen, dass die verringerte Grenzschichtdicke zu einer Abnahme der Totaldruckverluste führt. Eine ausführliche numerische Studie zum Einfluss der Grenzschichthöhe auf die Strömung innerhalb der Passage und wichtige Strömungsparameter wurde an der TU Berlin vorgestellt [55]. Hier ist nachzulesen, dass die Grenzschichtdicke einen entscheidenden Einfluss auf Druckverluste und auch auf die gesamte Topologie der Strömung aufweist. Je geringer die Grenzschichtdicke, desto kleiner fallen Totaldruckverluste und Ablösungen in der Passage aus. Zur Klärung der Frage, ob die Absaugung innerhalb der Passage jedoch wirksamer ist als das generelle Absenken der Grenzschichtdicke, wurde die Absaugung der Kaskade in einer linearen Form vor dem Gittereintritt eingebunden, um eine gleichmäßige Absenkung der Grenzschichtdicke zu gewährleisten. Hierfür stehen zwei unterschiedliche Abstände der Absaugung zum Gittereintritt zur Verfügung, die systematisch untersucht wurden.

7.1.1 Absaugung am Gittereintritt

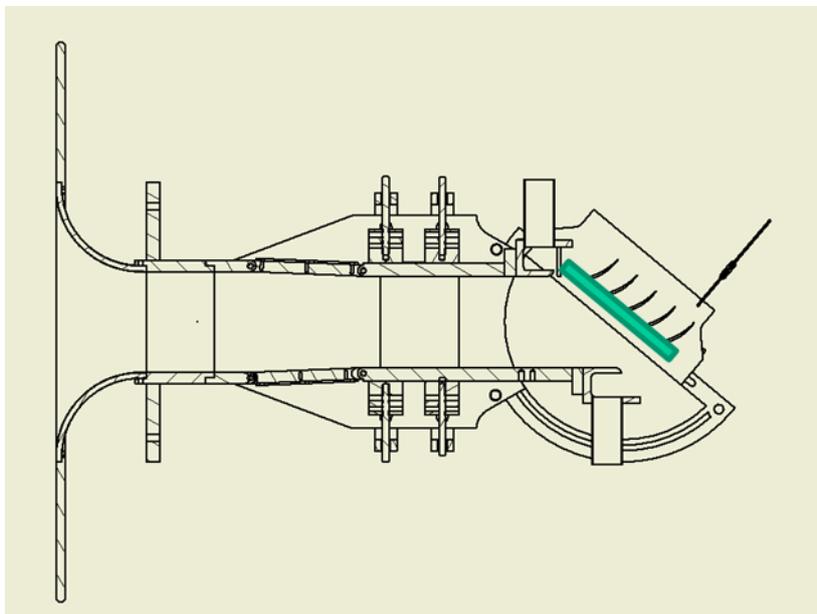


Abbildung 7.1: Absaugung an der Vorderkante des Gitters, schematisch

Um eine Vergleichbarkeit der Ergebnisse mit aktuellen Verfahren zur Luftentnahme zu ermöglichen, wurde im Windkanal ein System entworfen, um direkt vor der Vorderkante des Gitters eine linienförmige Absaugung zu realisieren. Hierfür wurde eine zweiteilige

Seitenwand entwickelt, die die Umlenkung der abgesaugten Massenströme in die Absaugkästen ermöglichte. Der Ort der Absaugung ist in Abbildung 7.1 dargestellt. Es wird erwartet, dass die Grenzschicht der ankommenden Strömung durch die Absaugung deutlich in ihrer Höhe reduziert wird, und es im Vergleich zur unbeeinflussten Strömung zu einer Abnahme der Druckverluste kommt. Aufgrund der Position des linearen Schlitzes an der Vorderkante und der nötigen Luftentnahme durch die Seitenwand wurde die Schlitzweite auf 1,5% der Sehnenlänge c ($\hat{=} 0,6mm$, analog zum Peacockschlitz) festgelegt. Größere Schlitzweiten wurden hier nicht untersucht.

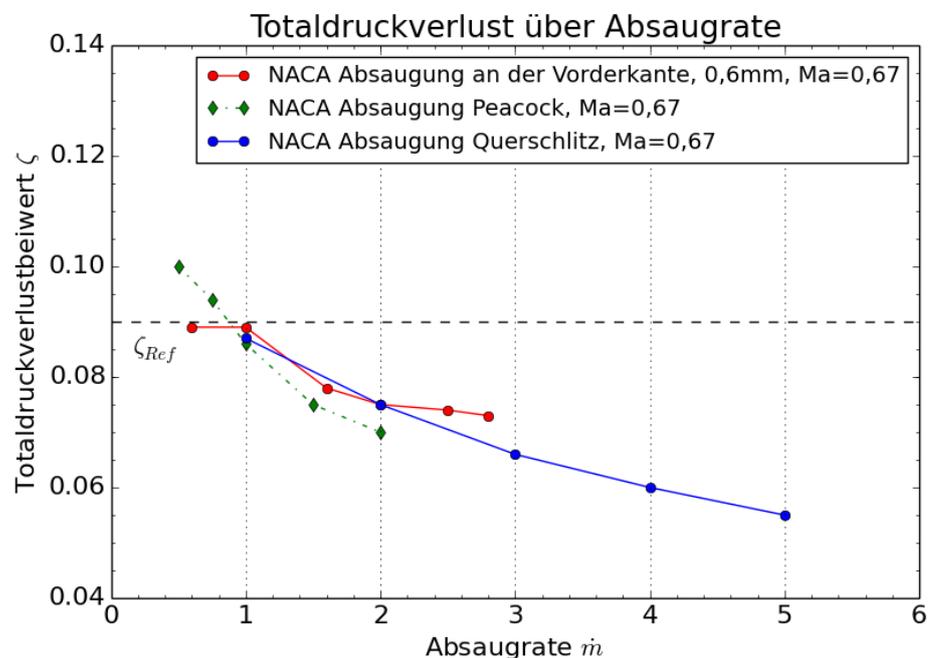


Abbildung 7.2: Absaugung unmittelbar an der Vorderkante des Gitters im ADP ($Ma = 0,67, \beta_1 = 132^\circ, Re = 560.000$)

Abbildung 7.2 zeigt den Totaldruckverlust des NACA65 Gitters mit linearer Absaugung an der Vorderkante für verschiedene Absaugraten von 0,5% bis 2,5%. Ebenfalls dargestellt ist in der Abbildung das Verhalten des Gitters mit Peacock Schlitz und Querschlitze für die gleichen Absaugraten. Zwei Effekte können relativ schnell identifiziert werden. Zum Einen besteht die Absaugung an der Vorderkante dadurch, dass sie auch bei sehr geringen Absaugraten keinen verschlechternden Einfluss auf die Strömung besitzt. Dies kann einfach durch das Wirkprinzip erklärt werden, nachdem der Schlitz vor dem Gittereintritt lediglich die ankommende Grenzschichthöhe vermindert. Das Gitter mit Peacock-Schlitz hingegen wirkt bei schlechter Auslegung und geringen Absaugraten

gering und verschlechtert die Abströmung im Vergleich zur Referenz. Dieses Phänomen wurde vorher erklärt und ist auf Ablösung und Rezirkulationen im Schlitz selbst zurückzuführen. Jedoch ist anhand Schaubild 7.2 schnell ersichtlich, dass der Peacock Schlitz ab einer Absaugrate von 1% der Absaugung vor dem Gitter überlegen ist und die Verluste stark verbessert werden. Während bei gut ausgelegten Absaugschlitzen der Druckverlust mit steigender Absaugrate kontinuierlich verbessert wird, wie an der Kurve für den Querschlitz bis 5% Absaugrate zu sehen, stagniert die Totaldruckverlustreduktion des Schlitzes vor dem Gitter ab einer Absaugrate von 1,5%. Es scheint nicht weiter verwunderlich, dass die Absaugung im Gitter mit echter Strömungsbeeinflussung der Entnahme von Grenzschicht über die gesamte Passagenhöhe vorzuziehen ist.

7.1.2 Absaugung weit vor dem Gitter

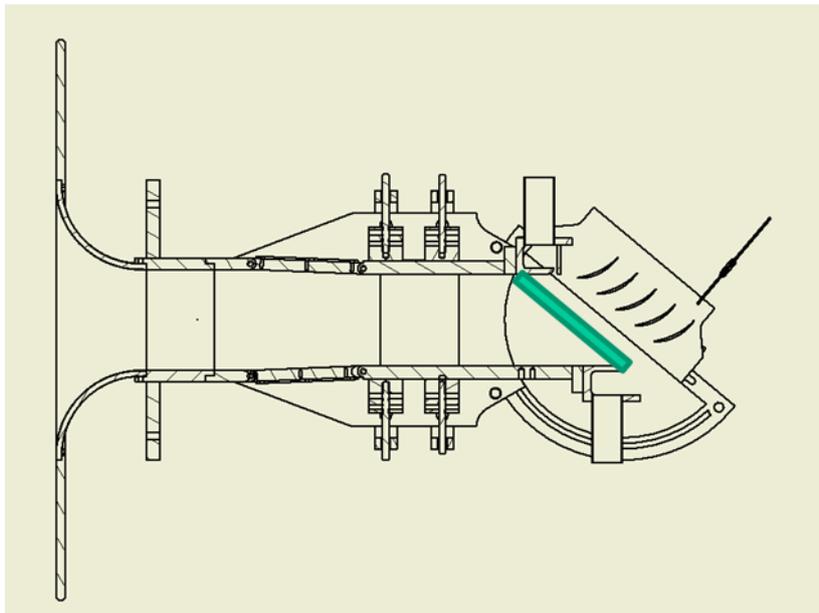


Abbildung 7.3: Absaugung 54,4mm (136%*c*) stromauf des Gitters, schematisch

In einer weiteren Untersuchung wurde geklärt, wie der Einfluss einer generellen Abnahme der Grenzschichtdicke auf die Strömung in der Passage ist. Hierfür wurde an einer im Gitterkanal installierten Position 54,4mm stromauf des Gittereintritts eine linienförmige Absaugvorrichtung (s. Abb. 7.3) eingebracht. Diese wurde mit verschiedenen Einsätzen von 0,6-3mm Schlitzbreite bestückt. Durch diese Schlitze wurde in einer detaillierten Studie Massenstrom von 0,5-5% abgesaugt. Zur Vergleichbarkeit der Ergebnisse wurden

die Totaldruckverlustbeiwerte in der gleichen Form dargestellt wie vorher die Verluste bei der Absaugung im Gitter.

