Parametrische Untersuchung der Leckageluftausblasung zur Seitenwandkühlung einer Turbinenleitschaufel

Vom Fachbereich Maschinenbau und Verfahrenstechnik
der Technischen Universität Kaiserslautern
zur Verleihung des akademischen Grades

Doktor-Ingenieur (Dr.-Ing.)
genehmigte
Dissertation

von
Herrn
Dipl.-Ing. Gunther Müller
aus Worms

Tag der mündlichen Prüfung:	18.02.2022
Dekan:	Prof. Dr.-Ing. Tilmann Beck
Vorsitzender:	Junior-Prof. Dr.-Ing. Leyu Lin
Berichterstatter:	Prof. Dr.-Ing. Martin Böhle
	Dr.-Ing. habil. Alexander Wiedermann

D 386

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Strömungsmechanik und Strömungsmaschinen der Technischen Universität Kaiserslautern.
Mein besonderer Dank gilt hier dem Lehrstuhlleiter Herrn Prof. Dr.-Ing Martin Böhle für die Betreuung dieser Dissertation, das geschenkte Vertrauen und die Ermöglichung die Ergebnisse auf verschiedenen Konferenzen einem internationalen Fachauditorium vorstellen zu dürfen.
Weiterhin danke ich Herrn Dr.-Ing. habil. Alexander Wiedermann für die Übernahme des Korreferats, das Interesse an dieser Arbeit und die fachlichen Gespräche.
Herrn Junior-Prof. Dr.-Ing. Leyu Lin möchte ich für die Übernahme des Vorsitzes der Prüfungskommission danken.
Ich bedanke mich beim Bundesministerium für Wirtschaft und Energie für die finanzielle Förderung im Rahmen der AG-Turbo. Bei der MAN Energy Solutions SE möchte ich mich für die wissenschaftliche Zusammenarbeit und die ebenfalls finanzielle Unterstützung bedanken.
Dem gesamten Kollegium danke ich für die stets anregenden Bürogespräche, die sowohl wissenschaftlicher als auch privater Natur waren und für ein angenehmes Arbeitsklima am Institut gesorgt haben. Auch den wissenschaftlichen Hilfskräften und den Studierenden sei an dieser Stelle gedankt, deren Einsatz den Projekterfolg entscheidend vorangebracht haben.
Besonderer Dank gilt an dieser Stelle meinem Projektmitstreiter Herrn Christian Landfester für sein unschätzbar großes Engagement in der Durchführung dieses Projektes, die gegenseitige Motivation und Strebsamkeit, um das Ergebnisniveau fortwährend zu steigern, womit er einen wichtigen Beitrag zur Erschaffung dieser Dissertation in der letztlich hier gezeigten Form geleistet hat. Vielen Dank dafür, Christian!
Mein Dank gilt auch Herrn Dr.-Ing. Robert Krewinkel für die stets interessanten und ertragreichen Gespräche, die meist fachlicher, aber auch immer wieder gern privater Natur waren. Eine Bereitwilligkeit, die weit über die eines Projektpartners hinausgeht. Dank je wel, Rob!
Meinen Eltern Christine und Hans-Joachim und meinem Bruder Lutz möchte ich danken, für die stete Unterstützung meiner Entscheidungen, die ich in meiner bisherigen Ausbildung und auch im Privaten getroffen habe und meinen Lebensweg geprägt haben. Auch meinen Schwiegereltern Doris und Kurt gilt an dieser Stelle Dank, da sie immer für mich da sind.
Ich bedanke mich bei meinen Kindern Lias und Juna, die mir die „komplexen“ Probleme der Welt so einfach erscheinen lassen und dabei immer mit einem Lächeln und guter Laune

für die notwendigen Alternativbeschäftigungen sorgten.
Abschließend gilt ein besonderer Dank meiner Frau Stephanie für die immerwährende Unterstützung im Privaten und Beruflichen, insbesondere in der entbehrenden Zeit der Erstellung dieser Dissertation. Ich liebe Dich!

Kaiserslautern, im Oktober 2021 Gunther Müller

für
Lias & Juna

Inhaltsverzeichnis

Nomenklatur **III**

Abstract **VI**

Kurzfassung **VII**

1 Einleitung **1**
1.1 Motivation . . . 1
1.2 Forschungskontext . . . 3
1.3 Gliederung . . . 3

2 Theoretische Grundlagen und Literaturübersicht **5**
2.1 Filmkühlung der Seitenwand in Gasturbinen . . . 5
2.2 Sekundärströmungsfeld der Leitschaufelpassage . . . 10
2.3 Definition der Forschungsziele dieser Dissertation . . . 15

3 Experimenteller Aufbau **18**
3.1 Prüfstand . . . 18
3.2 NGV Design und Testsektion . . . 20
3.3 Betriebspunkt und Untersuchungsparameter . . . 28

4 Messtechnik und -methoden **36**
4.1 Pressure Sensitive Paint (PSP) . . . 36
4.2 Strömungsfeldmessung . . . 44
4.2.1 Fünflochsondenmessungen . . . 45
4.2.2 Ölanstrichbilder . . . 49

5 Versuchsergebnisse und Diskussion **50**
5.1 Seitenwandnahes Strömungsfeld . . . 50
5.2 Distribution der Filmkühleffektivität . . . 54
5.3 Filmkühlwirkung . . . 62
5.3.1 Flächen-gemittelte Filmkühleffektivität . . . 63
5.3.2 Lateral-gemittelte Filmkühleffektivität . . . 68
5.3.3 Aggregierte Analyse . . . 73
5.4 Strömungsfeld im Leitschaufelnachlauf . . . 75

6 Zusammenfassung und Ausblick **82**

Literaturverzeichnis **87**

Abbildungsverzeichnis **92**

Tabellenverzeichnis **94**

Anhang A Messunsicherheiten **95**
A.1 Bestimmung der Filmkühleffektivität 95
A.2 Bestimmung der Druckverluste 96

Anhang B Darstellung weiterer Messdatensätze **98**
B.1 Filmkühleffektivitäten 98
B.2 Druckverlustverteilungen 107

Betreute Studentische Arbeiten **110**

Veröffentlichungen **111**

Lebenslauf **112**

Nomenklatur

Lateinische Symbole

a, b, c, d	Temperaturabhängigkeitskoeffizienten	$(-)$
A	Fläche	(m^2)
BR	Ausblaserate	$(-)$
c	Strömungsgeschwindigkeit, absolut	$(\mathrm{m\,s^{-1}})$
C	Massenanteil Gaskomponente	$(-)$
D	Durchmesser	(mm)
DR	Dichteverhältnis	$(-)$
G	Molekülmasse	$(\mathrm{g\,mol^{-1}})$
h	Schaufelhöhe	(mm)
I	Intensität	$(-)$
$\dot{I}$	Impulsverhältnis	$(-)$
IF	Verbesserungsfaktor	$(-)$
L	Spaltabstand zur Schaufelvorderkante	(mm)
Le	LEWIS-Zahl	$(-)$
$\dot{m}$	Massenstrom	$(\mathrm{kg\,s^{-1}})$
Ma	MACH-Zahl	$(-)$
Ma_{is}	MACH-Zahl, isentrop	$(-)$
p	Druck	(Pa)
P	Leistung	(W)
Pr	PRANDTL-Zahl	$(-)$
Re	REYNOLDS-Zahl	$(-)$
s	Sehnenlänge	(mm)
t	Teilung	(mm)
T	Temperatur	(°C)
$\overline{Tu}$	Turbulenzintensität, gemittelt	(%)
W	Spaltbreite	(mm)
x	x-Koordinate	(mm)
y	y-Koordinate	(mm)
z	z-Koordinate	(mm)

Griechische Symbole

α	Ausblasewinkel	$(^\circ)$
β	Neigungswinkel	$(^\circ)$
γ	Gierwinkel	$(^\circ)$
Δ	Differenz	$(-)$
ϵ_j	Massendiffusivität, turbulent	$(\mathrm{m^2\,s})$
ϵ_q	Temperaturdiffusivität, turbulent	$(\mathrm{m^2\,s})$
ζ	Verlustkoeffizient	$(-)$
η	Filmkühleffektivität	$(-)$
θ	Umlenkwinkel	$(^\circ)$
κ	Isentropenexponent	$(-)$
λ	Wellenlänge	(nm)
μ	Viskosität, dynamisch	$(\mathrm{Pa\,s})$
Π	Druckverhältnis	$(-)$
ρ	Dichte	$(\mathrm{kg\,m^{-3}})$

Indizes

∞	Hauptstrom
ad	adiabat
air	Lufteinblasung
avg	flächen-gemittelt
ax	axial
c	Kühlluftstrom
fg	Fremdgaseinblasung
in	Eintrittsmessebene
k	Sondenkopf
lat	lateral-gemittelt
out	Austrittsmessebene
P	Druckseite
pl	Plenum
ref	Referenz
s	charakteristische Sehnenlänge oder statisch
S	Saugseite
t	total
te	Schaufelhinterkante
w	Wand

Akronyme / Abkürzungen

AL	Anlegelinie
CAD	Computer Aided Design
CFD	Computational Fluid Dynamics
CV	Eckwirbel
HV	Hufeisenwirbel
LIF	Laserinduzierte Fluoreszenz
NGV	Leitschaufel (Nozzle Guide Vane)
Pass	Passage
PV	Passagenwirbel
PIV	Particle Image Velocimetry
PSP	Pressure Sensitive Paint
RoI	Untersuchungsbereich
span	Schaufelhöhe
SL	Ablöselinie
SP	Sattelpunkt
WV	Wandwirbel

Abstract

In order to achieve the emission goals put forward in the Paris agreement, the continued development of gas turbines and their components need to be the focus of current energy research. The high-pressure turbine downstream of the combustor still offers great potential for optimization, and in this context the cooling methods are of particular interest, as these contribute significantly to the overall efficiency of the gas turbine. This dissertation addresses the subtopic of film cooling methods and investigates the applicability of a slot between the combustor and the NGV, required for assembly purposes, as a source of endwall cooling. This experimental study has several goals: First, different leakage slot cooling configurations are analyzed with respect to the influences of different parameters by a variation of the same. Second, the configurations are also evaluated with regard to their film cooling capabilities. In addition to the Pressure Sensitive Paint measurement technique for determining the film cooling effectiveness, oil flow visualizations on the endwall as well as five-hole probe measurements in the vane wake region are used to assess the effects on aerodynamics. In the overall context, this enables the evaluation of the film cooling performance. All of the measurements described above were carried out for two nozzle guide vane profiles with significantly different design characteristics in order to point out, in a further step, a possible transferability of the results or even the existence of correlations for the leakage slot parameters investigated. The findings of this comprehensive, comparative parameter analysis reveal that, although some slot configurations show consistent result tendencies to some extent, they are not readily transferable or generally valid. As a final result, it becomes clear that the robust design of such cooling concepts should follow a specific approach and has to take into account the ensuing components.

Kurzfassung

Um die Emissionsziele des Übereinkommens von Paris zu erreichen, muss die Weiterentwicklung von Gasturbinen und deren Komponenten im Mittelpunkt der aktuellen Energieforschung stehen. Ein nach wie vor hohes Optimierungspotential bietet hierbei die sich der Brennkammer anschließende Hochdruckturbine und hierin die Verbesserung der Kühlmethoden, da diese einen signifikanten Beitrag zum Gesamtwirkungsgrad der Gasturbine beitragen. Diese Dissertation nimmt sich dem Teilgebiet der Filmkühlungstechnologie an und untersucht die Anwendbarkeit eines konstruktiv bedingt vorhandenen Leckagespalts zur aktiven Kühlung der Seitenwand in der ersten Turbinenleitschaufelreihe. Die experimentell durchgeführte Studie analysiert in Form einer Parametervariation verschiedene Leckagespaltkühlungskonfigurationen, um einerseits die Einflüsse der Parameter zu identifizieren und andererseits die Konfigurationen auch hinsichtlich der Filmkühlwirkung zu bewerten. Hier kommen neben der Pressure Sensitive Paint Messtechnik zur Bestimmung der Filmkühleffektivität auch Ölanstrichbilder der Seitenwand sowie Fünflochsondenmessungen am Schaufelaustritt zum Einsatz. Dadurch werden zusätzlich die Auswirkungen auf die Aerodynamik beurteilt. Alle Messkampagnen wurden dabei für zwei, sich im Auslegungsprinzip markant unterscheidende Leitschaufelprofildesigns durchgeführt, um in einem weiterführenden Schritt eine Übertragbarkeit der Erkenntnisse oder gar korrelative Zusammenhänge für die untersuchten Leckagespaltparameter aufzuzeigen. Die Ergebnisse dieser umfassenden, komparativen Parameteranalyse decken auf, dass zwar einige Spaltkonfigurationen in Ansätzen konsistente Ergebnistendenzen aufweisen, jedoch nicht ohne weiteres übertragbar sind oder eine Allgemeingültigkeit erkennen lassen. Im Endresultat wird dadurch deutlich, dass die robuste Auslegung solcher Kühlkonzepte zum einen spezifisch und zum anderen auch unter Berücksichtigung der verbundenen Komponenten erfolgen sollte.

1 Einleitung

1.1 Motivation

Das zukünftige System zur Energieumwandlung in Deutschland und auch in Europa steht im Zeichen der Energiewende. Bereits heute zeigt das Energiesystem Deutschlands Ansätze zur Umsetzung der klimapolitischen Ziele. Die Herausforderungen für den Bereich der Energieforschung sind in dem aktuell 7. Energieforschungsprogramm der Bundesregierung ausführlich erläutert (BMWi [1]). Die für das Jahr 2050 formulierten Kernziele seitens der Energiepolitik sind hierbei die Halbierung des Primärenergieverbrauchs gegenüber dem Jahr 2008 und einen Anteil der erneuerbaren Energien von 60% am Bruttoendenergieverbrauch zu erreichen. Die Voraussetzung für eine zunehmende Einbindung solcher, volatiler Energieträger ist die Bereitstellung fossil betriebener Energieumwandlungssysteme, um die Residuallast zeitgenau, mit hoher Flexibilität und dabei auf höchstem Technologieniveau bereitzustellen. Der Fokus liegt hier auf der Weiterentwicklung energieeffizienter und gleichzeitig CO_2-armer Industrieprozesse. Bei der Energieumwandlung werden thermische Kraftwerke adressiert und die Sektoren Strom, Wärme und auch Verkehr sollen im Zuge der Systemintegration bestenfalls gekoppelt werden, um den Ausnutzungsgrad weiter zu steigern.

In diesem Zusammenhang steht die Weiterentwicklung von Gasturbinen, insbesondere stationärer Gasturbinen der Leistungsklasse $< 25\,\mathrm{MW}$ im Mittelpunkt der Forschungsaktivitäten, da diese aufgrund der hohen Leistungsdichte und der flexiblen Betriebsweise ihre Einsatzmöglichkeiten in Industrieprozessen, aber auch beispielsweise in dezentralen KWK-Anlagen mit optionaler solarthermischer Wärmeeinkopplung bietet. Um neben einer Reduzierung des Primärenergiebedarfs auch der sehr flexiblen Fahrweise Rechnung zu tragen, müssen alle Komponenten der Gasturbinen hocheffizient arbeiten. Die Turbine als Teilkomponente bietet hierbei nach wie vor ein großes Potential in der Optimierung des Sekundärluftsystems, das wiederum die Kühlluftversorgung verantwortet. Da bis zu 20% der vom Kompressor bereitgestellten Luft für die Kühlung eingesetzt werden (Bräunling [2]), ist hier ein wesentlicher Beitrag hinsichtlich der Limitierung des Gesamtwirkungsgrades zu verzeichnen, da die Kühlluft den thermodynamischen Prozess nicht gänzlich durchläuft. Bis zu 6% dieser Luft werden dabei für die Kühlung im Bereich der ersten Turbinenstufe verwendet, da hier prinzipbedingt die höchsten Temperaturen auftreten, wobei letztere nahe an die Schmelztemperaturen der Turbinenbauteilen heranreicht. Auch wenn auf den Oberflächen dieser Bauteile Wärmedämmschichten appliziert werden, reicht dies nicht aus, um der thermischen Last der Turbineneintrittstemperatur dauerhaft standzuhalten. In Konsequenz trägt die optimale Gestaltung der zum Einsatz kommenden Kühltechniken einen entscheidenden Beitrag zum Auslegungsprozess effizienter Maschinen bei.

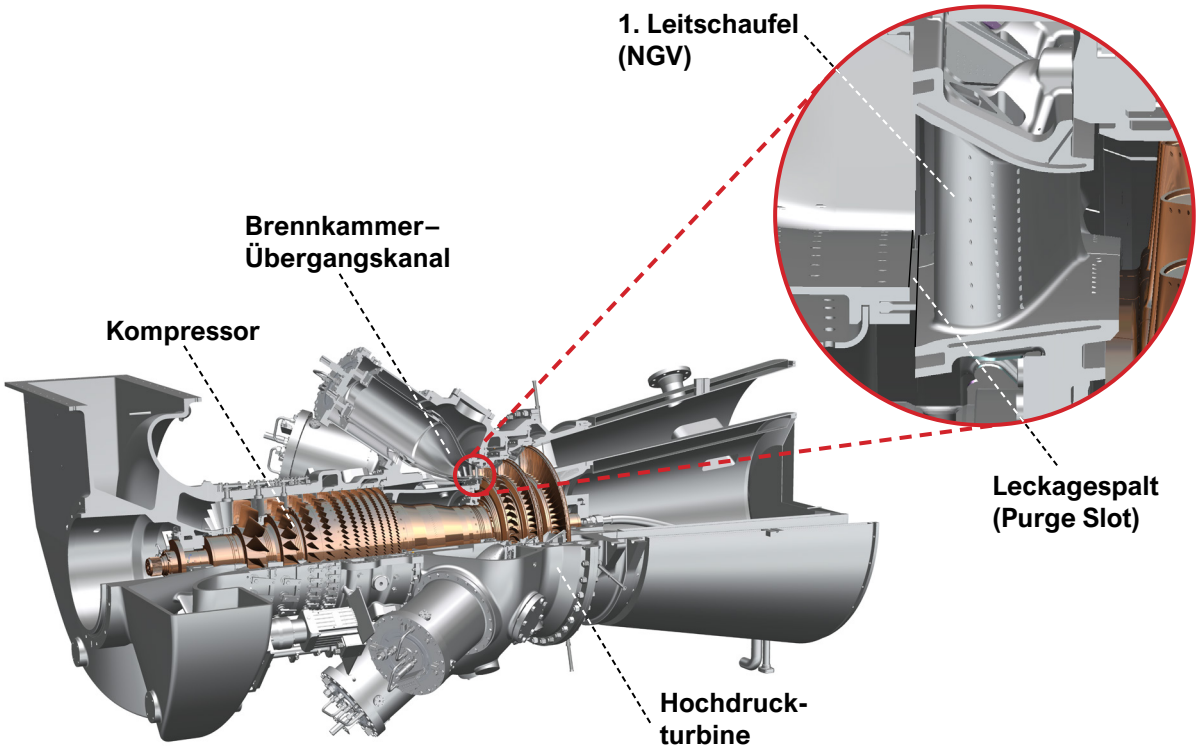


Abbildung 1.1: Moderne stationäre Gasturbine[1]. Darstellung der Hauptkomponenten und Detailansicht der ersten Turbinen-Leitschaufelreihe mit Kennzeichnung des Leckagespalts

Ein immer mehr in den Fokus rückender Forschungsaspekt in der Thematik zu externen Kühltechniken ist die Verwendung konstruktiv bedingt vorhandener Spalte, die vornehmlich mit Sperrluft gespeist werden, aktiv zur Filmkühlung einzusetzen. Dabei ist die geometrische Ausgestaltung solcher Leckagespalte, aber auch der Speisedruck der Spaltkavität und in der Konsequenz die damit realisierbare Filmkühleffektivität auf der Oberfläche, beispielsweise der Turbinenseitenwand, von zentraler Bedeutung. Hier liegt der Ausgangspunkt für die vorliegende Untersuchung. Dabei ist der sogenannte *Purge Slot* und dessen Anwendbarkeit zur Seitenwandkühlung Gegenstand dieser Dissertation. Anhand von Abbildung 1.1 soll die Lage dieses Spalts innerhalb der Maschine verdeutlicht werden: Der Purge Slot trennt den Übergangskanal von der Brennkammer und die erste Leitschaufelreihe (**NGV**) voneinander. Weiterhin sollen die Möglichkeiten einer hinreichenden Kühlung der Seitenwand mittels aktiver Kühlluftausblasung aus diesem Leckagespalt eine Evaluation zugänglich gemacht werden, um weiterführend auch im Auslegungsprozess die Dimensionierung einer solchen Leckagespalt-Kühlkonfiguration besser abschätzen zu können. Hierfür werden in dieser Dissertation einige ausgewählte, geometrische und injektions-bezogene Auslegungsparameter des Purge Slots definiert und variiert. Im Rahmen der experimentellen Untersuchung sollen die Einflüsse der verschiedenen Parameter

[1]Illustration wurde vom Industriepartner *MAN Energy Solutions SE* bereitgestellt

auf die Filmkühleffektivität herausgearbeitet werden. Neben der qualitativen Beurteilung auf Basis der Kühlfilmausbreitung, erfolgt auch eine quantitative Auswertung hinsichtlich der Filmkühlwirkung der untersuchten Filmkühlkonfigurationen. Zudem werden aerodynamische Messungen auf der Seitenwand und im Schaufelnachlauf durchgeführt, um einerseits ein besseres Verständnis der auftretenden Kühlfilmverteilungen zu erlangen. Andererseits soll dabei ein tieferer Einblick in die Auswirkungen auf und die Interaktion mit den vorhandenen Sekundärströmungen ermöglicht werden. In einem weiterführenden Schritt werden diese Untersuchungen an zwei, in ihrer Auslegung deutlich unterschiedlichen NGV-Designs, durchgeführt, um eine mögliche Übertragbarkeit der Erkenntnisse hinsichtlich der Einflüsse der Leckagespaltparameter aufzuzeigen. Während in der Literatur verschiedene Parameter-Untersuchungen solcher Leckagespaltkühltechniken bereits existieren, ist eine derart umfassende, experimentelle Leckagespaltparameterstudie für zwei Leitschaufelprofil-Designs an einem Prüfstand unter konsistenten Messbedingungen bei gleichzeitig maschinen-ähnlichen Bedingungen bislang nicht zu finden. Die Erkenntnisse dieser Dissertation sollen die Ansätze liefern, um eine robuste Ausführung solcher Filmkühltechniken bereits im Auslegungsprozess der Turbine besser abschätzen zu können.

1.2 Forschungskontext

Die hier geschilderten Untersuchungen sind Teil eines umfassenden Ansatzes zur Erforschung von Krümmungseinflüssen auf die Seitenwandkühlung hochbelasteter Turbinenleitschaufeln im Rahmen einer mehrjährigen Forschungsreihe der AG Turbo. Der Inhalt der vorliegenden Arbeit basiert dabei im Wesentlichen auf dem Projekt COOREFLEX-turbo 3.3.5 (*FKZ: 03ET7071P*), welches sich mit dem Einfluss verschiedener Gestaltungsparameter einer Leckagespaltausblasung auf die Filmkühleffektivität beschäftigt. Das vorangegangene Projekt COORETEC-Turbo 2020 3.2.11 (*FKZ: 03ET2013F*) liefert mit der Konzeptionierung und dem Aufbau der Hauptkomponenten des High-Speed Kaskadenprüfstands die Vorarbeiten für diese Untersuchungen. In der Folge werden in dem Projekt EcoFlex-turbo KüpLe 3.2 die Forschungsinhalte um die Bestimmung der auftretenden Wärmeübergänge an den filmgekühlten Seitenwänden ergänzt und mit dem Aufbau einer gekrümmten Kaskade auf die Einflüsse durch die, infolge der Krümmung auftretenden, radialen Druckgradienten erweitert.

1.3 Gliederung

Diese Arbeit beginnt mit drei grundlegenden Kapiteln, um den Leser mit der Forschungsthematik und dem experimentellen Aufbau vertraut zu machen. Im Anschluss werden die

Ergebnisse vorgestellt und diskutiert. Abschließend erfolgt eine kurze Zusammenfassung, gefolgt von einem Ausblick.

Kapitel 2: Theoretische Grundlagen und Literaturübersicht
Es wird ein Überblick über die vorangegangenen Arbeiten und den theoretischen Hintergrund zur Forschungsthematik gegeben. Die relevanten Erkenntnisse im Gebiet der Filmkühlung mittels Leckagespalten in Verbindung mit einer Literaturübersicht werden präsentiert. Als Schlussfolgerung des Kapitels werden die Forschungsziele dieser Dissertation definiert.

Kapitel 3: Experimenteller Aufbau
In diesem Kapitel wird der High-Speed Kaskadenprüfstand vorgestellt und die darin enthaltene Teststrecke mit den in dieser Untersuchung verwendeten Leitschaufel-Kaskaden im Detail erläutert. Zudem verleiht der letzte Teil dieses Kapitels einen Überblick über die Betriebspunkte sowie die Variationen der gewählten Parameter zur Leckagespaltkühlung.

Kapitel 4: Messtechnik und -methoden
Die wesentlichen Messtechniken dieser experimentellen Untersuchung werden dargelegt und die konkrete Umsetzung des jeweiligen Messaufbaus am Prüfstand näher beschrieben.

Kapitel 5: Versuchsergebnisse und Diskussion
Die Ergebnisse der Parameterstudie werden anhand einer Gegenüberstellung beider Leitschaufelprofildesigns diskutiert. Dabei werden neben der Kühlfilmausbreitung auf der Seitenwand auch die Filmkühlwirkung und die Einflüsse auf die Aerodynamik präsentiert. Die Einflüsse der einzelnen Parameter und die wechselseitige Übertragbarkeit der Erkenntnisse bei beiden Profildesigns werden evaluiert. In Konsequenz werden etwaig auftretende, korrelative Tendenzen aufgezeigt.

Kapitel 6: Zusammenfassung und Ausblick
Eine kurze Zusammenfassung der wichtigsten Ergebnisse ist hier gegeben, gefolgt von Vorschlägen für zukünftige Forschungsaspekte.

2 Theoretische Grundlagen und Literaturübersicht

2.1 Filmkühlung der Seitenwand in Gasturbinen

Ein zentraler Aspekt der hier vorliegenden Untersuchung ist die Analyse der Filmkühlkonfiguration zur Kühlung von Seitenwänden einer Leitschaufel. Hierfür sollen nachfolgend die maßgeblichen Faktoren zur Beeinflussung der Filmkühleffektivität sowie die relevanten Größen, die diese quantifizieren, erläutert werden.

Notwendigkeit der Seitenwandkühlung

Zur Steigerung des thermischen Wirkungsgrades von Gasturbinen wurde die Turbineneintrittstemperatur stetig erhöht. Mittlerweile sind industrielle Gasturbinen im Einsatz, in denen die Turbineneintrittstemperatur von bis zu 1600 °C die Schmelztemperatur des Turbinenmaterials deutlich übersteigt. Zum thermischen Schutz der Turbinenbeschaufelung und der Seitenwände (Nabe, Gehäuse) ist Filmkühlung hierbei ein unverzichtbarer Bestandteil geworden. Hierbei ist der Einsatz der dafür notwendigen Kühlluft auf ein Minimum zu beschränken, da die dem Kompressor entnommene Luft bis zu 30% des Gesamtmassenstroms betragen kann, nicht am gesamten Kreisprozeß teilnimmt und sich somit nachteilig auf den Wirkungsgrad auswirkt (Bunker [3]). Darüber hinaus steigt die Lebensdauer der Turbinenkomponenten mit einer Reduktion der Materialtemperatur signifikant an. Neben dem Einsatz diskreter Filmkühlbohrungen werden mittlerweile vermehrt konstruktiv bedingte Spalte zwischen Turbinenkomponenten zur aktiven Kühlung eingesetzt, da die aus dem Spalt ausgeblasene Kühlluft vor allem im Eintrittsbereich der Passage eine effiziente Kühlung der Seitenwand ermöglicht (Knost und Thole [4]). Der Leckagespalt zwischen dem Brennkammer-Übergangsstück und der ersten Leitschaufelreihe der Hochdruckturbine, der sogenannte Purge Slot, in diesem Zusammenhang von besonderem Interesse, da im Bereich des NGV die höchste thermische Belastung auftritt. Die Kühlung der Seitenwände ist noch immer ein herausfordernder Forschungsgegenstand, da die heutigen DLN-Brennkammern (Dry-low-NO_x) ein sehr flaches Temperaturprofil aufweisen und hierdurch die Seitenwände thermisch stark belasten. Gleichzeitig wird die Strömung auf den Seitenwänden durch Sekundärströmungen dominiert, die ihrerseits die Ausbreitung der Kühlluft maßgeblich beeinflussen. Daher ist zum einen die effiziente Gestaltung der Kühlung, zum anderen ein profundes Verständnis der inhärenten Strömungszustände erforderlich, um den zuvor genannten Anforderungen Rechnung zu tragen.

Kühltechniken und Definition der Filmkühleffektivität

Aus Gründen der Vollständigkeit sollen nachfolgend kurz die unterschiedlichen Kühltechniken kategorisiert und erläutert werden (Bräunling [2]).

- **Passive Kühltechniken** verwenden Wärmedämmschichten (thermal barrier coatings (TBC)), die auf die zu schützenden Oberflächen appliziert werden. Diese aus metallischen und keramischen Werkstoffen bestehenden Beschichtungen widerstehen einerseits den Extremtemperaturen, andererseits werden durch deren geringe Wärmeleitfähigkeit und der zusätzlich aufgebrachten Haftvermittlerschicht (bond coat) die Wärmeströme in den darunter liegenden Basiswerkstoff minimiert.

- **Interne Kühlung** wird angewendet, um die in das Bauteil eingebrachte Wärme abzutransportieren und somit die Materialtemperatur zu reduzieren. Hierbei handelt es sich um konvektive Kühlmethoden, die meist in der Schaufelkühlung eingesetzt werden, um den inneren Wärmeübergang zu erhöhen. Ein Spezialfall in diesem Zusammenhang ist die sogenannte Prallkühlung, welche in Bereichen hoher Wärmeflüsse angewendet wird, z.B. an der Schaufelvorderkante.