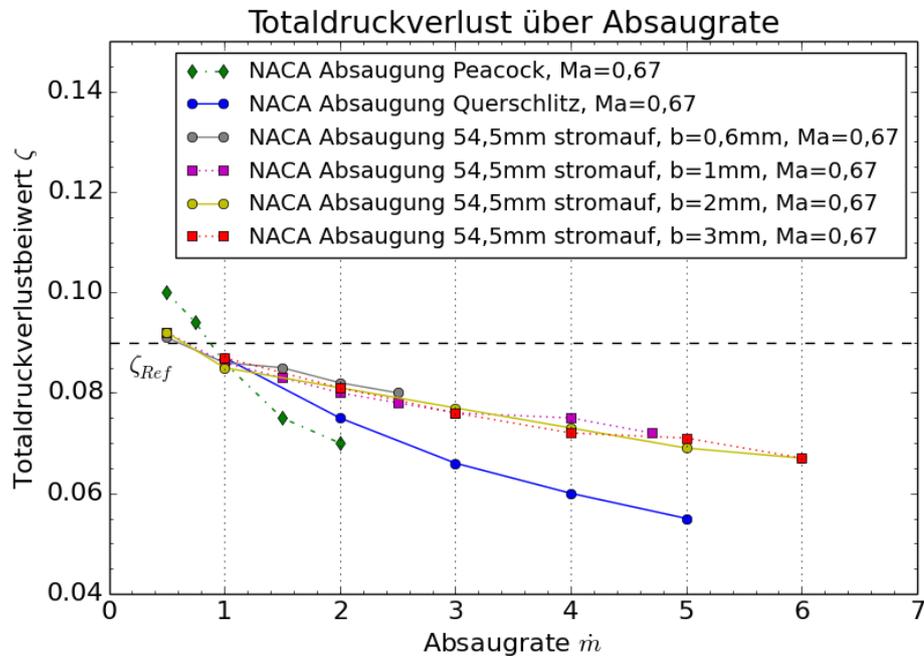


Abbildung 7.4: Ergebnisse der Messungen Absaugung 54,5mm stromauf (136%*c*) des Gitters im ADP ($Ma = 0,67$, $\beta_1 = 132^\circ$, $Re = 560.000$)

Die vier verwendeten Schlitzgrößen und der Einfluss der Absaugung auf die Totaldruckverluste bei verschiedenen Absaugraten sind in Abb. 7.4 gezeigt. Zunächst ist festzustellen, dass mit weiter werdender Schlitzbreite die Absaugrate erhöht werden kann und bei 2mm Schlitzweite bereits Absaugmassenströme von mehr als 5% des Gesamtmassenstroms realisierbar sind. Da die Absaugung von mehr als 5% des Gesamtmassenstroms wenig sinnvoll erscheint, wurde die Ausweitung der Absaugrate an der Stelle beendet. Weiterhin ist schnell ersichtlich, dass die Absaugung von Grenzschicht entlang einer Linie wenig anfällig für interne Ablösungen scheint. Es treten keine Unterschiede zwischen den verschiedenen Schlitzbreiten auf, was nach Kapitel 6.3 ein Indiz hierfür darstellt. Wie bei der Absaugung direkt am Gittereintritt im vorigen Abschnitt ist der Gradient der Verbesserung des Totaldrucks sehr viel kleiner als bei Absaugung in der Passage, etwa durch Peacock oder Querschlitz. Es lässt sich feststellen, dass die geeignete Absaugung von Sekundärströmung in konzentrierten Bereichen hoher Verluste sehr viel effizienter ist, als lineare Entnahme von Strömung an der Seitenwand außerhalb der Passage und zwischen den Stufen.

7.2 Wirkungsgradbetrachtungen

Entscheidend zur Bewertung der Wirksamkeit der Absaugung ist nicht nur der Totaldruckverlustbeiwert, der in den vorigen Kapiteln betrachtet wurde. Zur systematischen Bewertung der Absauggeometrien bei bestimmten Absaugraten wurde am Gitterkanal eine Wirkungsgradberechnung implementiert. Diese berücksichtigt nicht nur den Verlust an Totaldruck durch den entnommenen Strömung, sondern kalkuliert auch den Unterdruck, der an der Absaugöffnung durch die sekundären Gebläse erzeugt wird und ebenfalls zur Absaugung aufgewendet werden muss.

7.2.1 Referenzgitter ohne Absaugung

Dieser Wirkungsgrad nach Bräunling [6] benutzt einen Vergleichsrotor mit bekanntem (imaginärem) Totaldruckverhältnis τ_R sowie festem Wirkungsgrad η_R . Daraus ergibt sich analog zu Gleichung 7.1 ein Totaltemperaturverhältnis τ_R . Dieses wird für die Bestimmung des Stufenwirkungsgrades benötigt.

$$\tau_R = \frac{\Pi_R^{\frac{\kappa-1}{\gamma}} - 1}{\eta_R} \quad (7.1)$$

Mit dem Totaltemperaturverhältnis τ für die Gesamtstufe (adiabate Strömung im Stator wird angenommen) lässt sich anhand Gleichung 7.2 der Gesamtwirkungsgrad der Stufe η_{Vs} bestimmen. In diesen fließt der Totaldruckverlust als Parameter des Gesamtdruckverhältnisses Π_V ein.

$$\eta_{Vs} = \frac{\Pi_V^{\frac{\kappa-1}{\gamma}} - 1}{\tau_V - 1} \quad (7.2)$$

7.2.2 Wirkungsgrad bei Absaugung

Ist die Berechnung des Wirkungsgrades noch relativ geradlinig, wird es bei der Hinzurechnung der Absaugung etwas umständlicher. Zuerst sei angenommen, der Verbundwirkungsgrad η_{Vs} sei definiert als

$$\eta_{Vs} = \frac{P_{ideal}}{P_{real}} \quad (7.3)$$

mit

$$P_{ideal} = A_1 \cdot w_1 \cdot \rho_1 \cdot \left(p_2 - \frac{p_1}{\Pi_R} \right) \quad (7.4)$$

Sämtliche Werte sind aus den Messungen bekannt und P_{ideal} kann bestimmt werden. Aus dem Verbundwirkungsgrad (Gl. 7.2) aus der Totaldruckverlustbestimmung kann nun die Verdichterleistung P_{real} bestimmt werden. Über den Wirkungsgrad der Absauganlage η_{Abs} kann endlich die Absaugleistung P_{Abs} bestimmt werden. Der Wirkungsgrad der Absauganlage ergibt sich aus dem Unterdruck der Absaugung bei gegebenem Volumenstrom und der aufgenommenen Leistung. Hierfür werden Herstellerangaben benutzt, es ergibt sich ein Wirkungsgrad von $\eta_{Abs} = 0,58$. Mit diesem kann nur die Absaugleistung des Gebläses bestimmt werden, die für die jeweilige Messung anhand des eingestellten Unterdruckes im Absaugplenum gilt.

$$P_{Abs} = \dot{m}_{Abs} \cdot \frac{p_2 - p_{Abs}}{\eta_{Abs}} \quad (7.5)$$

Unter der Annahme, dass sich für den Wirkungsgrad der Stufe die Leistungen von Kanaltrieb und Absaugung addieren, ergibt sich die Gleichung für den Gesamtwirkungsgrad mit Absaugung:

$$\eta_{Vs} = \frac{P_{ideal}}{P_{real} + P_{Absaugung}} \quad (7.6)$$

Diese Bestimmung des Wirkungsgrades kann nun bei Kenntnis des Absaugdruckes im Plenum für jede Totaldruckmessung mit Absaugung durchgeführt werden. Sie gibt ein gutes Maß für die Wirksamkeit der eingesetzten Absaugung als Beeinflussung. In der Praxis würde sich der Wert für die Wirkungsgrade bei Absaugung noch einmal verbessern, da die aufgewendete Arbeit zur Erzeugung des Unterdruckes entfällt. Bei Überdruck im Verdichter würde die Öffnung der Absaugkanäle genügend Druckdifferenz erzeugen, um die Abblasung von Bleed Luft zu ermöglichen.

7.2.3 Wirkungsgrade der Gitter mit Absaugung

Mit der Berechnung der Wirkungsgrade für die Kaskaden mit Absaugung kann nun ein Vergleich der Effizienz der Absaugmethoden unabhängig von Totaldruckverlust durchgeführt werden. Hierzu sind in Abb. 7.5 die Wirkungsgrade für die NACA65 Kaskade mit Peacockschlitz und Querschlitz. In grün sind die Kurven mit Peacock Schlitz und in rot die Messdaten für den Querschlitz aufgetragen. Die schwarze Linie kennzeichnet die

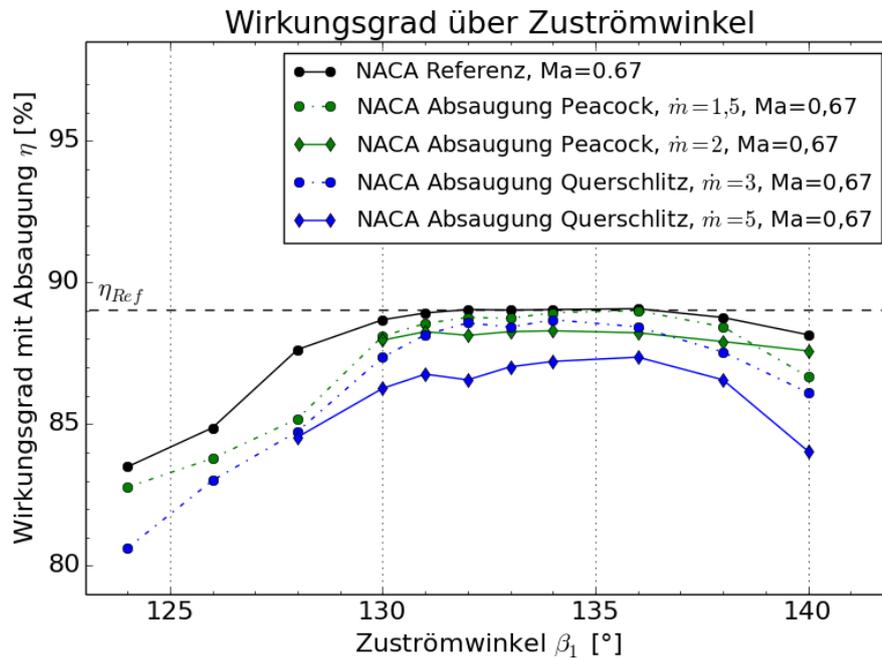


Abbildung 7.5: Wirkungsgrad η über dem Zuстрімwinkel mit Absaugung an verschiedenen Gittern und Absaugraten

Werte für die Referenzkaskade ohne Absaugung. Es ist zu erkennen, dass sich die Kurve für die Referenz erwartungsgemäß verhält und ein Maximum am Auslegungspunkt bildet. Die Berechnung des Wirkungsgrades unterliegt vor allem dem Druckverlust des Gitters und zu Teilen auch der Umlenkung, daher ist klar, dass im Auslegungspunkt das Maximum herrscht. Es ist ein breites Plateau an ähnlichen Wirkungsgraden erkennbar, das erst bei Inzidenzen von -4° und $+6^\circ$ deutlich abfällt. Die Kurven für den Peacock Schlitz zeigen einen niedrigeren Wirkungsgrad als die Referenz. In die Bildung von η fließen hier auch die Leistung der Absauganlage und deren Wirkungsgrad (60%) ein. Die benötigte Absaugleistung hängt am benötigten Unterdruck zu Absaugung im Plenum, dort wird die Differenz zwischen Plenum und Umgebung gemessen. Im Fall des Peacockschlitzes ist besonders gut zu sehen, dass die hohe Absaugrate von 2% mit einem erhöhten Unterdruck im Absaugplenum einhergeht, was zu erhöhtem Aufwand für die Absaugung führt und damit den Wirkungsgrad unmittelbar beeinflusst und verschlechtert. So liegt die Kurve mit 2% Absaugrate kontinuierlich unterhalb derjenigen für 1,5% abgesaugtem Massenstrom. Der gleiche Effekt kann auch beim Querschlitzz beobachtet werden, wobei hier die Diskrepanz zwischen hoher und niedriger Absaugrate (5% und 3%) noch größer ausfällt. Um den hohen Massenstrom von 5% aus den Absaugöffnungen zu extrahieren, muss sehr viel

mehr Energie aufgewendet werden als bei den 3%, für die die Kurve der Wirkungsgrade beinahe an den Werten für die Referenz kratzt. In allen Messpunkten aus Abb. 7.5 ist der Wirkungsgrad der Absauganlage und der angeschlossenen Rohrleitungen auf 60% fixiert. Nimmt man nun an, die Absaugung könne ohne Verluste arbeiten und die Rohrleitungen begrenzen den Wirkungsgrad der Absaugung auf 90%, entstehen die in Abb. 7.6 gezeigten roten Kurven für die verschiedenen Gittertypen. Dies ist der Fall, wenn in der realen Maschine durch den aufgebauten Überdruck ein Abblasen durch die Schlitzgeometrien erfolgen kann. Es entsteht nur der Druckverlust in Leitungen, der hier mit einem Wirkungsgrad von 90% quantifiziert wird. Hier fällt die Absaugleistung nicht mehr ins Gewicht, da nun von einer verfügbaren Quelle für Unterdruck ausgegangen wird, die mit nahezu perfektem Wirkungsgrad arbeitet.

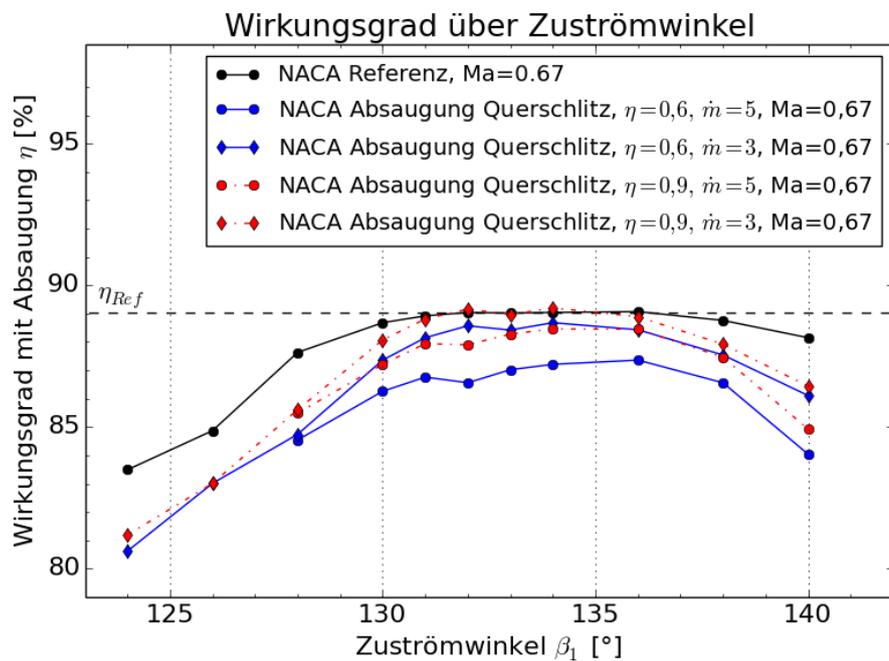
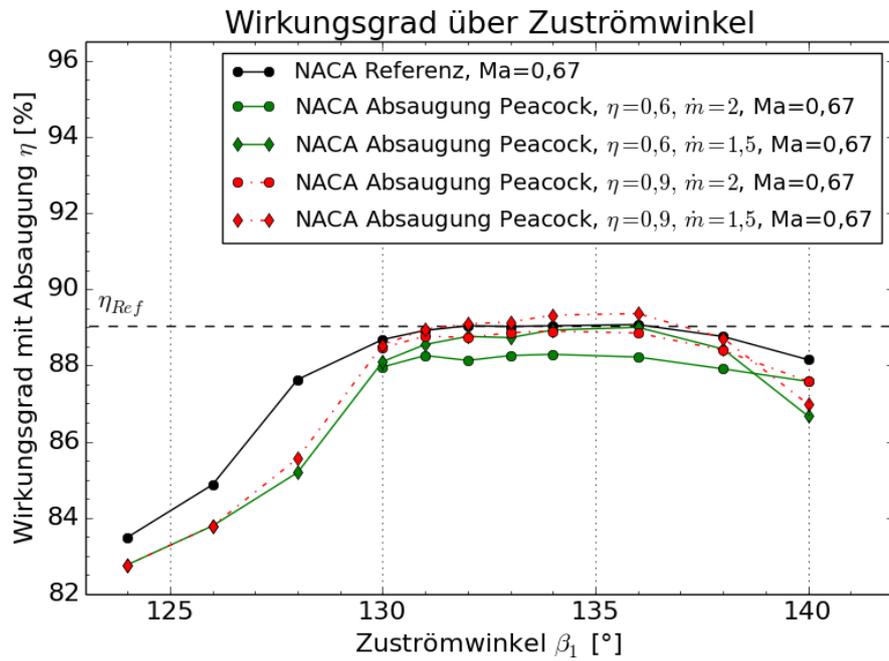


Abbildung 7.6: Stufenwirkungsgrad η mit Wirkungsgraden der Absauganlage von 60% und (bei ausschließlicher Betrachtung der Rohrverluste) 90%

Es ist schnell zu erkennen, dass die Wirkungsgrade für das Gitter mit Peacockschlitz und Querschlitz das Niveau der Referenz bei deutlich verbessertem Totaldruckverlust halten können und energetisch die Absaugung durch die verbesserte Strömung aufgewogen wird. Die Ergebnisse machen Mut, dass bei geeigneter Einbringung der Absaugung in das System die Wirkungsgrade der Stufe bei verbessertem Totaldruckverlust auf Dauer tatsächlich erhöht werden können, da die Abströmung verbessert wird und die nachfolgende Stufe in der Lage ist von der besseren Zuströmung zu profitieren.

Kapitel 8

Diskussion der Ergebnisse und Ausblick

Die Absaugung von Grenzschicht und Sekundärströmung in der Passage eines Verdichters bringt zahlreiche Vorteile mit sich, wie die vorherigen Ausführungen gezeigt haben. In Kapitel 5 und 6 wurde erläutert, wie die Strömung aufgrund der Absaugung in der Passage verbessert wird und Totaldruckverlust, Abströmwinkel und statischer Druckaufbau der Kaskaden in den meisten Fällen verbessert werden. Nur in ganz speziellen Fällen nahe der Grenzen des Arbeitsbereiches der Kaskade kann es zu unerwünschten Effekten kommen, wenn beispielsweise das AVDR der Kaskade so weit abgesenkt wird, dass der Druckanstieg in der Passage die Strömung auf der Saug- oder Druckseite zum Ablösen zwingt. Abschnitt 6.3 verdeutlicht, wie ein Schlitz oder eine Absaugöffnung dimensioniert sein muss, um Ablösungen innerhalb der Öffnung zu vermeiden und Rückströmungen aus dem Schlitz zurück in die Passage zu verhindern. Zwei ausgesuchte Schlitz wurden detailliert vermessen und mit Oberflächenvisualisierung erfasst, um die Vorgänge der Kaskaden mit und ohne Absaugung zu unterscheiden und die Wirkmechanismen zu verstehen. Zwei gänzlich unterschiedliche Ansätze liefern ähnlich gute Resultate. In Abschnitt 6.7 werden die Absauggeometrien auf moderne Verdichterprofile angewendet und es wird gezeigt, dass bei guter Strömung in der Referenzkaskade die Ergebnisse der Absaugung sogar noch besser sind, da kritische Zustände wie Ablösungen auf Saug- und Druckseiten der Profile nicht vorhanden oder zumindest stabil sind. In Kapitel 7 wird der Vergleich zur herkömmlichen Luftentnahme im Verdichter zwischen den Stufen gezogen, wo gezeigt wird, dass die Entnahme von Sekundärluft an geeigneten Orten innerhalb der Passage dem vorzuziehen ist. Die Strömungsverhältnisse werden durch die gezielte Beeinflussung mit den vorgestellten Methoden stark verbessert, wohingegen eine generelle Absenkung der Grenzschichthöhe (nichts anderes ist die Entnahme von Grenzschicht in

der Zuströmung) die Effekte der Sekundärströmung zwar abschwächt, jedoch keinesfalls verhindert.