- **Externe Kühlung** beinhaltet auch die **Filmkühlung**. Diese Kühltechniken haben zum Ziel, den Wärmeeintrag zu reduzieren, indem durch diskrete Bohrung oder Spalte kühlere Luft an der Bauteiloberfläche ausgeblasen wird. Dadurch resultiert eine Mischtemperatur, die sogenannte Filmtemperatur T_f, oberhalb der Oberfläche, welche optimalerweise deutlich kleiner ist als die Hauptstromtemperatur T_∞. Auf der Methode der Filmkühlung liegt der Fokus dieser Arbeit.

- **Effusionskühlung** ist eine Kombination aus interner und externer Kühlung bei der eine Vielzahl kleinster Löcher in die Oberfläche eingebracht werden, beispielsweise bei Brennkammer-Linern. Neben der primär erzielten Filmkühlung wird hier die Oberflächentemperatur durch die vergrößerte, an der konvektiven Wärmeübertragung beteiligte, perforierte Oberfläche zusätzlich reduziert.

Um die Reduktion der Wärmebelastung oder – spezifischer formuliert – die Ausnutzung der verfügbaren Temperaturdifferenzen zwischen Hauptstrom und Kühlmittel für eine filmgekühlte Oberfläche zu quantifizieren, wird die Filmkühleffektivität η gemäß Gleichung 2.1 verwendet.

$$\eta = \frac{T_\infty - T_f}{T_\infty - T_c} = \frac{T_\infty - T_{aW}}{T_\infty - T_c} = \eta_{ad} \tag{2.1}$$

Dabei bezeichnet T_∞ die Hauptstromtemperatur und T_c die Temperatur des eingebrachten Kühlluftstroms. Dieser Koeffizient wird üblicherweise als adiabate Filmkühleffektivität η_{ad}

präsentiert, indem die unzugängliche Filmtemperatur T_f durch die adiabate Wandtemparatur T_{aW} ersetzt wird. Diese wird auf der Oberfläche erzielt, wenn kein Wärmefluss in das Bauteil oder allgemein die Wand existiert. Auch wenn dieser als rein akademisch einzustufende Zustand so in der Maschine nicht auftritt, ermöglicht diese Formulierung einen konsistenten Vergleich verschiedener Konfigurationen, auch im Hinblick auf Experimente die an anderen Prüfständen durchgeführt werden.

Charakterisierung und Einflussfaktoren der Filmkühlung

Neben der Quantifizierung der Filmkühleffektivität sollen nachfolgend einige Parameter kurz erläutert werden, die einerseits die Filmkühlung bzw. deren Konfiguration charakterisieren und andererseits die Filmkühlung beeinflussen. Die Erläuterungen erheben hierbei keinen Anspruch auf Vollständigkeit, vielmehr fokussiert diese Diskussion die Kühlluftausblasung aus einem Leckagespalt und stellt hierfür eine weiterführende Literatur bereit:

* **Ausblaserate** BR des eingebrachten Kühlluftstroms: Das Maß des eingeblasenen Kühlluftmassenstroms lässt sich mithilfe der Ausblaserate BR beschreiben. Sie ergibt sich aus dem Verhältnis des Produkts von Dichte ρ_c und Geschwindigkeit c_c der Kühlluft zu dem Produkt der Dichte ρ_∞ und der Geschwindigkeit c_∞ des Hauptstroms. Es gilt gemäß Gl. 2.2:

$$BR = \frac{\rho_c \cdot c_c}{\rho_\infty \cdot c_\infty} \tag{2.2}$$

  Nach Granser und Schulenberg [5] bringt die Steigerung der Ausblaserate grundsätzlich eine Verbesserung der Filmkühleffektivität mit sich, solange sich der Kühlluftstrom an die Seitenwand anlegt. Erreicht die Ausblaserate, hier unter Verwendung einer zylindrischen Filmkühlbohrung, Werte im Bereich von $BR \approx 1$, hebt der Film von der Wand ab und dringt vermehrt in die Hauptströmung ein, mit der er sich vermischt (sog. Lift-off Effekt). Eine weitere Erhöhung der Ausblaserate verbessert die Filmkühleffektivität nur mäßig oder sogar gering bis gar nicht. Wenn der Kühlluftstrahl abhebt, ist die Filmkühleffektivität nicht nur eine Funktion der Ausblaserate, d.h. der eingebrachten Kühlluftmasse, sondern auch des Impulses mit der die Kühlluft ausgeblasen wird (Colban et al. [6]).

* Das **Dichteverhältnis** DR (Gl. 2.3) von Kühlluft zu Hauptstrom: In der realen Maschine treten Temperaturdifferenzen zwischen diesen beiden Luftströmen auf, die in einem Dichteverhältnis im Bereich von $1.2 < DR < 2.2$ resultieren.

$$DR = \frac{\rho_c}{\rho_\infty} \tag{2.3}$$

Bei experimentellen Untersuchungen, die, wie auch in dieser Arbeit, bei Umgebungstemperaturen durchgeführt werden, ist eine Vergleichbarkeit der Ausblaserate in Verbindung mit dem einströmenden Impuls mit der realen Maschine nur dann zulässig, wenn das Dichteverhältnis analog eingestellt ist. Das Dichteverhältnis hat indes einen Einfluss auf die Kühlluftverteilung auf der Seitenwand und somit auch auf die Filmkühleffektivität, insbesondere im hinteren Teil der Passage (Chen et al. [7]). Um diesem Sachverhalt Rechnung zu tragen, werden Fremdgase mit einer im Vergleich zu Luft höheren Dichte zur Kühlluftausblasung eingesetzt.

* **Turbulenzgrad** und **Grenzschicht** der Hauptströmung: Eine Steigerung des Turbulenzgrades der Hauptströmung begünstigt den durch die Turbulenz getriebenen Ausmischungsprozeß zwischen Haupt- und Kühlluftstrom. Dies hat eine Reduktion der Filmkühleffektivität weiter stromab zur Folge. Die Einblasung von Kühlluft geht mit einer wesentlichen Erhöhung des Turbulenzgrades einher (Kost und Nicklas [8]). Abhängig von der Ausblaserate und auch der Richtung zur Hauptströmung des eingebrachten Kühlluftstroms wird die Grenzschicht einerseits re-energetisiert, was zu einer Reduktion von Sekunderströmungsverlusten führt. Andererseits wird bei ausreichend hohen Ausblaseraten die Grenzschicht abgelöst und intensiviert die Sekundärströmungsentwicklung, je nach Position der Ausblasung sogar deutlich.

* **Druckgradienten** in der Schaufelpassage: Das Druckfeld der Schaufel in Interaktion mit der ankommenden Grenzschicht bedingt eine Reduktion der Hauptströmungsgeschwindigkeit und damit einhergehend eine lokale Druckerhöhung, insbesondere im Schaufelvorderkantenbereich. Die dadurch in diesem Bereich reduzierten Ausblaseraten hemmen den Kühlluftaustritt und resultieren somit in einer lokal geringeren Kühlwirkung. Eine Beschleunigung der Hauptströmung hingegen, z.b. infolge der Umlenkung, führt zu einer Stabilisierung des eingebrachten Kühlluftstrahls der sich besser an die Seitenwand anlegt. Die durch das Schaufelprofil vorgegebene Krümmung der Druck- bzw. Saugseite und den dadurch entstehenden positiven Druckgradienten hat eine Strömung quer zur Hauptströmung von Druck- zur Saugseite innerhalb der Passage zur Folge. Als einer der ersten hat Blair [9] diesen Zusammenhang durch eine Leckagespalt-Kühlung in einer Schaufelpassage untersucht. Das zentrale Ergebnis war hierbei, dass die Filmkühleffektivität über die Spaltlänge variiert und das der Großteil der Kühlluft entlang der Seitenwand in Richtung der Saugseite transportiert wird.

Des Weiteren sind auch geometrische Parameter der Filmkühlkonfiguration relevant:

- Der **Ausblasewinkel** α beschreibt den Winkel zwischen dem Leckagespalt und der Seitenwand. An einem Low-Speed-Windtunnel untersuchten Thrift et al. [10] unter

anderem die Filmkühleffektivität auf der ebenen Seitenwand für eine Leckagespaltausblasung senkrecht und unter 45° Winkel zur Hauptströmung. Dabei zeigte sich eine substantielle Verbesserung der Seitenwandkühlung bei Ausblasung unter Winkel gegenüber einer senkrechten Ausblasung. Letztere produziert einen großen Wirbel im Schaufelvorderkantenbereich, welcher sich bei Ausblasung unter 45° hingegen nicht zeigt, vielmehr legt sich der Kühlfilm auch teilweise an die Schaufeloberfläche an. Takeishi et al. [11] führten ebenfalls Messungen mit einem senkrechten und unter 45° angewinkelten Leckagespalt an einer Low-Speed-Kaskade durch. Die Verbesserung der Filmkühleffektivität bei angewinkelter Ausblasung bestätigen sich hierbei, wobei sich die Verbesserung hier vornehmlich in lokal erhöhten Werten von η_{ad} zeigt und weniger in einer besseren Kühlfilmausbreitung. Die ebenfalls durchgeführten, laser-gestützten Messungen mittels PIV und LIF zeigten auf, dass die Gefahr des Heißgaseinzugs bei angewinkelter Ausblasung vermindert wird. Der Einfluss des Ausblasewinkels auf das Strömungsfeld ist hier jedoch nicht näher spezifiziert.

- Die **Spaltweite** W ändert sich in der realen Maschine prinzipbedingt aufgrund von thermischen Ausdehnungen infolge von Lastwechseln und An-/Abfahrvorgängen. Cardwell et al. [12] analysierten den Einfluss der Spaltweite bei einem Ausblasewinkel von 45°. Der Vergleich dreier Spaltweiten bei konstant gehaltenem Kühlluftmassenstrom zeigte auf, dass bei geringerer Spaltweite die Kühlluft entlang des Spalts gleichmäßiger austritt, wohingegen bei größerer Spaltweite die Kühlfilmüberdeckung, insbesondere im druckseitigen Bereich, stark vermindert ist. Dies führt auf die Schlussfolgerung, dass die Kühlluftfilmverteilung auf der Seitenwand primär von dem Impulsverhältnis und nicht von dem Massenstrom abhängt (Goldstein [13]). Diese Erkenntnisse werden durch eine vergleichbare Untersuchung von Lynch und Thole [14] bei einer Gegenüberstellung zweier Spaltweiten gestützt.

- Der **Spaltabstand** L ist definiert durch den Abstand von der stromabwärts liegenden Leckagespaltkante zur Schaufelvorderkante. Kost und Mullaert [15] stellten eine angewinkelte Ausblasung an zwei Spaltpositionen gegenüber. Die Messungen erfolgten bei maschinen-ähnlichen Mach- und Reynolds-Zahlen. Sie stellten heraus, dass die Ausblasung im Bereich des Sattelpunktes die Sekundärströmungen verstärkt und dass der Spalt weiter stromauf bessere Filmkühleffektivitäten bei vergleichsweise geringerer Kühlmenge erzielt. Bei Lynch und Thole [14] lieferten beide Spaltabstände vergleichbare Ergebnisse hinsichtlich der Kühlfilmverteilung auf der Seitenwand, wobei die lokalen Filmkühleffektivitäten innerhalb der Passage bei dem weiter stromauf positionierten Spalt aufgrund des verlängerten Mischungsweges reduziert sind. Die Verlagerung eines senkrecht ausblasenden Spalts sowohl stromauf als auch stromab der nominalen Position wurde von Thrift et al. [10] untersucht. De-

ren Ergebnisse zeigen auf, dass die beiden weiter stromauf liegenden Spalte nahezu identische Seitenwandkühlungsergebnisse hervorbringen. Der Verlagerung des Spalts in die Nähe des Staupunktbereichs zeigt hierbei hingegen einen deutlichen Einfluss. Einerseits wird sowohl die lokale also auch die flächen-gemittelte Filmkühleffektivität verbessert. Zum Anderen wird die Größe des induzierten Wirbels reduziert, während zugleich die Wirbelintensität verstärkt wird. In einer Studie von Takeishi et al. [16] wurde die Interaktion des in verschiedenen Abständen zur Schaufelvorderkante eingebrachten Kühlluftstrahls mit dem Hufeisenwirbel untersucht. Die zentrale Erkenntnis hieraus ist, dass der entgegen der Rotation des Hufeisenwirbels gerichtete Kühlluftimpuls, abhängig von der Position der Ausblasung zum Sattelpunkt, die Ausbildung des Hufeisenwirbels entweder hemmt oder gar intensiviert.

2.2 Sekundärströmungsfeld der Leitschaufelpassage

In Seitenwandnähe einer Schaufelpassage wird eine sonst als rein zweidimensional anzunehmende Strömung von komplexen, dreidimensionalen Strömungsverhältnissen überlagert. Die Entwicklung der sogenannten Sekundärströmungen resultiert maßgeblich aus der Querströmung innerhalb der Passage, infolge des von der Druck- zur Saugseite wirkenden Druckgradienten und der Interaktion der Grenzschicht der Hauptströmung mit der Schaufelvorderkante. Die Entstehung dieser Sekundärströmungen und der inhärenten Wirbelstrukturen ist seit mehr als 50 Jahren Forschungsgegenstand und -grundlage einer Vielzahl von experimentellen und später vermehrt auch numerischen Untersuchungen. Eine erste umfangreiche und detaillierte Experimentalstudie wurde von Langston [17] durchgeführt, welche ein erstes Wirbelmodell hervorgebracht hat, um die Sekundärströmungen einer Schaufelpassage zu charakterisieren. Mittels Fünflochsondenmessungen an verschiedenen axialen Positionen innerhalb der Passage beschreibt er hier erstmals die wichtigsten Sekundärwirbel. Basierend auf bereits veröffentlichten Strömungsmessungen und unterstützt durch eigene Ergebnisse präsentierten Goldstein und Spores [18] ein komplexeres Wirbelmodell, welches auch kleinskaligere Wirbelstrukturen aufzeigt. Auf Basis einer Aggregation der bisherigen Modelle in Verbindung mit eigens durchgeführten hochaufgelösten Rauchfaden-Visualisierungen entwickelten Wang et al. [19] das in Abbildung 2.1 dargestellte, detaillierte Sekundärströmungsmodell, welches den aktuellen Kenntnisstand dieses Forschungsgebiets repräsentiert.
Das abgebildete Modell verdeutlicht, dass das entstehende Sekundärwirbelsystem seinen Ursprung im Bereich der Schaufelvorderkante hat. Hier staut sich die ankommende Grenzschicht der Hauptströmung auf und wird an der Vorderkante in die benachbarten Schaufelpassagen aufgespalten. Die Anlegelinie **AL** markiert dabei die Aufteilung der Grenzschicht. Im Zuge der Aufstauung wird durch den Geschwindigkeitsgradienten der Grenzschicht zu-