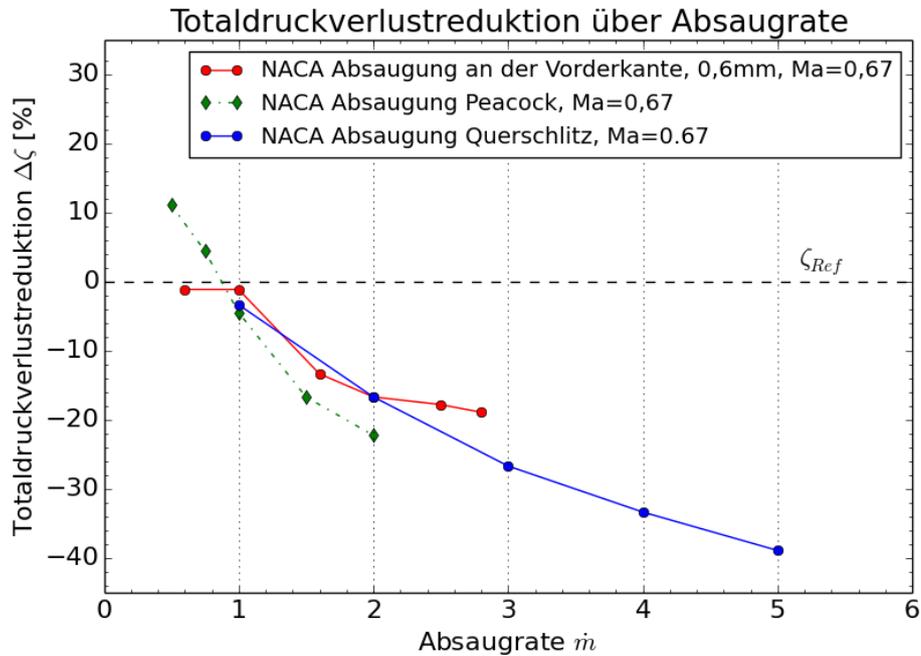


Abbildung 8.1: Totaldruckverlustreduktion bezogen auf die Referenz in [%] über der Absaugrate für verschiedene Gitter

$$\Delta\zeta = \frac{\zeta_i - \zeta_{Ref}}{\zeta_{Ref}} \cdot 100[\%] \quad (8.1)$$

Zur übersichtlichen Gestaltung wird hier $\Delta\zeta$ eingeführt, das nach Gleichung 8.1 definiert ist. In Abbildung 8.1 kann noch einmal nachvollzogen werden, wie mit geringen Absaugraten am Gitter die Totaldruckverluste um mehr als 20% verringert werden können. Bei hohen Absaugraten von 5% kann der Totaldruckverlustbeiwert ζ um bis zu 35% (bezogen auf die Referenz) reduziert werden. Interessant ist die Betrachtung, welcher Massenstrom aufgewendet werden muss, um eine bestimmte Verlustreduktion zu erzielen, oder anders ausgedrückt, wie viel Totaldruckverlustreduktion bekommt man pro abgesaugtem Prozent Massenstrom.

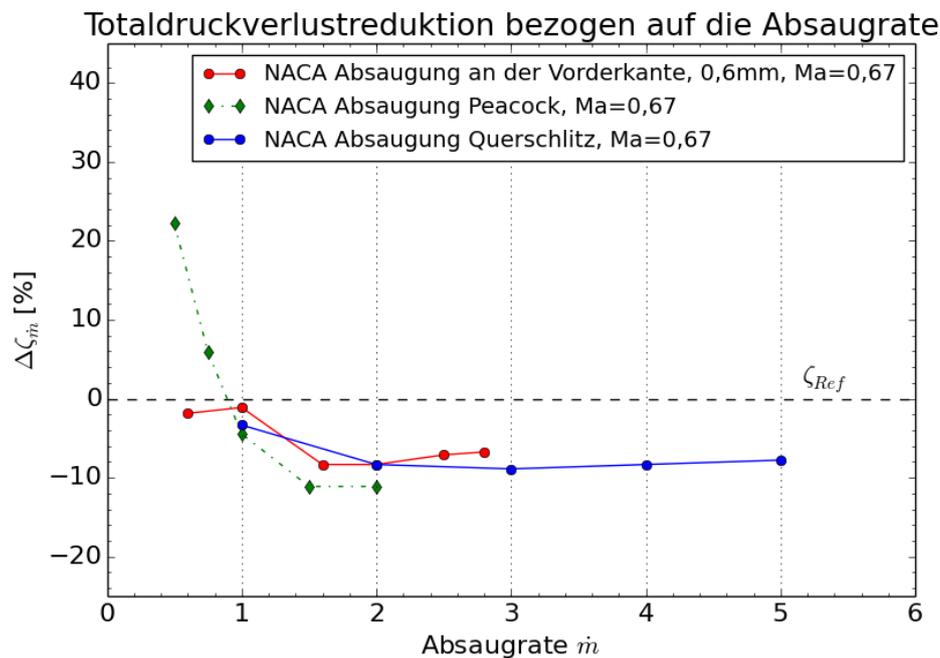
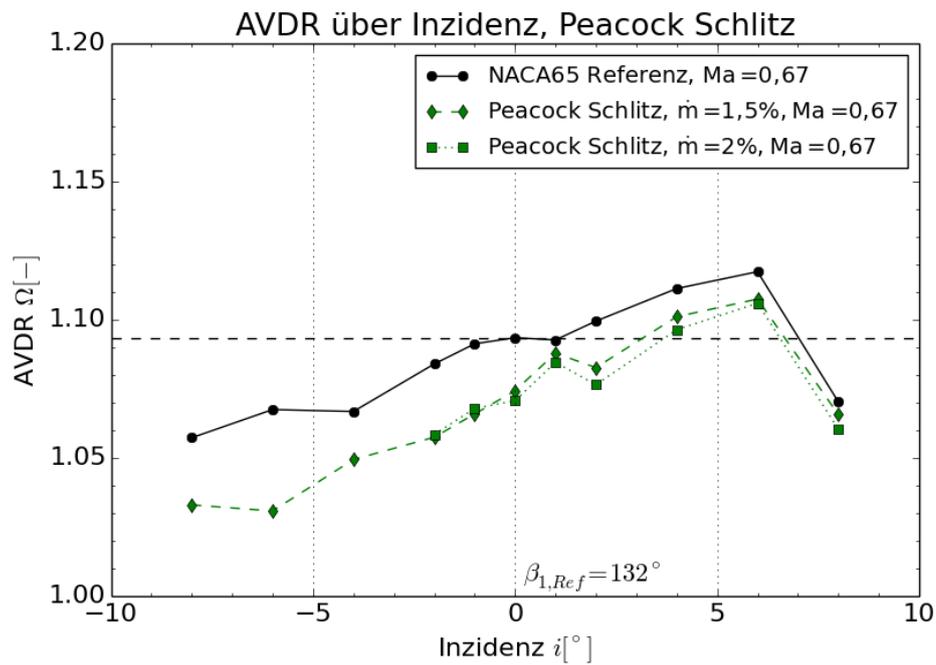


Abbildung 8.2: Totaldruckverlustreduktion bezogen auf die jeweilige Absaugrate

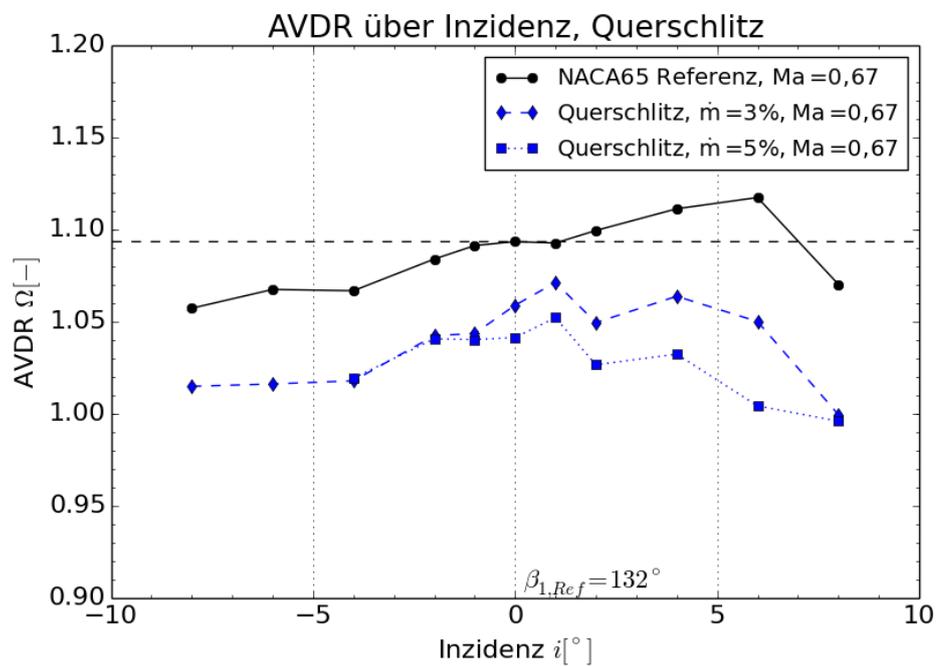
Die in Abbildung 8.2 aufgetragene Änderung des Totaldruckverlustes $\Delta\zeta$ pro Prozent Massenstrom ist nach folgender Gleichung aufgebaut:

$$\Delta\zeta_{\dot{m}} = \frac{\zeta_i - \zeta_{Ref}}{\zeta_{Ref}} \cdot \frac{\dot{m}_i}{\dot{m}_i} \quad (8.2)$$

Es kann in Abb. 8.2 abgelesen werden, dass, bezogen auf den Druckverlust ζ , der Peacockschlitz noch immer die beste Variante der Strömungsbeeinflussung durch Absaugung darstellt. Pro abgesaugtem Prozent Massenstrom wird der Totaldruckverlust um gute 10% verringert, zumindest wenn die Auslegung des Schlitzes zu den abgesaugten Massenströmen passt. In Kapitel 6.6 wurde die Absaugung im Off-Design getestet, wo sie leider die gewünschte Vergrößerung des Arbeitsbereiches nicht erreichen kann. Vielmehr wird am Rand bei positiver sowie negativer Inzidenz im Bereich der Ablösungen auf der Schau-felsaugseite die Strömung sogar eher zum früheren separieren tendieren. Dies kommt aus der Vergrößerung des positiven Druckgradienten durch die Verbesserung der Strömung, die höhere Umlenkung und die generelle Verkleinerung der Grenzschichten durch die Strömungsbeeinflussung. All diese Phänomene spiegeln sich im geringeren AVDR wider, wie Abbildung 8.3 zeigt.



(a) AVDR Verteilung über dem Zuströmwinkel mit Peacockschlitz



(b) AVDR Verteilung über dem Zuströmwinkel mit Querschlitze

Abbildung 8.3: AVDR des Gitters mit Peacock-Schlitz und Querschlitze für verschiedene Zuströmwinkel

Anhand der Grafiken kann relativ leicht überschaut werden, dass das AVDR in allen Fällen der Absaugung stark reduziert wird. Je größer die Absaugrate, desto größer fällt die Reduktion im Vergleich zur Referenz aus. Nachvollziehbar wird durch das kleinere AVDR der Druckgradient erhöht, den die Strömung überwinden muss. Auf der Saugseite führt dies gerade am Rand des Arbeitsbereiches zur früheren Ablösung. Bei modernen Profilen und dreidimensionalen Verdichtern werden solche kritischen Zustände im normalen Betrieb nicht erwartet. Die Strömung ist durch moderne Verfahren festgelegt und bis in die Details bekannt. Zahlreiche Untersuchungen belegen trotzdem, dass auch im dreidimensional ausgelegten Fall für Verdichter noch immer Sekundärströmungen, Eckenablösungen und damit einhergehende Verluste auftreten. In diesen Fällen bietet die Strömungsbeeinflussung durch Absaugung das Potential, diese zu reduzieren. Das Kapitel 7 beschäftigt sich mit der Definition von Wirkungsgraden und dem Einfluss der Absaugung auf diesen Wirkungsgrad. Es ist zu erwarten, dass eine saubere Strömung durch eine Passage mit wenig Ablösungen durch eine Beeinflussung per Absaugung noch zu verbessern ist. Die Berechnung des Wirkungsgrades, die eine Aufwändung von Energie zur Bereitstellung von Absaugunterdruck beinhaltet, geht vom schlechten Fall der externen Absaugung im Windkanal aus. Der statische Druck der Strömung in der Passage ist niedrig im Vergleich zur Umgebung. Nimmt man nun idealerweise an, die Energie für den benötigten Massenstrom muss nicht aufgewendet werden, sondern steht "kostenfrei" zur Verfügung, ändert sich der Wirkungsgrad für die Kaskaden mit Absaugung erheblich.

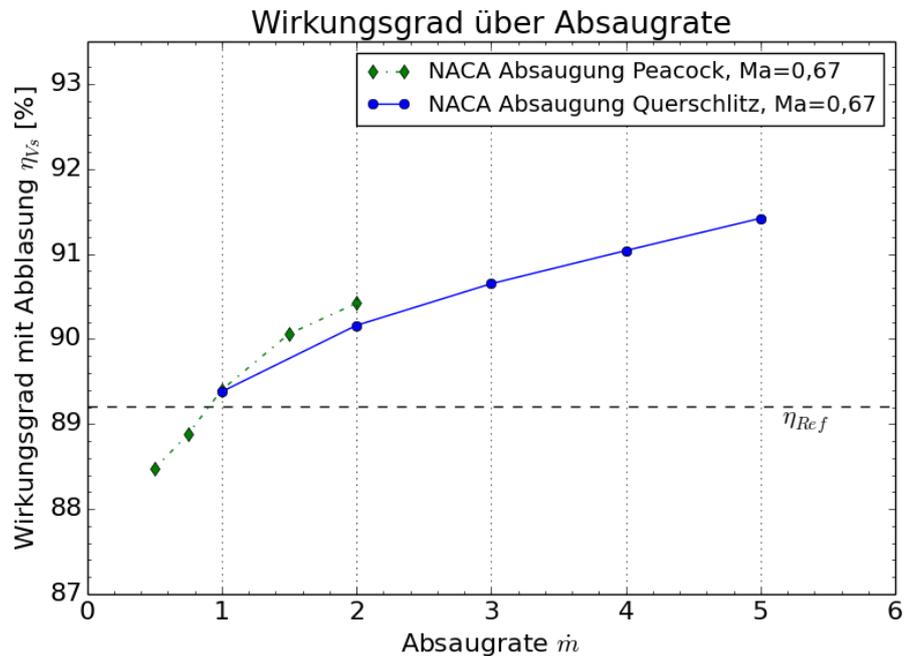


Abbildung 8.4: Wirkungsgradberechnung bei kostenfreier Absaugung (Abblasung) im Auslegungspunkt

Aus Gleichung 7.6 wird

$$\eta_{Vs} = \frac{P_{ideal}}{P_{real} + (P_{Absaugung} = 0)} \quad (8.3)$$

Dieser Wert hängt in erster Linie vom Totaldruckverlust ab, und der steigt drastisch mit der Absaugung. Die Entnahme des Massenstromes bleibt dabei berücksichtigt, da der Massenstrom am Austritt der Passage zur Bestimmung des Totaldruckverlustes aufsummiert wird. Es ergibt sich der in Abb. 8.4 dargestellte Verlauf für die Wirkungsgrade mit Peacock- bzw. Querschlitze. Erreicht werden kann dieser Wert unter der Annahme, die Absaugung würde ohne Aufwendung externer Energie, beispielsweise durch einfaches Abblasen der Sekundärluft aus dem Verdichtergehäuse, erfolgen. Es wäre hochinteressant, diesen Effekt bei Anwendung der Absaugung auf einen Kompressor unter Laborbedingungen zu untersuchen. Die Gleichförmigkeit der Absaugung, in Kapitel 6.3 als besonders wichtig für gute Performance ermittelt, sollte hierbei dringend im Auge behalten werden. Die Verbesserung der Strömung in den Absaugkanälen muss hier der nächste Schritt auf dem Weg zur Installation dieses Systems in das Gesamtkonzept einer Gasturbine sein. Hierbei können auch weitere Untersuchungen zur aerodynamischen Ausgestaltung der

Absaugschlitze etwa mit NACA Einlass [65], wie er in der Automobil- und Luftfahrzeuggestaltung Anwendung findet, oder auch mit einfachen Einlassgeometrien wie sie Fage [22] beschreibt, hilfreich sein.

Literaturverzeichnis

- [1] ABERNETHY, R.B. ; BENEDICT, R.P. ; DOWDELL, R.B.: ASME Measurement Uncertainty. In: *Journal of Fluids Engineering* 107 (1985), Nr. 2, S. 161–164
- [2] AMECKE, J.: Auswertung von Nachlaufmessungen an ebenen Schaufelgittern. In: *AVA Göttingen, Bericht 67A 49* (1967), S. 1–23
- [3] BDEW (BUNDESVERBAND DER DEUTSCHEN ENERGIE- UND WASSERWIRTSCHAFT): *Anteil erneuerbarer Energien wächst weiter*. <http://www.bundesregierung.de/Content/DE/Artikel/2014/01/2014-01-13-bdew-energiebilanz-2013.html>. Version: Januar 2014
- [4] BECHERT, D.W. ; BRUSE, M. ; HAGE, W.: Experiments with three-dimensional riblets as an idealized model of shark skin. In: *Experiments in fluids* 28 (2000), Nr. 5, S. 403–412
- [5] BENINI, E.: Three-dimensional multi-objective design optimization of a transonic compressor rotor. In: *Journal of propulsion and power* 20 (2004), Nr. 3, S. 559–565
- [6] BRÄUNLING, W.J.G.: *Flugzeugtriebwerke (pp. 755ff.)*. Springer, 2. Auflage, 2004. – 755ff. S.
- [7] BRUUN, H.H.: Hot-Wire Anemometry. In: *Journal of Fluid Mechanics* 311 (1996), S. 381–381
- [8] CHAKRABORTHY, U. ; PRADEEP, A. M.: Boundary Layer Control in a Compressor Cascade Using Distributed Suction. In: *ASME GT2008-50225* (2008)
- [9] CHANG, P.K.: *Control of Flow Separation - Energy Conservation, Operational Efficiency, and Safety*. Hemisphere Publishing Corporation, 1976

- [10] CHEN, F. ; SONG, Y. ; CHEN, H. ; WANG, Z.: Effects of boundary layer suction on the performance of compressor cascades. In: *ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea, and Air* American Society of Mechanical Engineers, 2006, S. 91–100
- [11] COLOMBO, E.: *Investigation on the Three-Dimensional Flow Mechanisms in Annular Axial Compressor Cascades for Aero Engines with Flow Control by Aspiration on the Hub and on the Blades*, EPFL, Lausanne, Switzerland, Diss., 2011
- [12] CUMPSTY, N.A.: *Compressor Aerodynamics*. Krieger Publishing Company, 2004
- [13] CUMPSTY, N.A. ; GREITZER, E.M.: Ideas and methods of turbomachinery aerodynamics: a historical view. In: *AIAA Journal of propulsion and power* 20 (2004), Nr. 1, S. 15–26
- [14] DE HALLER, P.: Das Verhalten von Tragflügelgittern in Axialverdichtern und im Windkanal. In: *Brennst.-Waerme-Kraft* 5 (1953), Nr. 10, S. 333–337
- [15] DÉLERY, J.M.: Robert Legendre and Henri Werlé: Toward the Elucidation of three-dimensional Separation. In: *Annual review of fluid mechanics* 33 (2001), Nr. 1, S. 129–154
- [16] DENNIS, J.E.: *An Experimental Study of Blade Tip Clearance Suction Applied to a High Speed Compressor*, MIT, Boston, US, Diplomarbeit, 1993
- [17] DESERTEC: *Our Global Mission*. <http://www.desertec.org/global-mission/>. Version: 2015 Febrary
- [18] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG: *DIN 1319-3; Auswertung von Messungen einer einzelnen Messgrösse, Messunsicherheit*, 1996
- [19] DOBRZYNSKI, B. ; SAATHOFF, H. ; KOSYNA, G. ; CLEMEN, C. ; GUMMER, V.: Active flow control in a single-stage axial compressor using tip injection and end-wall boundary layer removal. In: *ASME Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea, and Air* American Society of Mechanical Engineers, 2008, S. 139–148
- [20] DORFFNER, C. ; NICKE, E. ; VOSS, C.: Axis Asymmetric Profiled Endwall Design by using Multiobjective Optimisation Linked with 3D RANS-Flow-Simulations. In: *ASME GT2007-27268* (2007)

- [21] DRELA, M. ; YOUNGREN, H.: *A Users Guide to MISES 2.63*. MIT, Cambridge, US, February 2008
- [22] FAGE, A. ; SARGENT, R.F.: *Design of Suction Slots*. HM Stationery Office, 1944
- [23] GASCH, R. ; TWELE, J.: *Wind power plants: fundamentals, design, construction and operation*. Springer, 2011
- [24] GBADEBO, S.A. ; CUMPSTY, N.A. ; HYNES, T.P.: Three-dimensional Separations in Axial Compressors. In: *ASME Journal of Turbomachinery* 127(2) (2005), S. 331–339
- [25] GBADEBO, S.A. ; CUMPSTY, N.A. ; HYNES, T.P.: Control of three-dimensional separations in axial compressors by tailored boundary layer suction. In: *ASME Journal of Turbomachinery* 130(1) (2008), Nr. 1, S. 4–11
- [26] GMELIN, C. AND THIELE, F.: *Zwischenergebnisse des DFG Projekts "Leistungssteigerung in Strömungsmaschinen durch aktive Sekundärströmungsbeeinflussung": Teil 2 - Numerik / Technische Universität Berlin, TUB. 2011. – Forschungsbericht*
- [27] GOSTELOW, J.P.: *Cascade aerodynamics*. Pergamon Press, 1984
- [28] GREITZER, E.M. ; EPSTEIN, A.H. ; KERREBROCK, J.L. ; TAN, C.S.: Unsteady and Three-Dimensional Flow in Turbomachines(Final Report, 20 Oct. 1992- 31 Oct 1995). (1996)
- [29] GRIEB, H.: *Verdichter für Turbo-Flugtriebwerke*. Springer-Verlag, 2009
- [30] GÜMMER, V. ; GOLLER, M. ; SWOBODA, M.: Numerical investigation of end wall boundary layer removal on highly loaded axial compressor blade rows. In: *ASME Journal of Turbomachinery* 130 (2008), S. 011015
- [31] HAGE, W. ; MEYER, R. ; PASCHEREIT, C.O.: Control of secondary flow in a high loaded compressor stage by means of a groove structure on the sidewalls. In: *Proceedings of the 25th AIAA Applied Aerodynamics Conference*, 2007, S. 25–28
- [32] HAK, M. Gad-el: *Flow Control: Passive, Active, and Reactive Flow Management*. Cambridge University Press, 2006