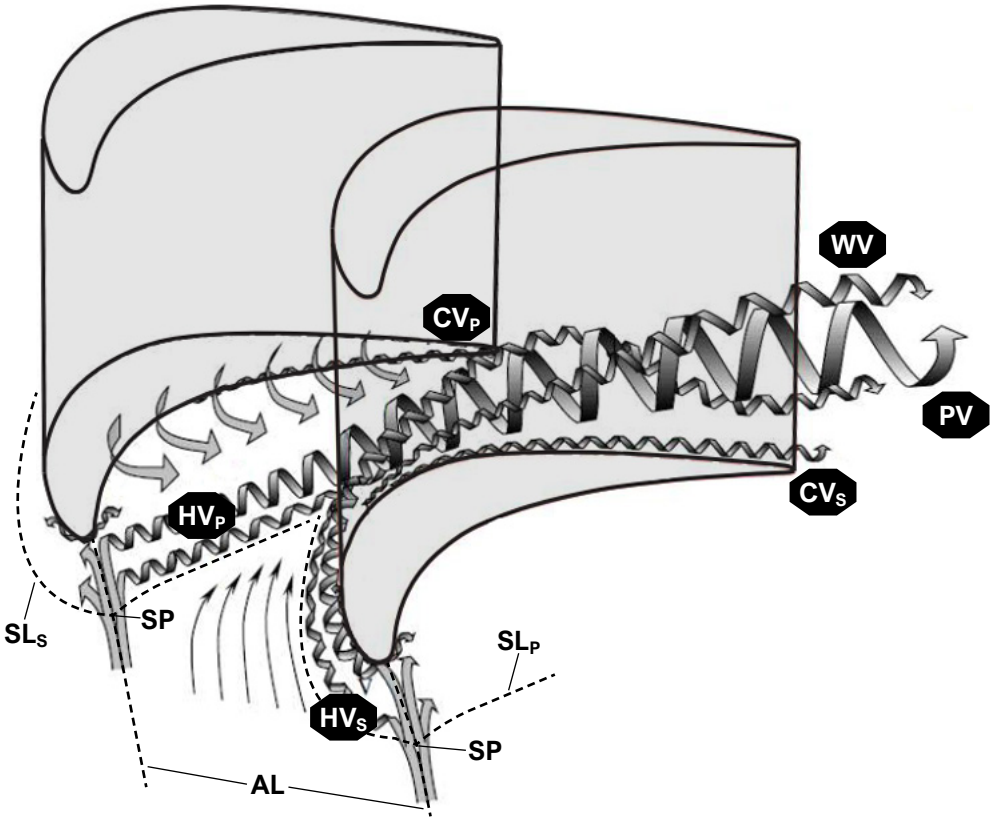


Abbildung 2.1: Sekundärwirbelmodell nach Wang et al. [19]

sätzlich ein Druckgradient senkrecht zur Seitenwand erzeugt. Hieraus resultierend wird das ankommende Fluid entlang der Schaufelvorderkante zur Seitenwand hin gedrückt, beschreibt dann eine geringfügige stromaufwärts gerichtete Bewegung, bevor es sich zu dem so bezeichneten Hufeisenwirbel **HV** aufrollt (Goldstein und Chen [20]). Seine charakteristische Form erhält er durch die Umströmung eines zylindrischen Hindernisses und seine Ausbildung wird maßgeblich von der Grenzschichtdicke und dem Schaufelvorderkantenradius beeinflusst. Es bilden sich zwei Wirbeläste aus, die in Richtung der Druck- beziehungsweise der Saugseite transportiert werden. Die Trajektorie der beiden Wirbel ist durch die beiden Ablöselinien $\mathbf{SL_P}$ und $\mathbf{SL_S}$ gekennzeichnet. In deren Schnittpunkt gemeinsam mit der Anlegelinie entsteht der sogenannte Sattelpunkt **SP**, dessen Position von dem Grenzschichtzustand, dem Schaufelvorderkantenradius und der Reynolds-Zahl innerhalb der Grenzschicht abhängt (Langston et al. [21]). Nach dem Eintritt in die Schaufelpassage wandert der in Strömungsrichtung gesehen entgegen dem Uhrzeigersinn rotierende druckseitige Ast des Hufeisenwirbels $\mathbf{HV_P}$ in Richtung der benachbarten Schaufelsaugseite, bedingt durch die inhärenten Druckgradienten. Durch die Mitnahme des impulsarmen Grenzschichtfluids wird der Wirbel intensiviert. Die zugehörige, quer durch die Passage verlaufende Ablöselinie $\mathbf{SL_P}$ bildet mit der saugseitigen Ablöselinie $\mathbf{SL_S}$

hierbei ein keilförmiges Gebiet im vorderen Bereich der Schaufelpassage. Die Ablöselinie **SL_P** trifft schließlich auf die Saugseite der Schaufel am Punkt des statischen Druckminimums und läuft auf der Schaufeloberfläche entlang in Richtung Kanalmitte. Der Auftreffpunkt hängt hierbei von der Umlenkung und dem daraus resultierenden Druckgradienten zwischen den Schaufeln ab. Der zunächst in Seitenwandnähe verbleibende saugseitige Ast des Hufeisenwirbels **HV_S** hingegen rotiert in Strömungsrichtung gesehen im Uhrzeigersinn und folgt vorläufig der Schaufelkontur, erkennbar am Verlauf der Ablöselinie **SL_S**. Im Bereich höchster Strömungsgeschwindigkeiten treffen die beiden Wirbeläste an der Saugseite aufeinander. An diesem Punkt bildet sich aufgrund der Interaktion verschiedener Strömungskomponenten wie die gegenläufig rotierenden Hufeisenwirbeläste, die ankommende Grenzschicht und die Querströmung innerhalb der Passage ein neuer, stärkerer Wirbel – der sogenannte Passagenwirbel **PV** – aus (Wang et al. [19]). Der Passagenwirbel dominiert dabei das Sekundärwirbelsystem und verantwortet somit auch die maßgeblichen Strömungsverluste in der Schaufelpassage. Er besitzt den gleichen Rotationssinn wie der druckseitige Ast des Hufeisenwirbels und letzterer bildet den Hauptbestandteil des Passagenwirbels (Langston [17]). Stromab hebt der Passagenwirbel zunehmend von der Seitenwand ab und bewegt sich in Richtung der Kanalmitte. Die Ablösung lässt sich nach Goldstein und Spores [18] auf die Interaktion des Wirbels mit der Schaufeloberfläche und dem in größerer Schaufelhöhe abnehmenden Druck zurückführen. Der saugseitige Ast des Hufeisenwirbels wird aufgrund der starken, gegenläufigen Rotation des Passagenwirbels von der Schaufelsaugseite abgedrängt und wickelt sich gleichzeitig um diesen herum. Zudem bewirkt der gegenläufige Drehsinn eine Abnahme der Intensität des Wirbels **HV_S**, was ihn messtechnisch nur schwer erfassbar macht. Letzteres gilt auch für die beiden Eckwirbel der Druck- bzw. Saugseite. Diese beiden sehr kleinskaligen Wirbel **CV_P** und **CV_S** entstehen analog zur Ausbildung des Hufeisenwirbels an den Übergängen von der Schaufeloberfläche zur Seitenwand, wobei deren Intensität mit zunehmendem Filletradius abnimmt (Wang et al. [19]). Am Auftreffpunkt der beiden Hufeisenwirbeläste entsteht zudem ein kleiner, jedoch hoch-energetischer Wirbel, rotierend in Strömungsrichtung gesehen im Uhrzeigersinn. Dieser sogenannte Wandwirbel **WV** besteht nach Jabbari et al. [22] vornehmlich aus der ankommenden, zwischen den stromauf gelegenen Sattelpunkten zu verorteten Grenzschicht. Er wird von dem Passagenwirbel zur Schaufelsaugseite hin abgedrängt und verbleibt oberhalb dessen dicht an der Schaufeloberfläche und hat somit obgleich seiner geringen Ausprägung einen großen Einfluss auf die aerodynamische Verlustentstehung innerhalb der Schaufelpassage.

Aero-thermale Designaspekte einer Leitschaufelpassage

Das zuvor beschriebene Sekundärströmungsmodell basiert auf Untersuchungen in Kaskaden in denen ausschließlich zylindrische Schaufelprofildesigns und ebene Schaufelseitenwände eingesetzt wurden. Getrieben durch die stetig anwachsenden Anforderungen an die Effizienz der Maschine und die unter anderem damit einhergehenden Anhebung der Turbineneintrittstemperatur entwickelt sich seit der Jahrtausendwende ein gesteigertes Forschungsinteresse hinsichtlich der aero-thermalen Optimierung der Hochdruckturbine. Ziel dieses Forschungsgebiets ist die konstruktive Optimierung der Turbinenkomponenten, um einerseits die aerodynamischen Verluste zu minimieren. Andererseits soll durch geometrische Modifikationen die auftretende Wärmebelastung reduziert werden, wobei hier zusätzlich die zum Einsatz kommende Filmkühlungskonfiguration berücksichtigt werden muss, da eine starke Interaktion zwischen Kühlfilm und Hauptstrom besteht (Blair [9], Granser und Schulenberg [5]). In einer Vielzahl von Studien wurden die unterschiedlichsten Methodenansätze zur Optimierung entwickelt. Da dieser Forschungsbereich nicht im Fokus dieser Dissertation liegt, soll hier lediglich eine kurze Darstellung der relevanten Erkenntnisse erfolgen, die als Grundlage für die spätere Gegenüberstellung der in dieser Arbeit verwendeten Leitschaufeldesigns dienen. Relevant sind hierbei vor allem die Einflüsse der Seitenwandkontur, welche hier auf eine achsensymmetrische Ausführung beschränkt ist. Weiterhin soll die Verwindung des Leitschaufelprofils über die Schaufelhöhe und der Einsatz von Fillets berücksichtigt werden.

Die durch die Seitenwandkonturierung bedingte Reduktion des Passagenquerschnitts beschleunigt und dünnt dabei die ankommende Seitenwandgrenzschicht aus. Hieraus resultiert nach Simon und Piggush [23] eine verminderte Ausbildung der Sekundärströmungen und die dadurch induzierten Verluste im Bereich der Schaufelvorderkante. Dies lässt sich auf die Veränderung der im Staupunktbereich herrschenden Druckgradienten und damit einhergehend reduzierte Stärke des Hufeisenwirbels zurückführen. Diese Erkenntnis stützt sich auf den Experimentalstudien von Kopper et al. [24], Dossena et al. [25] sowie Burd und Piggush [26] an linearen Kaskaden, durchgeführt bei niedrigen und hohen MACH-Zahlen. Um den Einfluss der Konturierung auf die Leckagespaltkühlung zu untersuchen, haben Burd und Simon eine kombinierte Studie von thermalen und aerodynamischen Messungen durchgeführt (Burd und Simon [27], Burd et al. [28]). Dabei stellten sie heraus, dass bei einer ausreichend hohen Ausblaserate der druckseitige Seitenwandbereich gekühlt werden kann, wohingegen der vordere Bereich der Saugseite im Vergleich zur ebenen Seitenwand eine Reduktion der Kühleffektivität erfährt. Dieses Verhalten wird einerseits mit der Verschiebung des Passagenwirbels hin zur saugseitigen Seitenwand aufgrund des höheren Kühlluftimpulses erklärt. Andererseits wird durch die beschleunigte und damit ausgedünnte Seitenwandgrenzschicht die Passagenströmung geschwächt und damit der

Einfluss der Querströmung auf die Kühlluft reduziert. Eine vergleichbare Studie von Oke et al. [29] bestätigen diese Ergebnisse, liefern jedoch eine alternative Erklärung zur verbesserten Kühlung der Seitenwanddruckseite: Der Impuls der senkrecht zur Seitenwand eingebrachten Kühlluftkomponente überströmt gänzlich den Hufeisenwirbel, trifft dann auf die Druckseite der Schaufel und wird letztendlich durch die Passagenströmung hinab auf die Seitenwand transportiert. Als zweite Hypothese wird aufgeführt, dass die durch die Konturierung in flachem Winkel zur Seitenwand eingeblasene Kühlluft die ankommende Grenzschicht – wie bereits von Granser und Schulenberg [5] vermerkt – re-energetisiert und somit die Sekundärströmungsentwicklung hemmt. Die daraus resultierend reduzierte Ausmischung mit dem Hauptstrom führt auf die bereits erwähnte, verbesserte Kühlung der druckseitigen Seitenwand.

Die Verwendung von Fillets, d.h. meist als konstante Radien ausgeführte Konturübergänge zwischen Seitenwand und Turbinenschaufel sind seit mehreren Jahrzehnten Standard bei der Auslegung einer Schaufelgeometrie. Ansätze zur Optimierung solcher Fillets sind jedoch bis heute Bestandteil der Forschung, insbesondere im Bereich der Schaufelvorderkante, da hier, wie bereits erwähnt, die Sekundärströmungsentwicklung ihren Ursprung hat. Studien hierzu von Zess und Thole [30] und Lethander et al. [31] zeigen auf, dass durch die Modifikation der Fillet-Geometrie die Ausbildung von Sekundärströmungen, insbesondere des Hufeisen- und Passagenwirbels, deutlich reduziert werden können und gleichzeitig die Wärmebelastung infolge der verminderten Schaufelabströmung in diesem Bereich minimiert wird.

Technologische Fortschritte in der Fertigung und die mittlerweile etablierte, numerische Auslegung von Turbinenschaufeln ermöglichen die Entwicklung von Schaufelprofilgeometrien, die sowohl hinsichtlich der Aerodynamik, also auch der thermalen Beanspruchung optimiert werden können. Solche Optimierungsprozesse resultieren in immer komplexeren, meist dreidimensionalen Profilgeometrien. Gegenüber dem Einsatz von zylindrischen Profilen variiert dabei der Passagenquerschnitt über die Schaufelhöhe infolge der Profilverwindung. Ziel ist hierbei, durch Beeinflussung der in der Passage inhärenten Druckgradienten die Sekundärströmungen zu reduzieren und damit verbunden die Effizienz der eingesetzten Kühlmethoden zu steigern.

Interaktion von Leckagespaltkühlung und Sekundärströmungen

Basierend auf den obigen Erläuterungen lässt sich eine starke und gleichzeitig komplexe Interaktion zwischen der Seitenwandkühlung mittels eines Leckagespalts und des Strömungsfeldes innerhalb der Schaufelpassage als gesicherte Erkenntnis ansehen. Um die spätere Ergebnisdiskussion dieser Arbeit zielgerichtet ausführen zu können, sollen an dieser Stelle die wichtigsten, bereits bekannten Erkenntnisse noch einmal zusammenfassend

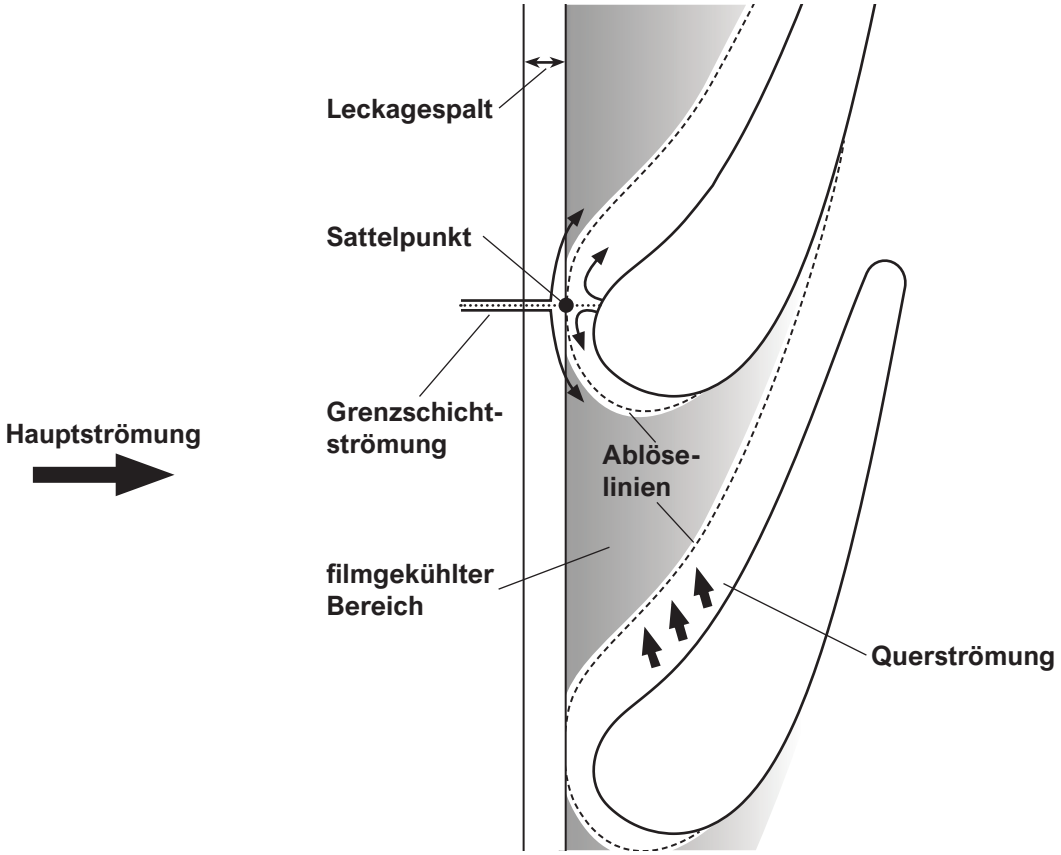


Abbildung 2.2: Leckagekühlluftverteilung auf der Seitenwand (schematisch)

aufgeführt werden. Die Abbildung 2.2 zeigt hierzu eine vereinfachte, schematische Darstellung der von Sekundärströmungen beeinflussten Seitenwandkühlung mittels eines Leckagespalts. Im vorderen Teil der Passage zeigt sich eine charakteristische keilförmige Verteilung des Kühlluftfilms auf der Seitenwand, die durch die Ablöselinien der beiden Hufeisenwirbeläste limitiert ist. Im Schaufelvorderkantenbereich erfährt die Seitenwand hingegen keine Kühlung, da hier durch die Ausbildung des Hufeisenwirbels der eingebrachte Kühlluftfilm von der Seitenwand abgehoben und im Zuge dessen Heißgas zur Seitenwand hin befördert wird. Infolge der Querströmung und dem die Passage querenden druckseitigen Ast des Hufeisenwirbels wird der Großteil der Leckageluft in Richtung der Schaufelsaugseite transportiert. Dies hat zur Folge, dass weitreichende Teile der Seitenwand im Bereich der Druckseite gar nicht oder nur unzureichend gekühlt werden.

2.3 Definition der Forschungsziele dieser Dissertation

Aus der Diskussion der einschlägigen Literatur werden offene Fragen und Forschungsziele abgeleitet, die in dieser Arbeit behandelt werden.
Es ist klar, dass die Strömungsphänomene, die den Wärmeübergang und die Aerodynamik innerhalb einer Schaufelpassage beeinflussen, durch eine komplexe Wechselbeziehung zwi-

schen den Geometrien der Seitenwand und den Schaufeln, den Eigenschaften von Haupt- und Kühlluftströmung, sowie durch die geometrische Dimensionierung und Position der Kühlungskonfiguration bestimmt werden. Wie bereits angedeutet, ist es schwierig, die Einflüsse jedes einzelnen dieser Faktoren isoliert zu beschreiben oder aber ihre kumulativen Auswirkungen vorherzusagen, da die meisten bisherigen Untersuchungen dieser Faktoren spezifische Fälle abbilden.
Die hier präsentierte experimentelle Forschungsarbeit widmet sich der Erreichung eines umfassenden Verständnisses der Interaktion von Hauptstrom und Leckagespaltkühlluft hinsichtlich der aerodynamischen und -thermalen Einflüsse auf die Filmkühlung einer Turbinenseitenwand, mit dem Ziel eine robuste Auslegung solcher Kühlungsmethoden zu fördern. Um dies zu erlangen, ist ein geeigneter Testträger und ein solider Messaufbau notwendig. Dabei werden einige ausgewählte geometrische und injektions-bezogene Parameter einer Leckagespaltkühlung definiert, systematisch variiert und analysiert. Im Fokus steht hierbei die erste Leitschaufelreihe – eine Komponente der Gasturbine mit höchster thermischer Belastung. Zusammenfassend lassen sich daraus zwei ingenieurwissenschaftliche Aufgaben formulieren:

- Die Konstruktion eines Testträgers, der hinsichtlich der Leckagespaltkühlungskonfiguration modular aufgebaut ist, so dass eine systematische Untersuchung der Parameter durch eine verhältnismäßig einfache Variation möglich ist.

- Die Entwicklung eines Messaufbaus, der zum einen der kombinierten Untersuchung der Aerodynamik und der Filmkühleffektivität Rechnung trägt. Zum anderen muss ein robuste Wiederholgenauigkeit bei den einzelnen Messmethoden gewährleistet sein, um eine Überlagerung von etwaigen Messabweichungen und den tatsächlich auftretenden Änderungen infolge der Variation der Parameter zu unterbinden.

Mit diesem experimentellen Aufbau werden Geometrie-Parameter, wie z.B. der Ausblasewinkel, untersucht, um die Einflüsse der Gestaltungsparameter dieser Kühlungsmethode zu bewerten. Durch die Variation der injektions-bezogenen Parameter, wie beispielsweise der Ausblaserate, sollen die Vor- und Nachteile der Ausblasung mit kleinen bis hin zu hohen Kühlluftimpulsen herausgestellt werden. Da neben der Einflüsse auf die Filmkühleffektivität auch die aerodynamischen Auswirkungen untersucht werden, werden alle Messungen unter Einhaltung maschinen-ähnlicher Mach- und Reynolds-Zahlen durchgeführt. Nur so lassen sich die in dieser Arbeit gewonnenen Erkenntnisse auf die reale Maschine übertragen, da prinzipbedingt vereinfachte Modellversuche an einem Prüfstand Unsicherheiten hinsichtlich einer solchen Übertragbarkeit mit sich bringen.
Diese Untersuchungen werden darüber hinaus an zwei unterschiedlichen Leitschaufelprofilen durchgeführt. Dabei repräsentiert das zylindrisch ausgeführte Profil aus dem NASA

Energy-Efficient-Engine (E^3) Programm (Kopper et al. [32]) der 1980er in Verbindung mit ebenen Seitenwänden einen in der Literatur bekannten „Standard“-Fall eines Nozzle Guide Vanes (NGV). Dem gegenüber steht ein modernes, sogenanntes State-of-the-Art NGV Design, welches neben einer achsensymmetrischen Seitenwandkonturierung auch Fillets und eine dreidimensionale Verwindung über die Schaufelhöhe aufweist. Die essentiellen Ergebnisse der in dieser Dissertation durchgeführten, aus insgesamt 307 Einzelmessungen bestehenden, Messkampagnen werden dabei gegenüberstellend diskutiert. Die gewonnenen Erkenntnisse hieraus lassen sich zu den beiden folgenden Forschungszielen zusammenfassen:

* Das Verständnis für die Einflüsse der ausgewählten Parameter sowohl auf die Filmkühleffektivität der Seitenwand als auch auf die Aerodynamik der Leitschaufelpassage und damit für die Interaktion von Kühlluft und Hauptstrom soll vertieft werden. Weiterführend sollen durch die systematische Variation der Parameter etwaig auftretende Korrelationen aufgezeigt werden, um diese gegebenenfalls auf einen kausalen Zusammenhang zurückzuführen.

* Mit der Analyse zweier, im Design gänzlich unterschiedlicher, Leitschaufelprofile wird überprüft, ob und inwiefern die Erkenntnisse übertragbar sind, d.h. die Korrelationen ungeachtet des vorliegenden Profildesigns ihre Gültigkeit behalten.

Die ingenieurwissenschaftliche Methode zur Problemlösung ist unter anderem dadurch gekennzeichnet, dass für gegebene komplexe Problemstellungen Zusammenhänge erkannt und ggf. Korrelationen entwickelt werden, die im besten Falle eine Allgemeingültigkeit aufweisen, um den Lösungsansatz abstrahiert darlegen zu können. Im konkreten Fall der vorliegenden Dissertation soll mithilfe der hier gewonnenen Erkenntnisse ein umfassendes Verständnis der Einflüsse verschiedener Gestaltungsparameter einer Lekagespaltkühlung erlangt werden. Ein weiterführendes Ziel besteht in der Optimierung einer solchen Kühlungskonfiguration bereits im Auslegungsprozess der Gasturbine. Die Ergebnisse dieser Arbeit sollen hierfür eine Basis bilden.

3 Experimenteller Aufbau

In diesem Kapitel wird der Versuchsaufbau beschrieben, mit dem die in dieser Arbeit vorgestellten Ergebnisse gewonnen wurden. Die Schwerpunkte liegen hierbei auf der Prüfstandsbeschreibung, der Charakterisierung der Leitschaufelprofile und der Darstellung der Testsektion, d.h. der NGV-Kaskaden, für die parametrische Untersuchung der Leckagespaltkühlung. Zum Abschluss des Kapitels wird ein Überblick über die Messkampagne mit den Definitionen der ausgewählten Parameter und den Betriebspunkten gegeben.

3.1 Prüfstand

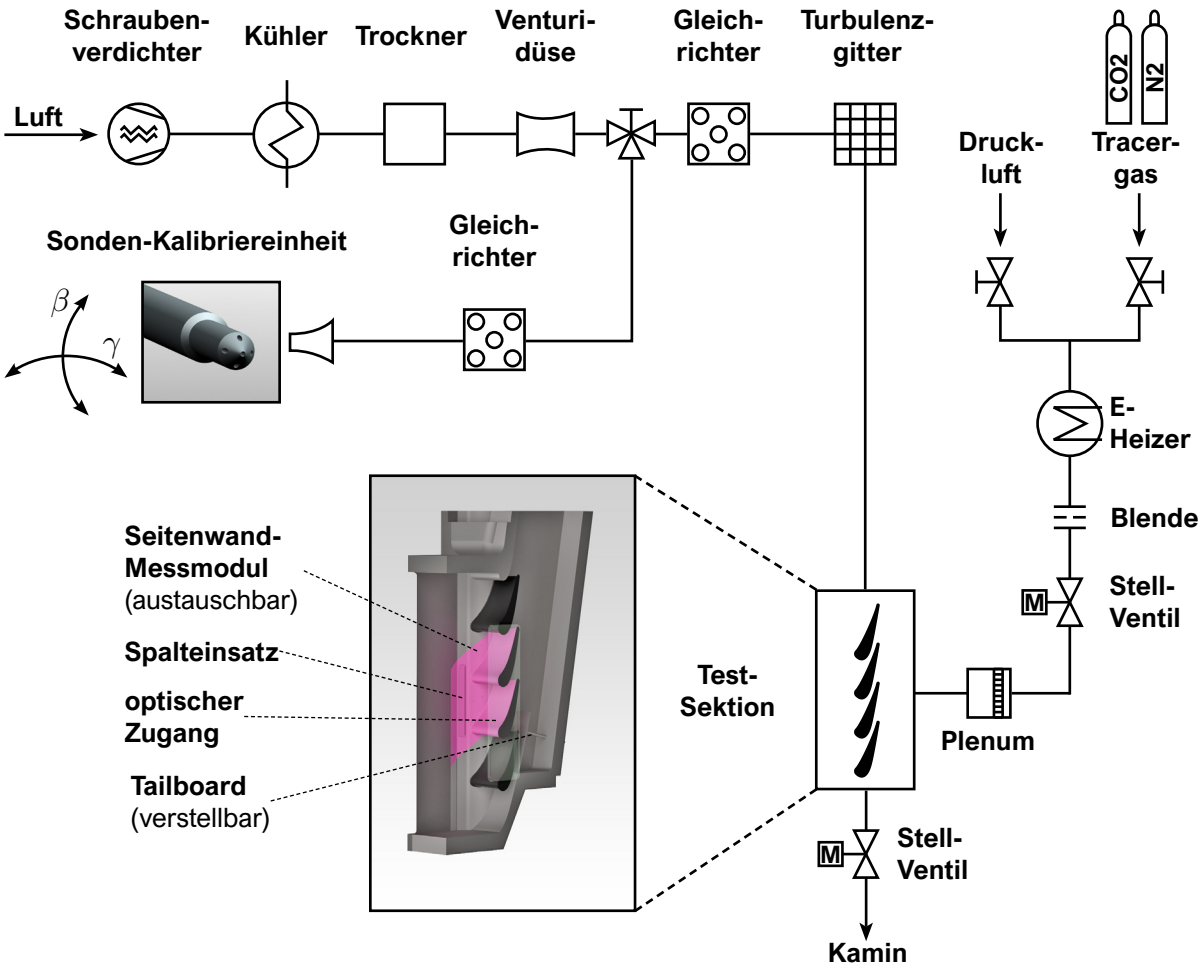


Abbildung 3.1: Prüfstandsschema und Detailansicht der Testsektion mit eingefärbter Untersuchungsumgebung

Die experimentellen Untersuchungen wurden am High-Speed Kaskadenprüfstand des Lehrstuhls für Strömungsmechanik und Strömungsmaschinen der Technischen Universität Kaiserslautern durchgeführt. Die Abbildung 3.1 zeigt schematisch die für diese Arbeit relevan-

ten Komponenten des Prüfstands, die nachfolgend erläutert werden. Für eine detaillierte Beschreibung zum Aufbau und der Auslegung soll an dieser Stelle auf die Arbeiten von Franze [33] und Franze et al. [34] verwiesen sein. Der druckbeaufschlagte Windkanal besteht aus einer linearisierten, hochumlenkenden Hochdruck-Turbinenleitschaufelreihe in einer offenen Kreislauf-Konfiguration. Die aus der Umgebung angesaugte Prozessluft für den Hauptstrom wird von einem Schraubenverdichter bereitgestellt und liefert im Maximum einen Massenstrom von $\dot{m}_{max} = 2.2\,\mathrm{kg/s}$ bei einem Druck von $p_{max} = 2.5\,\mathrm{bar(a)}$. Das Druckverhältnis Π, definiert durch den Totaldruck am Eintritt und dem statischen Druck am Austritt der Testsektion, kann entsprechend eingestellt werden, um MACH-Zahlen am Austritt im Bereich der realen Maschine ($Ma_{out} \geq 0.6$) zu ermöglichen. Die Tabelle 3.1 verleiht einen Überblick über den Einstellbereich der wesentlichen Kennzahlen des Prüfstandes.