- [33] HÜBNER, J.: *Experimentelle und theoretische Untersuchung der wesentlichen Einflußfaktoren auf die Spalt- und Sekundärströmung in Verdichtergittern*, Universität der Bundeswehr München, Dissertation, 1996
- [34] HERGT, A.: *Über grenzschichtbeeinflussende Massnahmen in den Randzonen von Verdichtergittern*, Technische Universität Berlin, Dissertation, 2011
- [35] HERGT, A. ; HAGE, W. ; GRUND, S. ; STEINERT, W. ; TERHORST, M. ; SCHONGEN, F. ; WILKE, Y.: Riblet Application in Compressors: Towards Efficient Blade Design? In: *ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition* American Society of Mechanical Engineers, 2014, S. V02AT37A006–V02AT37A006
- [36] HERGT, A. ; MEYER, R.: Genauigkeit der Totaldruckverlustbestimmung für ebene Gitter am Hochgeschwindigkeitswindkanal / DLR, Abteilung Triebwerksakustik, Interner Bericht DLR-IB-92517-05/B12. 2005. – Forschungsbericht
- [37] HERGT, A. ; MEYER, R. ; ENGEL, K.: Effects of Vortex Generator Application on the Performance of a Compressor Cascade. In: *Journal of Turbomachinery* 135, No. 2 (2013), S. 021026
- [38] HERGT, A ; STEINERT, W ; GRUND, S: Design and Experimental Investigation of a Compressor Cascade for Low Reynolds Number Conditions. In: *21th International Symposium on Air Breathing Engines, Busan (South Korea), ISABE-2013-1104*, 2013
- [39] HERING, E. ; MARTIN, R. ; STOHRER, M.: *Taschenbuch der Mathematik und Physik*. Springer, 2005
- [40] HORLOCK, J.H.: *Axial flow compressors: fluid mechanics and thermodynamics*. Butterworths scientific publications, 1958
- [41] HORLOCK, J.H. ; LOUIS, J.F. ; PERCIVAL, P.M.E. ; LAKSHMINARAYANA, B.: Wall stall in compressor cascades. In: *Journal of Fluids Engineering* 88 (1966), Nr. 3, S. 637–648
- [42] HUBRICH, K.: *Highly Loaded Compressor with Boundary Layer Suction*, Ecole Polytechnique Federale de Lausanne, Ph. D. Thesis, 2005

- [43] JEONG, J. ; HUSSAIN, F.: On the identification of a vortex. In: *Journal of fluid mechanics* 285 (1995), S. 69–94
- [44] JEONG, J. ; HUSSAIN, F. ; SCHOPPA, W. ; KIM, J.: Coherent structures near the wall in a turbulent channel flow. In: *Journal of Fluid Mechanics* 332 (1997), S. 185–214
- [45] KANG, S. ; HIRSCH, C.: 3D Flow in Compressor Cascades. In: *Proceedings of the ASME Turbo Expo 1991, Orlando, FL.* (1991). – GT1991-114
- [46] KAUSCHE, P.: *Konstruktion einer Kalibriervorrichtung für pneumatische 5-Loch-Sonden und Implementierung der Messprozedur zur Bestimmung der beiden Winkelkomponenten*, Technische Universität Berlin, Studienarbeit, 2007
- [47] KERREBROCK, J.L. ; DRELA, M.A. ; MERCHANT, A.: A Family of Designs for Aspirated Compressors. In: *ASME Paper*
- [48] KERREBROCK, J.L. ; REIJNEN, D.P. ; ZIMINSKY, W.S. ; SMILG, L.M.: Aspirated Compressors / ASME GT1997-525. 1997. – Forschungsbericht
- [49] KÖLLER, U. ; MÖNIG, R. ; KÜSTERS, B. ; SCHREIBER, H.A.: Development of Advanced Compressor Airfoils for Heavy-Duty Gas Turbines - Part I: Design and Optimization. In: *Journal of Turbomachinery* 122 (2000), Nr. 3, S. 397–405
- [50] KOŽULović, D.: *Modellierung des Grenzschichtumschlags bei Turbomaschinenströmungen unter Berücksichtigung mehrerer Umschlagsarten*, Ruhr-Universität Bochum, Diss., 2007
- [51] LACHMANN, G.V.: *Boundary Layer And Flow Control - Principles And Applications: Vol. 1.* Pergamon Press Oxford, 1961
- [52] LACHMANN, G.V.: *Boundary Layer And Flow Control - Principles And Applications: Vol. 2.* Pergamon Press Oxford, 1961
- [53] LAKSHMINARAYANA, B. ; HORLOCK, J.H.: *Leakage and Secondary Flows in Compressor Cascades.* H.M. Stationery Office, 1967 (Reports and memoranda / Aeronautical Research Council, Ministry of Technology). <https://books.google.de/books?id=qXy9PgAACAAJ>

- [54] LEISHMAN, B.A. ; CUMPSTY, N.A.: Mechanism of the Interaction of a Ramped Bleed Slot With the Primary Flow. In: *Journal of Turbomachinery* 129 (2007), S. 669ff. <http://dx.doi.org/10.1115/1.2752193>. – DOI 10.1115/1.2752193
- [55] LEMKE, M.: *Numerische Simulation der kompressiblen Strömung durch eine Verdichterstufe*, Technische Universität Berlin, Studienarbeit, 2010
- [56] LIEBLEIN, S.: Diffusion Factor for Estimating Losses and Limiting Blade loadings in Axial-Flow-Compressor Blade Elements / NACA. 1953. – Forschungsbericht
- [57] LIEBLEIN, S.: Loss and stall analysis in compressor cascades. In: *Journal of Basic Engineering* 81 (1959), S. 387 – 400
- [58] LIEBLEIN, S. ; ROUDEBUSH, W.H.: Theoretical Loss Relations for Low-Speed Two-Dimensional-Cascade Flow / National Advisory Committee for Aeronautics (NACA). 1956 (RN 3662). – Forschungsbericht
- [59] LIESNER, K. ; MEYER, R.: Boundary Layer Suction for Secondary Flow Control in a Compressor Cascade at Off Design Conditions. In: *Proceedings of the 11th European Turbomachinery Conference 2015 in Madrid, Spain, 2015*
- [60] LIESNER, K. ; MEYER, R. ; GMELIN, C. ; THIELE, F.: On the Performance of Boundary Layer Suction for Secondary Flow Control in a High Speed Compressor. In: *Proceedings of the AIAA Fluid Dynamics Conference, San Diego, CA, USA* (2013)
- [61] LIESNER, K. ; MEYER, R. ; SCHULZ, S.: Non-symmetrical Boundary Layer Suction in a High Speed Compressor. In: *Journal of Theoretical and Applied Mechanics JTAM* 50 (2012), S. 455–472
- [62] LIESNER, K. ; MEYER, R.: Zwischenergebnisse des DFG Projekts "Leistungssteigerung in Strömungsmaschinen durch aktive Sekundärströmungsbeeinflussung": Teil 1 - Experiment / Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt, DLR. 2011. – Forschungsbericht
- [63] LOUGHERY, R.J. ; HORN, R.A. ; TRAMM, P.C.: Single stage experimental evaluation of boundary layer blowing and bleed techniques for high lift stator blades. In: *NASA Contractor Report No. CR-54573* (1971)

- [64] MALLEY, H.M.: Application of boundary layer control at the end of aerofoils in cascade. In: *Work at Rolls Royce Ltd.* (1949)
- [65] MARTIN, N.J. ; HOLZHAUSER, C.A.: An experimental investigation at large scale of several configurations of an NACA submerged air intake. In: *National Advisory Committee for Aeronautics* (1948)
- [66] MELLOR, G.L.: An analysis of axial compressor cascade aerodynamics. In: *Journal of Basic Engineering* 81 (1959), Nr. 3, S. 362–378
- [67] MENTER, F.R.: Improved two-equation k-omega turbulence models for aerodynamic flows. In: *NASA STI/Recon Technical Report* (1992)
- [68] MEYER, R.: Versuchsaufbau und Auswerteverfahren für ebene Verdichtergitter mit Sekundärströmungsbeeinflussung bei hohen Unterschall-Geschwindigkeiten / Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt, Berlin. 2002. – Forschungsbericht
- [69] MEYER, R. ; KNOBLOCH, K. ; LINDEN, J.: Hot-wire measurements of innovative very high bypass ratio fan module concepts such as the Counter Rotating Turbo Fan (CRTF) and Direct Driven Turbo Fan (DDTF). In: *Proceedings of the EU-VITAL-Workshop, 9-10 March 2009, Budapest, Hungary, 2009*
- [70] MEYER, R. ; KNOBLOCH, K. ; LINDEN, J.: Hot-Wire Measurements in a high speed Counter Rotating Turbo Fan rig ; ASME Turbo Expo 2010, GT2010-22569, Glasgow. In: *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2010, GT2010-22569, Glasgow, 2010*
- [71] MTU AERO ENGINES: *RB199*. <http://www.mtu.de/engines/military-aircraft-engines/fighter-aircraft/rb199/>.
Version: April 2015
- [72] NERGER, D.: *Aktive Strömungsbeeinflussung in ebenen Statorgittern hoher aerodynamischer Belastung durch Ausblasen*, TU Braunschweig, Dissertation, 2009. – ZLR Forschungsbericht 2009-08
- [73] NITSCHKE, W. ; BRUNN, A.: *Strömungsmesstechnik*. Springer Verlag, 1994
- [74] PEACOCK, R.E.: Boundary Layer Suction to Eliminate Corner Separation in Cascades of Airfoils. In: *NACA Research Memorandum RM-3663-1965* (1965)