Tabelle 3.1: Kennzahlen High-Speed Kaskadenprüfstand (nach Franze [33])

Hauptstrom		**Nebenstrom**	
REYNOLDS-Zahl	$0 < Re < 4 \cdot 10^5$	Dichteverhältnis	$0.5 < DR < 2.0$
Druckverhältnis	$1.06 < \Pi < 1.9$	Ausblaserate	$0.5 < BR < 1.5$
Turbulenzintensität	$1\% < \overline{Tu} < 12\%$	Impulsverhältnis	$0.125 < \dot{I} < 0.667$

Der nachgeschaltete Kühler entzieht dem Hauptstrom die durch die Verdichtung eingebrachte Wärme, sodass die Hauptstromtemperatur innerhalb der Anwendungsgrenzen der verwendeten Messtechnik (siehe Kap. 4) liegt. Der als Zyklonabscheider ausgeführte Trockner im Anschluss an den Kühler ermöglicht die Untersuchungen mit trockener Luft durchzuführen. Der mittels Venturi-Rohr gemessene Hauptstrom erreicht dann die Einlaufstrecke in der die Strömung konditioniert wird. Durch einen Honigwaben-Gleichrichter wird die Strömung in einem ersten Schritt beruhigt. Im Nachgang kann durch den Einsatz von unterschiedlichen Turbulenzgittern an drei verschiedenen Positionen der Turbulenzgrad am Eintritt in die Testsektion bereichsweise eingestellt werden. Der Betriebspunkt wird über eine motor-gesteuerte Ventilklappe in der Austrittsrohrleitung des Windkanals eingeregelt. Die Testsektion der in dieser Arbeit verwendeten Kaskaden besteht jeweils aus vier Leitschaufeln, wobei die mittlere Passage hier den Untersuchungsbereich repräsentiert. Die benachbarten Passagen dienen der Gewährleistung einer periodischen Zu- und Abströmung über die Kaskade. Die Periodizität wird mittels traversierbaren Fünflochsonden am Ein- und Austritt überprüft und gegebenenfalls mit dem verstellbaren Tailboard an der unteren Kanalbegrenzung korrigiert. In Verbindung mit Thermoelementen wird mit den Sonden zudem der Betriebspunkt überwacht. Das zu untersuchende

Seitenwand-Messmodul ist hierbei austauschbar ausgeführt, um den Untersuchungsbereich zur Anwendung der Pressure Sensitive Paint (PSP) Messtechnik (siehe Kap. 4.1) mit druck-sensitiver Farbe zu versehen und daneben auch Ölanstrichbilder der Seitenwand anfertigen zu können. Weiterhin ist der im Messmodul enthaltene Spalteinsatz zur Untersuchung der Leckagespaltkühlung modular ausgeführt, um eine Variation der ausgewählten Geometrieparameter des Leckagespalts zu ermöglichen. Die gegenüberliegende Seitenwand enthält ein antireflex-beschichtetes Borosilikatglas und gewährleistet somit den optischen Zugang. Eine weiterführende Beschreibung der Testsektion adressiert der nachfolgende Abschnitt 3.2.
Zur Untersuchung der Leckagespaltkühlung muss die Testsektion mit Kühlluft versorgt werden. Diese wird durch ein separates Versorgungssystem bereitgestellt. Dabei ist es möglich entweder Druckluft aus dem universitätseigenen Druckluftnetz oder Fremdgas, wie z.B. Stickstoff (N_2) in das System einzuspeisen. Die Kühlluftbereitstellung mittels Fremdgas ist zur Ermittelung der Filmkühleffektivitäten unter Anwendung der PSP-Messtechnik notwendig. Mithilfe eines elektrischen Heizers wird die Kühllufttemperatur der Temperatur der des Hauptstroms angeglichen, um temperaturabhängige Fehler insbesondere bei den PSP-Messungen zu minimieren. Über eine Kombination aus Messblenden und einem elektro-pneumatischen Stellventil kann der Kühlluftstrom bestimmt und geregelt werden, bevor dieser in das dem Leckagespalt vorgelagerte Plenum gelangt. Zur Konditionierung und Einstellung des eingeblasenen Kühlluftstroms ist die Kavität des Plenums sowohl mit Druck- und Temperaturmessstellen als auch mit einem Turbulenzsieb ausgestattet.
Darüber hinaus ist durch einen Abzweig im Hauptstromsystem eine intern entwickelte Sonden-Kalibrierstrecke in den Prüfstand implementiert. Diese Freistrahl-Kalibrierstrecke setzt sich aus einem Strömungsgleichrichter, einer dem Betriebsbereich angepassten Düse und einer motorischen Sonden-Verstelleinheit zusammen. Hierbei werden Kalibrierungen der Sonden über den gesamten Bereich der im Experiment auftretenden Mach-Zahlen ($Ma_{out} \leq 0.8$) ermöglicht, um den am Sondenkopf auftretenden Kompressibilitätseffekten Rechnung zu tragen (Johansen et al. [35]). Weitere Erläuterungen hinsichtlich der Sonden-Kalibrierung und der Verwendung dieser Messtechnik in dieser Dissertation sind in Kapitel 4.2.1 zu finden.

3.2 NGV Design und Testsektion

Die in dieser Arbeit vorgestellte, parametrische Untersuchung einer Leckagespaltkühlung wurde, wie bereits erwähnt, mit zwei unterschiedlichen Leitschaufelprofilen durchgeführt, um etwaig auftretende, korrelative Ergebnistendenzen aufzuzeigen. Dabei bildet die in diesem Kapitel aufgeführte Diskussion der aerodynamischen Charakteristiken beider NGVs keinen Schwerpunkt dieser Dissertation, sondern soll vielmehr zum besseren Verständ-

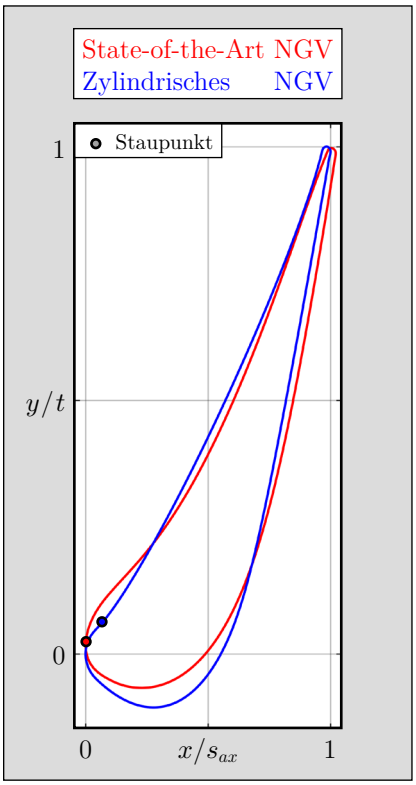


Abbildung 3.2: Profilkonturen der untersuchten NGVs

nis der später bei der Ergebnisdiskussion der Kühlwirkung festzustellenden Phänomene herangezogen werden.

In einem ersten Schritt sollen die Unterschiede in der Charakteristik der Schaufelprofilkonturen anhand von Abbildung 3.2 erläutert werden. Hierzu sind die, auf die axiale Sehnenlänge s_{ax} und die Teilungshöhe t normierten, Profilkonturen am Mittenschnitt des sogenannten **Zylindrischen NGV**s und des als **State-of-the-Art NGV** bezeichneten Leitschaufelprofils gegenübergestellt. Zylindrisch heißt, dass zur Konstruktion der Schaufel das verwendete, zweidimensionale E^3-Leitschaufelprofil, analog zur Vorgehensweise in der realen Maschine, vom Mittenschnitt aus entlang der Schaufelhöhe bis zu den beiden Seitenwänden extrudiert wird. Das Profil des State-of-the-Art NGV ist das Resultat einer numerischen Auslegung seitens des Gasturbinenherstellers und ist repräsentativ für die Mehrzahl moderner Leitschaufelprofile. Dabei wird das Leitschaufelprofil an mehreren Schnittebenen über die gesamte Schaufelhöhe auf Basis von aero-thermaler Simulationen optimiert. Die daraus entstehenden, dreidimensionalen Profilschnitte werden dann mit Hilfe von Interpolationsfunktionen zur finalen Schaufelgeometrie zusammengesetzt. Für die Gegenüberstellung hier wurde der mittlere Profilschnitt entsprechend projiziert. Aufgrund der unterschiedlichen Schaufelgröße ist die Profilkontur des State-of-the-Art NGVs zudem leicht verzerrt, so dass die Schaufelvorder und -hinterkanten beider NGVs zusammenfallen. Hinsichtlich der charakteristischen Größen beider NGVs sei an dieser

Stelle auf Tabelle 3.2 verwiesen. Die signifikantesten Unterschiede sind im vorderen Teil $\left(x/s_{ax} < 0.6\right)$ der Schaufel und hierin an der Profilvorderkante zu verorten. Das Zylindrische NGV weist hier eine für prall- bzw. filmgekühlte Schaufeln typische Kontur auf, die von einer markanten Vorderkantengeometrie gekennzeichnet ist. Von der exponierten Schaufelvorderkante beschreibt die Kontur zunächst einen nahezu linearen Verlauf, die dann im Bereich ab $x/s_{ax} = 0.3$ durch eine starke Überkrümmung auf den ausgelegten Umlenkwinkel (vgl. Tab. 3.2) führt. Infolgedessen wird die Strömung auf der Saugseite im Vorderkantenbereich stark beschleunigt, wohingegen die Druckseite eine eher moderate Steigerung der Strömungsgeschwindigkeit erfährt. Die durch die Umlenkung bedingte Steigung der Profilkurven der Saug- und auch der Druckseite verläuft hier wiederum linear. Letztlich sind die Profilkurven unter Ausbildung einer kreisrunden Hinterkantengeometrie zusammengeführt. Die daraus resultierend relativ hohe Profildicke im vorderen Bereich dient hier zur Integration interner Kühlungsmethoden, z.B. einer Prallkühlung, um die thermisch hochbelastete Schaufelvorderkante entsprechend zu kühlen. Die linearen Profilkurvenverläufe dienen dabei zur besseren Kühlluftführung. Der ausgeprägte Verlauf der Saugseitenkontur im vorderen Bereich der Schaufel führt, infolge der prinzipbedingt notwendigen Aufteilung des ankommenden Massenstroms auf eine Verlagerung des Staupunktes in Richtung der Schaufeldruckseite $\left(x/s_{ax} \approx 0.1\right)$. An dieser Stelle sei erwähnt, dass beide NGVs im Prüfstand einen Inzidenzwinkel von 0° aufweisen.

Tabelle 3.2: Charakteristische Geometriedaten beider NGVs

	Zylindrisches NGV	State-of-the-Art NGV
Skalierung [-]	1	1.43
Teilung [mm]	92.2	92.2
Sehnenlänge, axial [mm]	43.6	51.34
Schaufelhöhe (in) [mm]	68.5	89.26
Höhen-Sehnen-Verhältnis (in) [-]	0.67	0.85
Schaufelhöhen-Verhältnis (in/out) [-]	1	1.61
Umlenkwinkel [°]	78.4	76.35

Die Profilkontur des State-of-the-Art NGV hingegen weist, insbesondere im Schaufelvorderkantenbereich, einen völlig anderen Konturverlauf, als dass die Vorderkante stärker gekrümmt ist – ein Resultat aus der Auslegung, die auf eine aerodynamische Optimierung fokussiert ist. Die in diesem Bereich erkennbar reduzierte Schaufeldicke, der gekrümmte Konturverlauf und auch der leicht geringere Umlenkwinkel resultieren in einer Staupunktlage unmittelbar an der Schaufelvorderkante $\left(x/s_{ax} = 0\right)$. Die weiteren Profilverläufe von Druck- und Saugseite sind hier im Vergleich zum Zylindrischen NGV eher gekrümmt und

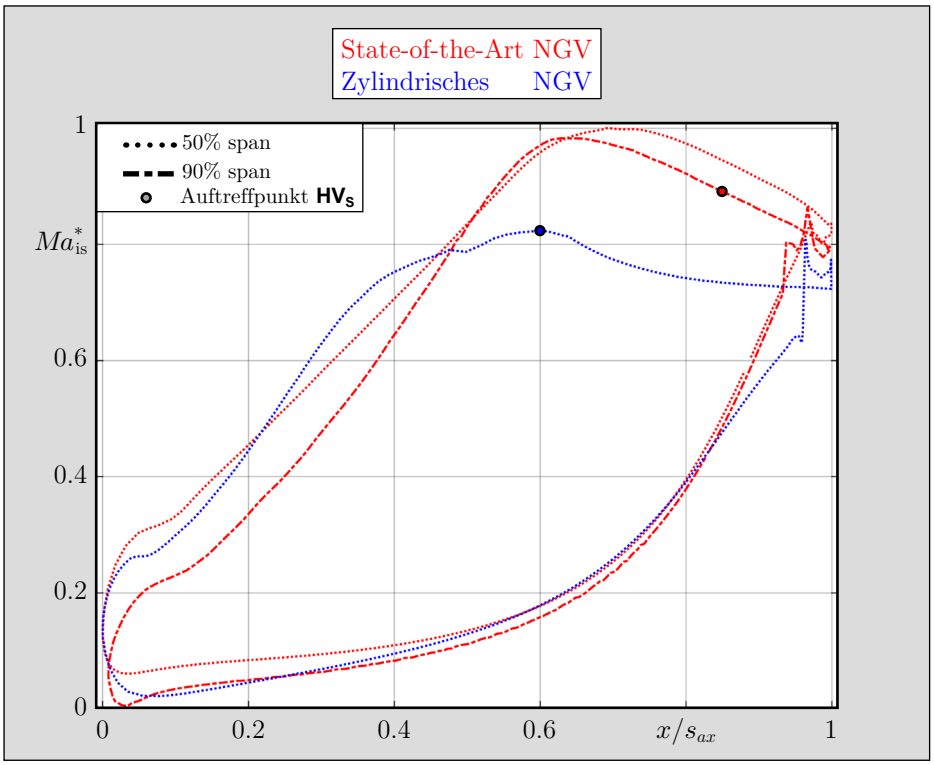


Abbildung 3.3: Profildruckverteilungen der untersuchten NGVs

das Schaufelprofil weist im hinteren Teil $\left(x/s_{ax} \geq 0.7\right)$, aufgrund der Implementierung einer Serpentinen-Kühlung in der originären Schaufelgeometrie, eine höhere Schaufeldicke auf. Die Hinterkantengeometrie ist hingegen vergleichbar ausgeführt.
Die Unterschiede in der Profilcharakteristik haben eine unmittelbare Auswirkung auf die Lastverteilung über die jeweilige Leitschaufel, was sich bei der Betrachtung von Abbildung 3.3 erkennen lässt. Die in diesem Kapitel gezeigten Ergebnisse resultieren aus einer CFD-Validierungsstudie, die im Rahmen der Prüfstandsauslegung durchgeführt wurde. Zur Gegenüberstellung sind die Profildruckverteilungen am Mittenschnitt (50% span) und für das State-of-the-Art NGV zusätzlich in der Nähe der untersuchten, konturierten Seitenwand dargestellt (90% span). Eine vergleichbare Darstellung für das Zylindrische NGV ist obsolet, da aufgrund der Zylindrizität die Profildruckverteilung über die gesamte Schaufel prinzipbedingt konstant ist. Die Drucklasten sind, gemäß der Gleichungen 3.1, mit der isentropen Mach-Zahl Ma_{is} quantifiziert und aus datenschutzrechtlichen Gründen auf die lokale, maximale isentrope Mach-Zahl $Ma_{is,max}$ normiert.

$$Ma_{is} = \sqrt{\left(\left(\frac{p_{t,in}}{p}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1\right) \cdot \frac{2}{\kappa - 1}} \qquad Ma^*_{is} = \frac{Ma_{is}}{Ma_{is,max}} \tag{3.1}$$

Die signifikanteste Abweichung zeigt sich in der relativen Lage der maximal auftretenden Druckbelastung. Während das Zylindrische NGV im mittleren Schaufelbereich die höchsten Lasten erfährt (*mid-loaded profile*), treten im Falle des State-of-the-Art NGV die Drucklastmaxima eher im hinteren Bereich der Schaufel auf (*aft-loaded profile*). Letzteres weist zudem in diesem Bereich ein insgesamt höheres Druckgefälle über die Leitschaufel auf, was wiederum mit einer vergleichsweise stärkeren Beschleunigung der Passagenströmung einhergeht. Die höhere Beschleunigung manifestiert sich auch in der Lage des Auftreffpunktes des saugseitigen Hufeisenwirbelastes $\mathbf{HV_S}$ auf die Schaufelsaugseite, wobei dieser im Falle des State-of-the-Art NGV deutlich weiter stromab verlagert ist. Mit Rekapitulation der Erläuterungen zur Interaktion von der Kühlluft und der inhärenten Sekundärströmung in der Leitschaufelpassage aus Kapitel 2.2 ist an dieser Stelle bereits anzunehmen, dass die Kühlwirkung der Seitenwand des State-of-the-Art NGV im hinteren Teil der Passage im Vergleich höher ist. Diese Annahme lässt sich mit der verzögerten Einschnürung des Kühlfilms durch die Ablöselinie des saugseitigen Hufeisenwirbelastes begründen. Die prägnantere Vorderkantenkontur und die zur Druckseite verschobene Staupunktlage bei dem Zylindrischen NGV äußern sich zudem in einer vergleichsweise höheren Druckbelastung im Bereich der Schaufelvorderkante, da die saugseitige Strömung aufgrund der Überkrümmung hier stärker beschleunigt wird. Die Druckprofile der Druckseiten beschreiben hingegen für beide NGV Designs einen ähnlichen Verlauf, wobei das Druckgefälle des State-of-the-Art NGV, aufgrund der lokal höheren Schaufeldicke, im hinteren Schaufelbereich leicht erhöht ist.

In einem weiterführenden Schritt zur Leitschaufelprofilcharakteristik ist in Abbildung 3.4 die konstruktive Ausgestaltung der verwendeten NGV Schaufelgeometrien in dem jeweiligen Seitenwand-Messmodul und die Integration des modularen Leckagespalteinschubs illustriert. Die linke Seite zeigt das Seitenwand-Messmodul des Zylindrischen NGVs. Beide Seitenwände sind dabei eben und der Übergang zwischen der Schaufel und der Seitenwand ist hier wiederum scharfkantig, d.h. im rechten Winkel, ausgeführt, um eine Austauschbarkeit der Leitschaufeln zu ermöglichen. Die hier gewählte Schnittdarstellung verdeutlicht zudem den Aufbau des modularen Spalteinsatzes, hier in einer Ausführung zur Kühlluftausblasung unter vorgegebenem Winkel. Der Einsatz kann nach Entfernung des Plenums (hier nicht dargestellt) mittels zwei Zugösen ausgebaut bzw. ausgetauscht werden. Die Passung ist hierbei so gewählt, dass der Spalteinsatz mit Hilfe einer umlaufenden Dichtung, erkennbar an den Nuten stromauf respektive stromab, einen Einzug des Hauptstroms verhindert. Die ebenfalls umlaufende, durch einen Absatz verdeutlichte und scharfkantig ausgeführte Positionierkante verhindert beim Einbau die mögliche Entstehung eines Versatzes. Eine dadurch auftretende Stolperkante würde die Seitenwand-Aerodynamik beeinflussen und so zu verfälschten Messergebnissen führen.

Auf der rechten Seite von Abbildung 3.4 ist das Seitenwand-Messmodul des State-of-the-

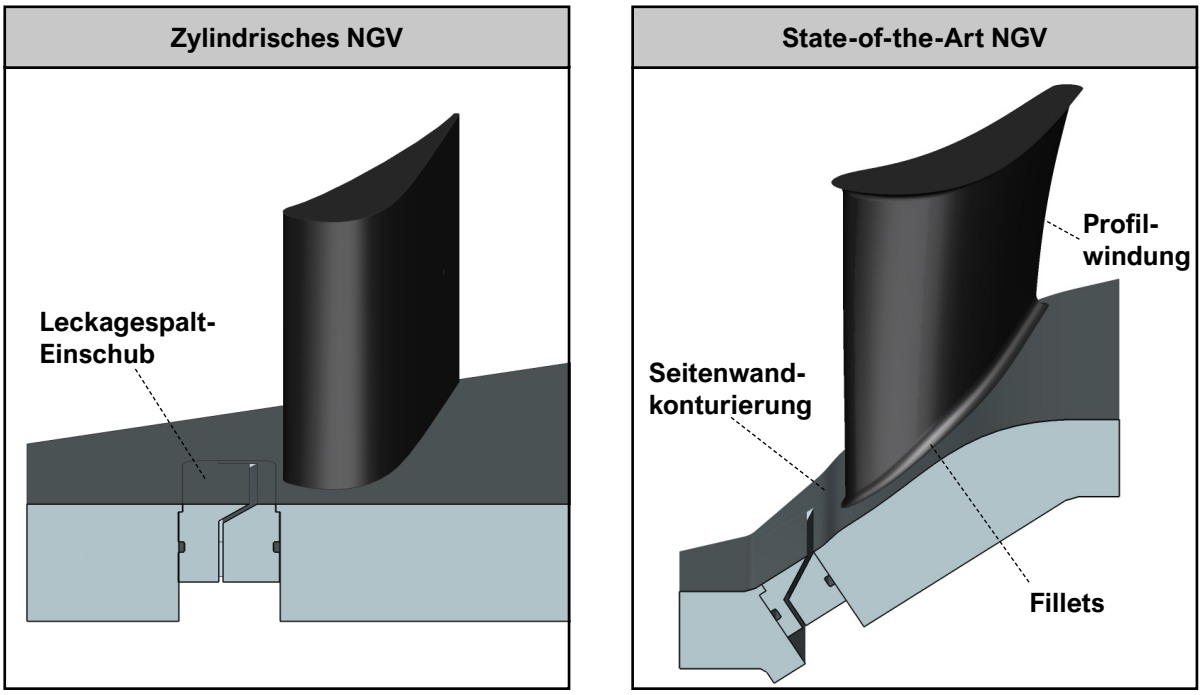


Abbildung 3.4: Gegenüberstellung der beiden NGV Designs

Art NGV abgebildet. Das Funktionsprinzip ist hierbei gleich dem des zylindrischen NGVs. An dieser Stelle liegt der Fokus auf der Erläuterung der inhärenten Gestaltungsmerkmale. Das auffälligste Merkmal ist hier die konturierte Seitenwand. Der leicht degressiv ansteigende Verlauf der Spline-Kontur resultiert dabei in einer Reduktion der Schaufelhöhe und somit auch des Passagenquerschnittes um ca. 38% bezogen auf den Passageneintritt. Diese, der realen Maschine entnommene Kontur, ist dann mit dem mittleren Anstiegswinkel linear bis auf die Kanaleintrittshöhe erweitert, um den modularen Leckagespalteinschub in die Seitenwand zu integrieren. Zudem ist es somit möglich, für beide Kaskaden die gleiche, mit der Strömungskonditionierung ausgestattete Einlaufstrecke zu verwenden, was sowohl die Kosten als auch den Umbauaufwand erheblich reduziert. Die gegenüberliegende Seitenwand ist, ebenfalls der realen Maschinengeometrie entsprechend, eben ausgeführt. Entgegen dem zylindrischen NGV, weist das State-of-the-Art NGV am Übergang von der Schaufel zur Seitenwand eine Fillet-Geometrie auf. Die als Radius ausgeführte Fillet-Kontur wurde mit Hilfe einer 5-Achs-Fräse vereint mit dem Schaufelkörper gefertigt und im Zusammenbau mit der Seitenwand nochmals von Hand nachgearbeitet, um eine Kantenbildung am Seitenwandübergang zu vermeiden. Im Endergebnis führt die Interpolation zwischen den einzelnen dreidimensionalen Profilschnitten auf die hier abgebildete Leitschaufelgeometrie mit einer Profilverwindung. Diese Verwindung zeigt sich hier deutlich an der Schaufelhinterkante, wobei die Vorderkante nur eine leichte Krümmung über die Schaufelhöhe aufweist.

Die Gegenüberstellung soll noch einmal die Gegensätzlichkeiten beider NGV-Designs verdeutlichen. Sie repräsentieren hierbei Grenzfälle im Bereich der maschinen-relevanten Schaufelgeometrien, die die Übertragbarkeit der Erkenntnisse hinsichtlich der Einflüsse der untersuchten Leckagespaltparameter herausfordern sollen.

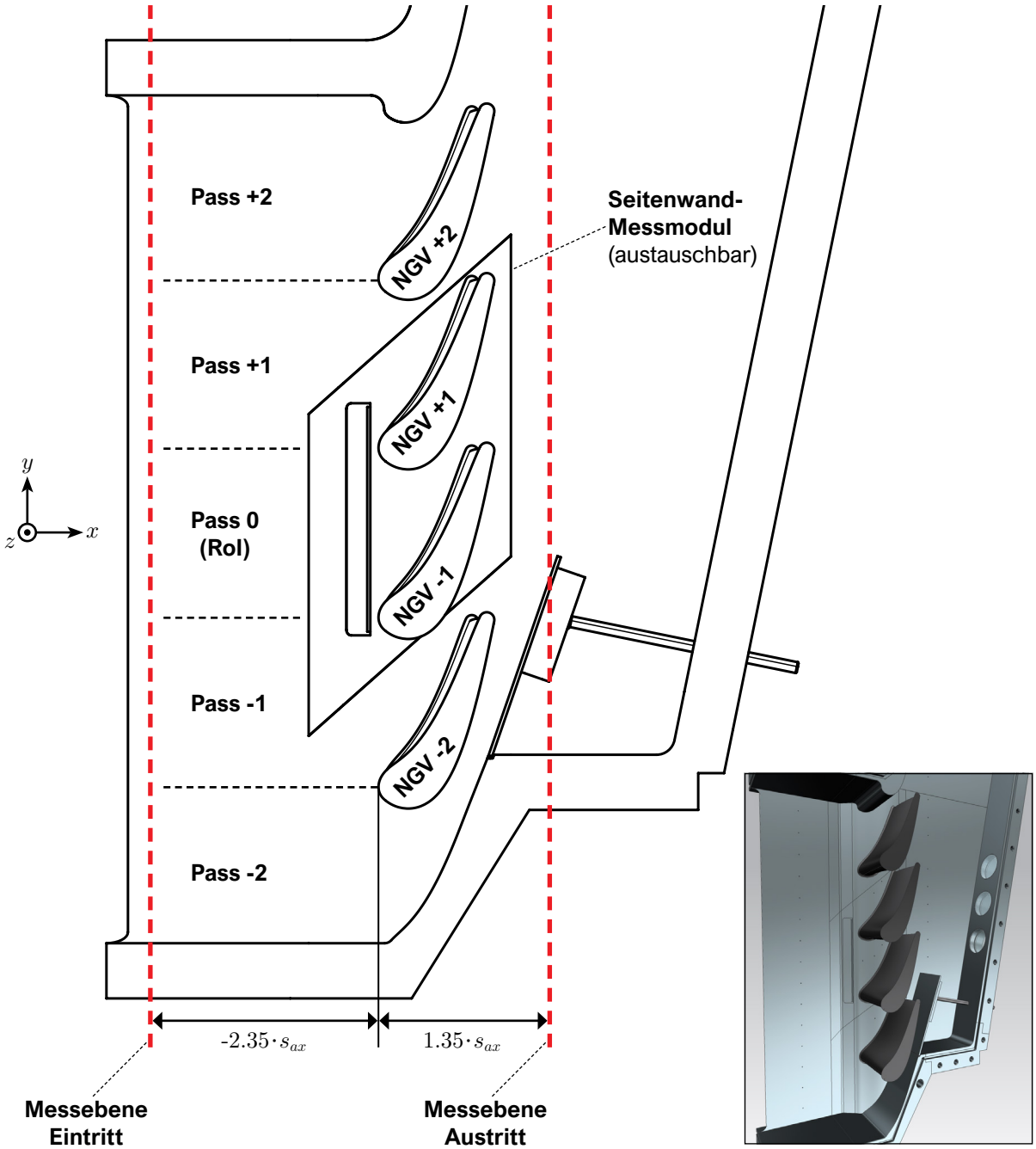


Abbildung 3.5: Testsektion mit Kaskadennomenklatur

Wie sich die Seitenwand-Messmodule in die jeweilige Testsektion integrieren und letztere im Detail ausgeführt ist, zeigt die Abbildung 3.5 am Beispiel der State-of-the-Art NGV Kaskade, welche im Rahmen dieser Arbeit vollständig ausgelegt, konstruiert und gefer-

tigt wurde. Die Kaskade des Zylindrischen NGV wurde hierbei für die Parameterstudie überarbeitet. Die vier Leitschaufeln teilen die Kaskade in fünf Passagen auf, wobei die äußeren Passagen **Pass +2** und **Pass -2** mit den Kanalwänden begrenzt sind. Dabei sind diese Wände mit Konturen versehen, die der Schaufelsaugseite an der oberen Wand, respektive der Druckseite an der unteren Wand folgen, um ein robustes Periodizitätsverhalten in den zentralen, vollwertigen Passagen zu gewährleisten. Die durch die von **NGV +1** und **NGV -1** gebildete, mittlere Passage **Pass 0** mit dem austauschbaren Seitenwand-Messmodul repräsentiert den Untersuchungsbereich, die sogenannte Region of Interest (**RoI**), der Messkampagnen in dieser Arbeit. Stromauf von **Pass 0** ist der modular ausgeführte Leckagespalteinsatz zu erkennen. Der Spalt erstreckt sich hierbei bezogen auf die Kanalhöhe (y-Achse) über die gesamte Teilung t der Passage und reicht jeweils zu 20% in die beiden benachbarten Passagen. Somit ist gewährleistet, dass sich die Kühlluftströmung in der RoI ohne Einflüsse der den Spalt begrenzenden Seitenwände ausbilden kann.