- [75] PENG, W.W.: *Fundamentals of turbomachinery*. John Wiley & Sons, 2008
- [76] PÖNICK, S., KOZULOVIC, D., RADESPIEL, R., BECKER, B. AND GÜMMER, V.: Numerical and Experimental Investigations of a Compressor Cascade Flow With Secondary Air Removal. In: *Journal of turbomachinery* 135 (2012), S. 21–30
- [77] PRANDTL, L.: Über Flüssigkeitsbewegung bei sehr kleiner Reibung. In: *Verhandlungen des III. Internationalen Mathematiker Kongresses, Heidelberg 1904*. Teubner, 1905, S. 484–491
- [78] RAFFEL, M.: *Particle Image Velocimetry: A Practical Guide*. Springer Verlag Berlin Heidelberg, 2007
- [79] REIJNEN, D.P.: *Experimental Study of Boundary Layer Suction in a Transonic Compressor*, MIT, Dept. of Aeronautics and Astronautics, Boston, US, Diss., 1997
- [80] SACHDEVA, A.: *Study and control of three dimensional flow separations in a high pressure compressor stator blade row by boundary layer aspiration*, Ecole Centrale de Lyon, Diss., 2010
- [81] SCHEUGENPFLUG, H.: *Theoretische und experimentelle Untersuchungen zur Reduzierung der Randzonenverluste hochbelasteter Axialverdichter durch Grenzschichtbeeinflussung*, Universität der Bundeswehr München, Dissertation, 1990
- [82] SCHLICHTING, H.: *Grenzschicht-Theorie*. Verlag G. Braun, Karlsruhe, 1954
- [83] SCHLICHTING, H.: *Grenzschicht-Theorie, Vol. 5*. Verlag G. Braun, Karlsruhe, 1965
- [84] SCHOLZ, N.: Über den Einfluß der Schaufelhöhe auf die Randverluste in Schaufelgittern. In: *Forschung auf dem Gebiet des Ingenieurwesens A* 20 (1954), Nr. 5, S. 155–157
- [85] SCHOLZ, N.: Über die Durchführung systematischer Messungen an ebenen Schaufelgittern. In: *ZFW-1956* (1956)
- [86] SCHOLZ, N.: *Aerodynamik der Schaufelgitter*. C. Braun, 1965
- [87] SCHULZ, S.: *Aufbau und Durchführung einer particle image velocimetry (PIV) Messkampagne am Gitterkanal des DLR (Studienarbeit)*, Technische Universität Berlin, Studienarbeit, 2009

- [88] SMILG, L.M.: *Design of a high pressure ratio fan stage to take advantage of boundary layer suction*, Massachusetts Institute of Technology, Diss., 1994
- [89] STARK, U. ; HOHEISEL, H.: The Combined Effect of Axial Velocity Density Ratio and Aspect Ratio on Compressor Cascade Performance. In: *ASME Journal for Engineering for Power* 103 (1981), S. 247–255
- [90] STARKEN, H. ; BREUGELMANS, F.A.E. ; SCHIMMING, P.: Investigation of the axial velocity density ratio in a high turning cascade. In: *ASME 1975 International Gas Turbine Conference and Products Show* American Society of Mechanical Engineers, 1975
- [91] STRATFORD, B.S.: The calculation of the discharge coefficient of profiled choked nozzles and the optimum profile for absolute air flow measurement (Discharge coefficient of profiled choked nozzles and optimum profile for absolute airflow measurement calculated from boundary layer development). In: *Journal of the Royal Aeronautical Society* 68 (1964), S. 237–245
- [92] STRATFORD, B.S.: The prevention of separation and flow reversal in the corners of compressor blade cascades. In: *Aeronautical Journal* 77 (1973), S. 249–256
- [93] SURANA, A. ; GRUNBERG, O. ; HALLER, G.: Exact theory of three-dimensional flow separation. Part 1. Steady separation. In: *Journal of fluid mechanics* 564 (2006), S. 57–103
- [94] SURANA, A. ; JACOBS, G.B. ; GRUNBERG, O. ; HALLER, G.: Extraction of separation and attachment surfaces from three-dimensional steady shear flows. In: *AIAA journal* 45 (2007), Nr. 6, S. 1290–1302
- [95] SURANA, A. ; JACOBS, G.B. ; GRUNBERG, O. ; HALLER, G.: An exact theory of three-dimensional fixed separation in unsteady flows. In: *Physics of Fluids (1994-present)* 20 (2008), Nr. 10, S. 107101
- [96] URZYNICOK, F.: *Separation Control by Flow-Induced Oscillations of a Resonator*, Technische Universität Berlin, Diss., 2003
- [97] W. STEINERT, B. E. ; STARKEN, H.: Design and Testing of a Controlled Diffusion Airfoil Cascade for Industrial Axial Flow Compressor Application / *Journal of Turbomachinery*, Vol 113. 1991. – Forschungsbericht

- [98] WATZLAWICK, R.: *Untersuchung der wesentlichen Einflussfaktoren auf die Sekundärverluste in Verdichter- und Turbinengittern bei Variation des Schaufelseitenverhältnisses*, Universität der Bundeswehr München, Dissertation, 1991
- [99] WHITE, F.M. ; CORFIELD, I.: *Viscous fluid flow*. Bd. 3. McGraw-Hill New York, 2006
- [100] WU, C.H.: *A general Theory of Three-Dimensional Flow in Subsonic and Supersonic Turbomachines of Axial-, Radial, and mixed-Flow Types / National Aeronautics and Space Administration*. 1952 (NACA-TN-2604). – Forschungsbericht
- [101] XUE, L.: *Entwicklung eines effizienten parallelen Lösungsalgorithmus zur dreidimensionalen Simulation komplexer turbulenter Strömungen*, Technische Universität Berlin, Dissertation, 1998
- [102] YOUNGREN, H. ; DRELA, M.: *Viscous/inviscid method for preliminary design of transonic cascades*. In: *AIAA Paper* (1991), Nr. 91-2364
- [103] ZHAO, B. ; LI, S. ; LI, Q. ; ZHOU, S.: *The Impact of Bleeding on Compressor Stator Corner Separation*. In: *ASME-JSME-KSME 2011 Joint Fluids Engineering Conference* American Society of Mechanical Engineers, 2011, S. 531–537

Abbildungsverzeichnis

2.1	Schematische Abbildung eines Einstufigen Axialverdichters nach Peng [75], schematisch	8
2.2	Entstehung und Auswirkung von aerodynamischen Kräften am Verdichterprofil mit Umströmung	9
2.3	Zustandsänderung von Druck und Temperatur in Stator und Rotor nach Grieb [29]	10
2.4	Geschwindigkeiten (relativ und absolut) in Stator und Rotor einer Verdichterstufe aus Hergt [34]	11
2.5	Gegenüberstellung der Zusammensetzung der Totaldruckverluste über der Schaufelhöhe im Axialverdichter und im Verdichtergitter	12
2.6	Gegenüberstellung der Zusammensetzung der Totaldruckverluste über der Schaufelhöhe im Axialverdichter und im Verdichtergitter	13
2.7	Einschnürung der Hauptströmung durch Aufdicken der Seitenwandgrenzschichten aus Hergt [34]	15
2.8	Arbeitsbereich einer Verdichterkaskade nach Grieb [29]	16
2.9	Ablösung von Strömung bei vorherrschendem positivem Druckgradienten nach Prandtl, Bild aus Schlichting 1965 [83]	19
2.10	Ablösung von Strömung nach Surana [93]	19
2.11	Wiederanlegen von Strömung nach Surana [93]	19
2.12	Kritische Punkte auf einer Oberfläche nach Délerly [15]	20
2.13	Strömungstopologie eines Verdichtergitters am Gitterwindkanal des DLR in Berlin [34]	21
2.14	Diffusor mit aktiver Strömungskontrolle durch Absaugen nach Schlichting [83]. Links Ablösung ohne Absaugung, rechts anliegende Strömung bei eingeschalteter Absaugung	21

2.15	Absaugschlitze und Verlustbeiwerte und Ablöselinien nach Fage et al. 1944 [22]	22
3.1	Gitterwindkanal HGW des DLR in Berlin, schematische Darstellung . . .	28
3.2	Geöffnete Messstrecke des Gitterwindkanals HGW des DLR in Berlin mit eingebautem Verdichtergitter.	29
3.3	Kontur und Druckverteilung am CDA Gitter aus Steinert 1991 [97]	31
3.4	Machzahl-, Wandreibungsbeiwert- (c_F) und Formfaktorverteilung (H_{12}) am LRN Gitter aus Hergt 2013 [38]	33
3.5	Conrad Sonde zur Vermessung einer Anströmrichtung mit Winkelcharakteristik nach O. Conrad aus Nitsche [73]	35
3.6	Messebenen und Kontrollflächen zur Auswertung der Nachlaufmessung am Gitter nach Amecke [2]	37
3.7	Fünfloch-Sonden	39
3.8	Messprinzip und Beispiel einer Particle Image Velocimetry Messung nach Raffel [78]	41
3.9	Aufbau des Stereo PIV Systems mit Laseroptik und Kamerapositionen am Gitterkanal	42
3.10	Lichtschneitebene bei $z/c = 1,4$ und ihre Position am Gitterkanal	43
3.11	X-Draht Hitzdrahtsonde zur Bestimmung der u- und v- Komponente der Strömung, nach Meyer [70]	45
3.12	Hitzdrahtmessung von Geschwindigkeit und Zuströmturbulenz im HGW .	45
3.13	Messung von Strömungsgeschwindigkeit mit Hitzdrahtsonde und gleichzeitiger Druckmessung (an konstanter Position bei $z = 10mm$) bei verschiedenen eingestellten Gitterkanalmachzahlen von $Ma_1 = 0,67$, $Ma_1 = 0,5$ und $Ma_1 = 0,3$	46
3.14	Turbulenzgrad der Zuströmung bei verschiedenen Machzahlen	47
3.15	Grenzschicht bei Gittereintritt. Gemessene Werte sowie numerisch bestimmte Verteilung	48
3.16	Parameterstudie: β_1 -Variation in Mises [21]. Oben: Verlust ζ ; mitte: Umlenkung $\Delta\beta$; unten: statisches Druckverhältnis $\Pi = \frac{p_2}{p_1}$	50
3.17	Mises-Berechnungen der isentropen Machzahl am Profil sowie wandnahe Stromlinie an der Verdichterschaukel vom Typ NACA65 K48	52
3.18	Verluste ω bei Variation des AVDR in Mises [21].	54
3.19	Parameterstudie: Umlenkung $\Delta\beta$ bei Variation des AVDR in Mises [21] .	55

3.20	Überlagerung von experimentellen Anstrichbildern und numerischen Wandstromlinien für die Referenzkaskade. (C. Gmelin [26])	57
3.21	Vergleich von experimentellen und numerischen Ergebnissen an der Referenzkaskade	58
3.22	Vergleich der aktuellen Messdaten mit der Simulation und Ergebnissen aus der früheren Veröffentlichung von Watzlawick an der UniBW München [98]	59
4.1	Schematische Darstellung der Absaugvorrichtung an der Kaskade	62
4.2	NACA65 Kaskade mit eingebauter Absaugvorrichtung	63
4.3	Verschiedene Absauggeometrien, die in die Seitenwände der Kaskade eingebracht werden. Verdichterschaukeln vom Typ NACA65 K48	64
4.4	Der Peacock Schlitz: Wirkprinzip und Position	65
4.5	Der Querschlitz und seine Lage an der Seitenwand	66
4.6	Punktförmige Absaugung an der Vorderkante des Gitters	67
4.7	Lineare Absaugung vor der Vorderkante des Gitters	67
4.8	Minimale und maximale erreichbare Absaugmassenströme für verschiedene Gittertypen und Schlitzgrößen	69
5.1	Ölanstrichvisualisierung zur Bestimmung der Strömungstopologie. Zwei Farben geben Aufschluss über den genauen Verlauf der Strömung, Strömung von links nach rechts	72
5.2	Totaldruckverlustbeiwert der NACA65 Referenzkaskade im ADP: $\beta_1 = 132^\circ$, $Ma = 0,67$, $\zeta_t = 0,090$; Messebene $40\%c$ stromab der Hinterkante	73
5.3	Hohe Übereinstimmung von Wirbelstrukturen an der NACA65 Referenzkaskade und aus der Literatur	75
5.4	<i>In-plane</i> Vektoren und <i>out-of-plane</i> Geschwindigkeiten (w) aus Messung per Stereo PIV; $Ma = 0,67$, $\beta_1 = 132^\circ$, $Re = 560.000$	76
5.5	Visualisierung von Wirbeln und Ablösegebieten aus der Literatur und der Simulation	77
5.6	Referenzpassage mit Turbulator; oben: Konturplot der Totaldruckverlustbeiwerte ζ , unten: Ölanstrichbild der Saugseite der NACA65 Schaufel mit $30\mu m$ Turbulator versehen, $Ma = 0,67$, $\beta_1 = 132^\circ$, $Re = 560.000$	78

5.7	Ablöselinien und Stromlinien der numerischen Simulation der Referenzkaskade [26] mit fixierter Transition und laminarer Lauflänge (oben) sowie mit voll turbulenter Rechnung (unten), nur halbe Spannweite, Strömung v.l.n.r., $Ma = 0,67$, $\beta_1 = 132^\circ$, $Re = 560.000$	80
6.1	Konturplots des Totaldruckverlustbeiwertes bei Absaugung mit Peacock-Schlitz am NACA65 Gitter, Messebene 40% c stromab der Hinterkante, $Ma = 0,67$, $\beta_1 = 132^\circ$, $Re = 560.000$	82
6.2	Visualisierung von Wandstromlinien experimentell und numerisch am Gitter mit Peacock Schlitz im ADP (C.Gmelin [26])	83
6.3	Konturplots des Totaldruckverlustbeiwertes bei Absaugung mit Querschlitzen am NACA65 Gitter, Messebene 40% c stromab der Hinterkante, $Ma = 0,67$, $\beta_1 = 132^\circ$, $Re = 560.000$	85
6.4	Visualisierung von Wandstromlinien experimentell und numerisch am NACA65 Gitter mit Querschlitzen; $Ma = 0,67$, $\beta_1 = 132^\circ$, $Re = 560.000$ (C.Gmelin [26])	86
6.5	Verluste über der Absaugrate mit Peacock Schlitz und Querschlitzen verschiedener Höhen am NACA65 Gitter, Messebene 40% c stromab der Hinterkante, $Ma = 0,67$, $\beta_1 = 132^\circ$, $Re = 560.000$	87
6.6	Variation der Schlitzweite bei Peacock Schlitz experimentell und numerisch, NACA65 Gitter, $Ma = 0,67$, $\beta_1 = 132^\circ$, $Re = 560.000$	89
6.7	Verluste am Gitter über der Absaugrate mit und ohne Peacock Absaug-schlitz, $Ma = 0,67$, $\beta_1 = 132^\circ$, $Re = 560.000$	91
6.8	Konturplots der Geschwindigkeitsverteilung senkrecht zum Absaugschlitz für NACA65 Gitter mit Peacock Schlitz, $Ma = 0,67$, $\beta_1 = 132^\circ$, $Re = 560.000$	92
6.9	Konturplots der Geschwindigkeitsverteilung senkrecht zum Absaugschlitz für NACA65 Gitter mit Peacock Schlitz; Halbe Spannweite, Strömung v.l.n.r., Schlitz oben	93
6.10	Verluste mit punktförmiger Absaugung an der Vorderkante, NACA65 Gitter, $Ma = 0,67$, $\beta_1 = 132^\circ$, $Re = 560.000$	94
6.11	Punktförmige Absaugung an der Vorderkante, 3mm Durchmesser, Absaugrate 1%, NACA65 Gitter, $Ma = 0,67$, $\beta_1 = 132^\circ$, $Re = 560.000$	95
6.12	Verluste mit asymmetrischer Absaugung auf der rechten Seite beim Peacock-Schlitz am NACA65 Gitter, $Ma = 0,67$, $\beta_1 = 132^\circ$, $Re = 560.000$	96

6.13	Verluste mit asymmetrischer Absaugung auf der rechten Seite beim Querschlitze am NACA65 Gitter, $Ma = 0,67$, $\beta_1 = 132^\circ$, $Re = 560.000$	97
6.14	Grundströmung der Kaskade für verschiedene Zuströmwinkel, $Ma = 0,67$, $Re = 560.000$	99
6.15	Off-Design der NACA65 Kaskade mit Peacock Schlitz Absaugung bei 1,5% Absaugrate, $Ma = 0,67$, $Re = 560.000$	102
6.16	Ölanstrichvisualisierung bei negativer (li.) und positiver (re.) Inzidenz mit Absaugung durch Peacock Schlitz, NACA65 Gitter, $Ma = 0,67$, $Re = 560.000$	103
6.17	Polarendarstellung der Kaskade mit Peacock Schlitz bei 1,5% und 2% Absaugrate, $Ma = 0,67$, $Re = 560.000$	104
6.18	Off-Design der NACA65 Kaskade mit Querschlitze bei 3% Absaugrate, $Ma = 0,67$, $Re = 560.000$	107
6.19	Polarendarstellung der NACA65 Kaskade mit Querschlitze bei 3% und 5% Absaugrate, $Ma = 0,67$, $Re = 560.000$	108
6.20	Profilkontur des CDA Gitters	109
6.21	Konturplots des Totaldruckverlustes der CDA Kaskade. $Ma = 0,62$, $Re = 520.000$	110
6.22	Konturplots des Totaldruckverlustes der CDA Kaskade mit Absaugung bei 1,5% Absaugrate. $Ma = 0,62$, $Re = 520.000$	111
6.23	Polarendarstellung der CDA Rotor Kaskade mit Peacock Schlitz bei 1% und 1,5% Absaugrate, $Ma = 0,62$, $Re = 520.000$	114
6.24	Off-Design der LRN OGV Referenz-Kaskade, $Ma = 0,6$, $Re = 500.000$	117
6.25	Off-Design der LRN OGV Kaskade mit Absaugung, Absaugrate 1,5%, $Ma = 0,6$, $Re = 500.000$	120
6.26	Polarendarstellung der LRN Kaskade mit Peacock Schlitz bei 1% und 1,5% Absaugrate, $Ma = 0,60$, $Re = 500.000$	122
7.1	Absaugung an der Vorderkante des Gitters, schematisch	126
7.2	Absaugung unmittelbar an der Vorderkante des Gitters im ADP ($Ma = 0,67$, $\beta_1 = 132^\circ$, $Re = 560.000$)	127
7.3	Absaugung 54,4mm (136%c) stromauf des Gitters, schematisch	128
7.4	Ergebnisse der Messungen Absaugung 54,5mm stromauf (136%c) des Gitters im ADP ($Ma = 0,67$, $\beta_1 = 132^\circ$, $Re = 560.000$)	129

7.5	Wirkungsgrad η über dem Zuströmwinkel mit Absaugung an verschiedenen Gittern und Absaugraten	132
7.6	Stufenwirkungsgrad η mit Wirkungsgraden der Absauganlage von 60% und (bei ausschließlicher Betrachtung der Rohrverluste) 90%	134
8.1	Totaldruckverlustreduktion bezogen auf die Referenz in [%] über der Absaugrate für verschiedene Gitter	138
8.2	Totaldruckverlustreduktion bezogen auf die jeweilige Absaugrate	139
8.3	AVDR des Gitters mit Peacock-Schlitz und Querschlitze für verschiedene Zuströmwinkel	140
8.4	Wirkungsgradberechnung bei kostenfreier Absaugung (Abblasung) im Auslegungspunkt	142

Tabellenverzeichnis

3.1	Charakteristische Daten des NACA65-K48 Gitters	30
3.2	Eigenschaften der NACA65 Kaskade im aerodynamischen Designpunkt .	30
3.3	Charakteristische Daten der CDA Kaskade im aerodynamischen Auslegungspunkt nach Steinert [97]	31
3.4	Charakteristische Daten der LRN-OGV Kaskade im aerodynamischen Auslegungspunkt nach Hergt [38]	32
4.1	Absaugmassenströme in [$\frac{kg}{s}$] für verschiedene Machzahlen	68
6.1	Messergebnisse für verschiedene Zuströmwinkel am NACA65 Referenzgitter [59], $Ma = 0,67$, $Re = 560.000$	98
6.2	Messergebnisse für verschiedene Zuströmwinkel am NACA65 Gitter mit Peacock Schlitz, $\dot{m} = 1,5\%$, $Ma = 0,67$, $Re = 560.000$	100
6.3	Messergebnisse für verschiedene Zuströmwinkel am NACA65 Gitter mit Querschlitze, $\dot{m} = 3\%$, $Ma = 0,67$, $Re = 560.000$	105
6.4	Messergebnisse für verschiedene Zuströmwinkel am CDA Referenzgitter, $Ma = 0,62$, $Re = 520.000$	110
6.5	Messergebnisse für verschiedene Zuströmwinkel am CDA Gitter mit Peacock Schlitz, Absaugrate 1,5%, $Ma = 0,62$, $Re = 520.000$	112
6.6	Messergebnisse für verschiedene Zuströmwinkel am LRN-OGV Referenzgitter, $Ma = 0,60$, $Re = 500.000$	118
6.7	Messergebnisse für verschiedene Zuströmwinkel am LRN-OGV Gitter mit Peacock Schlitz, Absaugrate 1,5%, $Ma = 0,60$, $Re = 500.000$	121