Neben Untersuchungen, die unmittelbar die Seitenwand betreffen, erfolgten ebenfalls aerodynamische Messungen im Schaufelnachlauf des **NGV +1**. Hierfür wurde eine Fünflochsonde in der Messebene am Austritt traversiert. Die zweidimensionale Messebene wird entlang der Kanalhöhe (y-Achse) über die Höhe der Leitschaufel (z-Achse) aufgespannt. Die automatisierte Traversiereinheit ermöglicht dabei den relevanten Messbereich der Ebene mit einer beliebigen Anzahl von Messpunkten zu diskretisieren. Gleiches gilt für die Messebene am Eintritt, wobei hier die Schwerpunkte auf der Betriebspunktüberwachung während der Messung sowie der Kontrolle der Periodizität in der Zuströmung zu Beginn der jeweiligen Messkampagne liegen. Die mit der axialen Sehnenlänge s_{ax} am Mittenschnitt des jeweiligen Schaufelprofils normierten Abstände der Messebenen zur Schaufelvorderkante sind äquidistant für beide NGV Kaskaden. Da die Kaskaden unterschiedliche Skalierungen aufweisen, würde ein in absoluter Größe konstant gehaltener Abstand die Messung der Strömungsentwicklung an unterschiedlichen „Zeitpunkten“ wiedergeben und die Vergleichbarkeit wäre mit Unsicherheiten behaftet.

Weiterhin zeigt die Detailansicht der Testsektion den konstruktiven Aufbau des Tailboards an der unteren Kanalbegrenzung. Dieses lässt sich mittels eines im Totwassergebiet befindlichen Gewindestabs auch während des Prüfstandbetriebs stufenlos verstellen und fixieren. Die in die hintere Kanalbegrenzung eingelassenen runden Schaugläser, erkennbar auf der isometrischen CAD-Darstellung, dienen zukünftig geplanten, optischen Untersuchungen der Schaufeloberflächen.

3.3 Betriebspunkt und Untersuchungsparameter

Die experimentellen Versuche wurden bei einem für jedes NGV-Design festgelegten Betriebspunkt des Hauptstroms durchgeführt. Die Tabelle 3.3 führt die wichtigsten Kennzahlen der beiden Betriebspunkte auf.

Tabelle 3.3: Parameter Hauptströmung

	Zylindrisches NGV	State-of-the-Art NGV
Ma_{in}	0.1	0.07
Ma_{out}	0.6	0.72
$Re_{s,in}$	$3 \cdot 10^5$	$2.35 \cdot 10^5$
Π	1.3	1.48
$\overline{Tu}_{in}$	5%	5.2%

Dabei ist zu bemerken, dass sowohl die Mach- als auch die Reynolds-Zahlen auf das Maschinenbetriebs-Niveau gebracht wurden. Nur so ist gewährleistet, dass die Passagenaerodynamik und gleichzeitig auch die reibungs-induzierte Sekundärströmungsausbildung entsprechend der realen Maschine im Prüfstand abgebildet wird. Die Reynolds-Zahl ist hierbei gemäß Gleichung 3.2 unter Verwendung der Geschwindigkeit in der Eintrittsmessebene und der Sehnenlänge s am Mittenschnitt des jeweiligen NGVs definiert.

$$Re_{s,in} = \frac{\rho \cdot c_\infty \cdot s}{\mu} \tag{3.2}$$

Die Dichte ρ und die dynamische Viskosität μ der Luft wurden bei beiden Messkampagnen für einen konstanten Massenstrom bei Betriebsdruck und einer konstant gehaltenen Temperatur am Eintritt T_∞ von ca. 30 °C bestimmt. Der Kühlluftmassenstrom zur Leckagespaltausblasung wurde dabei entsprechend der jeweils untersuchten Kühlungskonfiguration angepasst.

In Verbindung mit den Betriebspunktgrößen lassen sich die Unterschiede der NGV Designs auch hinsichtlich der Passagenaerodynamik und hierin die Auswirkungen auf die Seitenwanddruckverteilungen aufzeigen, da letztere in Konsequenz auch die Kühlfilmausbreitung in der Passage beeinflussen. In der Abbildung 3.6 sind hierzu die ebenfalls mit der normierten, isentropen Machzahl Ma^*_{is} quantifizierten Druckverläufe beider NGVs entlang einer mittig in der Passage verorteten Stromlinie aufgeführt. Im vorderen Teil der Passage $\left(x/s_{ax} \leq 0.4\right)$ beschreiben die Druckverläufe beider NGVs einen fast identischen Verlauf, wobei der statische Druck für das Zylindrische NGV infolge der etwas

höheren Zuström-MACH-Zahl (vgl. Tab. 3.3) im Vergleich leicht reduziert ist. Für das State-of-the-Art NGV zeigt sich die Charakteristik der Seitenwandkontur (vgl. Abb. 3.4) in einer Ausprägung der lokalen Geschwindigkeit unmittelbar vor der dem Eintritt in die Passage $\left(x/s_{ax} \leq 0\right)$. Im weiteren Verlauf der Passage, insbesondere im hinteren Teil $\left(x/s_{ax} \geq 0.65\right)$ sind die Folgen der den Passagenquerschnitt reduzierenden Seitenwandkontur des State-of-the-Art NGV und des höheren Druckverhältnisses klar zu erkennen. Hier erfährt die Strömung eine zur Umlenkung zusätzliche, starke Beschleunigung, die sich in einer vergleichsweise deutlichen Reduzierung des statischen Wanddrucks äußert. Zudem reicht die Beschleunigung weiter in Richtung Passagenaustritt mit einem Maximum bei $x/s_{ax} \approx 0.85$. Die Strömung in der Passage des Zylindrischen NGVs hingegen erreicht bereits bei $x/s_{ax} \approx 0.79$ ihre maximale Beschleunigung.

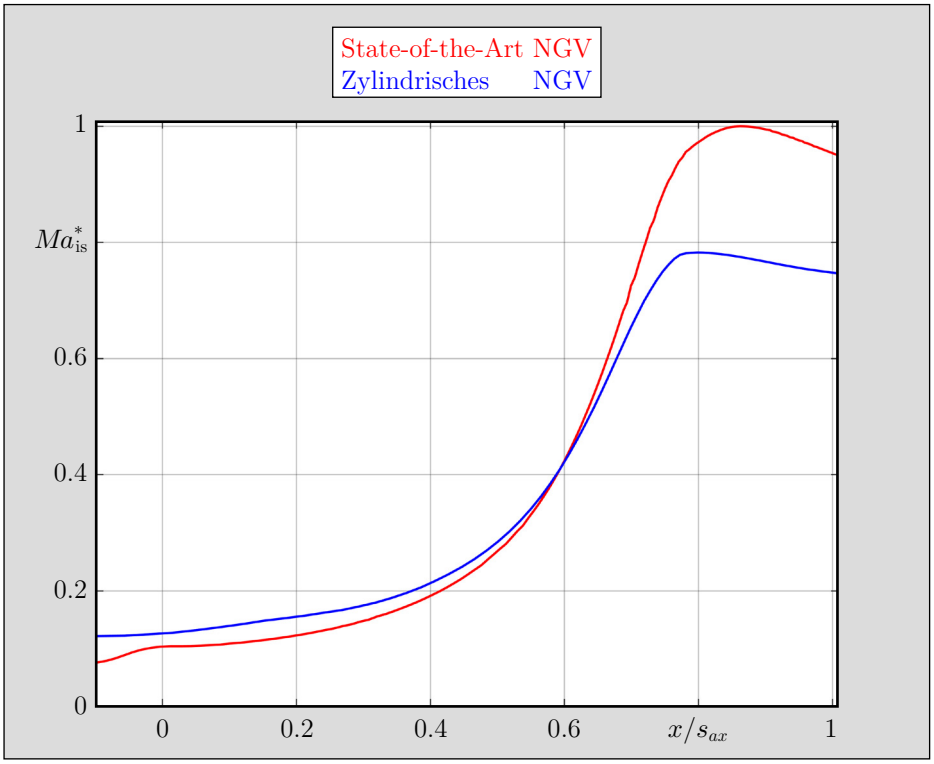


Abbildung 3.6: Seitenwanddruckverlauf der untersuchten NGVs

Hinsichtlich der Auswirkungen auf die Seitenwandkühlung ist anzunehmen, dass die vergleichsweise höhere Beschleunigung im Falle des State-of-Art NGV den, durch den stromauf der Passage liegenden Leckagespalt, eingeblasenen Kühlluftfilm stärker in Richtung der Seitenwand lenkt und dieser auch im Verlauf der Passage auch weiter stromab in Seitenwandnähe verbleibt. Zudem sorgt die lokal dünnere Grenzschicht im hinteren Teil der Passage mutmaßlich für eine bessere Filmkühlwirkung.
Neben dem Druckverlauf innerhalb der Passage ist, für die in dieser Arbeit untersuch-

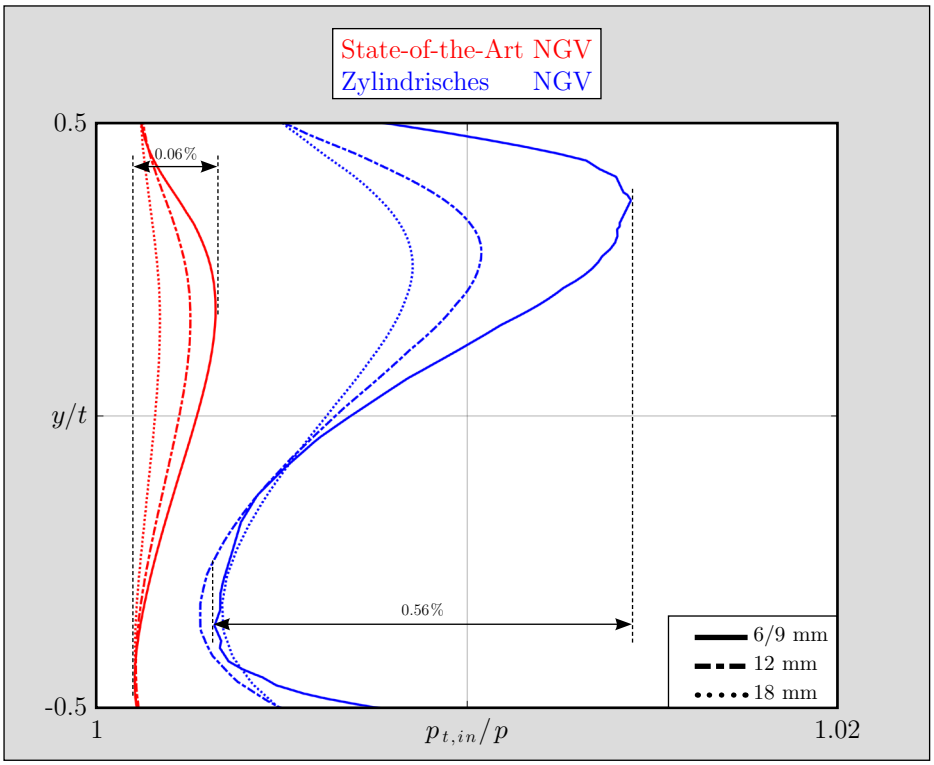


Abbildung 3.7: Druckverläufe am Eintritt der untersuchten NGVs

te Leckagespaltkühlung, auch die lokale Druckverteilung entlang der Passagenbreite im Bereich der Kühlluftausblasung von großer Bedeutung. Die auftretende, maßgeblich von den Schaufelprofilen moderierte, Druckinhomogenität wirkt sich dabei auf den Kühlluftaustritt aus dem Leckagespalt aus. Um die unterschiedlichen Einflüsse des jeweils vorliegenden Druckfeldes abschätzen zu können, zeigt die Abbildung 3.7 die, auf den Totaldruck am Eintritt $p_{t,in}$ normierten, statischen Wanddruckverläufe über die gesamte Breite $\left(-0.5 \leq {}^{x}\!/\!_{s_{ax}} \leq 0.5\right)$ der mittleren Passage (Pass 0) für drei verschiedene Abstände zur Schaufelvorderkante. Die Darstellung unter Verwendung des Kehrwertes ${}^{p_{t,in}}\!/\!_{p}$ resultiert aus der Tatsache, dass hier ein Beschleunigungsgitter vorliegt. Die gewählten Abstände entsprechen dabei den axialen Leckagespaltpositionen, die im nachfolgenden Abschnitt definiert werden. Hier wird deutlich, dass sich die beiden NGVs in ihrer Druckwirkung stromauf der Passage signifikant unterscheiden. Das Druckniveau im Falle des State-of-the-Art NGVs ist insgesamt höher, was sich auf die lokale Aufstauung der Strömung infolge der bereits in diesem Bereich vorliegenden Reduzierung des Passagenquerschnittes zurückführen lässt (vgl. Abb. 3.4). Mit geringer werdendem Abstand zur Schaufel nimmt die schaufel-induzierte Druckwirkung vor allem im Bereich der Saugspitze $\left({}^{y}\!/\!_{t} \approx 0.2\right)$ erwartungsgemäß zu, wenngleich das Druckgefälle vergleichsweise gering ist.
Eine deutlich ausgeprägtere Druckwirkung besteht hingegen bei dem Zylindrischen NGV, die sich in einer größeren Druckinhomogenität über der Passagenbreite zeigt. Zudem

ist hier auffällig, dass die Druckschwankungen eine starke Abhängigkeit vom Abstand zur Schaufelvorderkante aufzeigen, insofern, dass in Vorderkanten-Nähe das Druckgefälle nochmals markant erhöht ist. Quantifiziert mit der absoluten, prozentualen Differenz der jeweiligen Druckminima und -maxima lässt sich die Schwankungsbreite hier auf 0.56% beziffern. Die maximale Schwankungsbreite des State-of-the-Art NGV liegt hingegen fast um den Faktor 10 darunter bei 0.06%. Die Lage der Scheitelpunkte bezogen auf die Passagenbreite resultiert aus der Position des Staupunktes des jeweiligen NGVs. Das im Staupunkt bestehende Druckmaximum liegt für das State-of-the-Art NGV nahezu auf den Teilungsgrenzen $\left(y/t \pm 0.5\right)$. Durch die Verlagerung des Staupunktes hin zur Druckseite im Falle des Zylindrischen NGVs ergibt sich die Verschiebung der Druckmaxima hin zur Passagenmitte. Mit Rekapitulation der Vorderkantengeometrien (vgl. Abb. 3.2) lässt sich die im Vergleich näher an der Saugseite liegende und gleichzeitig höhere Saugspitze des Zylindrischen NGV erklären. Der in diesem Fall bestehende, längere Strömungsweg um die Vorderkante und deren stärkere Überkrümmung auf der Saugseite führen auf eine lokal höhere Beschleunigung.

Bezüglich der zu erwartenden Einflüsse des Druckfeldes auf die Kühleffizienz der Seitenwand ist anzunehmen, dass die Homogenität des Kühlluftaustritts aus dem Leckagespalt im Falle des Zylindrischen NGVs im Vergleich vermindert ist, da das Kühlluftplenum prinzipbedingt mit einem konstanten Druck beaufschlagt ist. Ist der Kühlluftimpuls hingegen groß genug, d.h. der in der Passage lokal wirkende Gegendruck überschritten wird, ist zu erwarten, dass auch der Bereich um die Schaufelvorderkante gekühlt werden kann, jedoch ein Großteil der Kühlluft sich im mittleren und oberen Teil der Passage in Richtung der Saugseite ausbreiten wird.

Kern dieser Dissertation ist die systematische Analyse bei Variation verschiedener Leckagespaltparameter hinsichtlich ihrer Filmkühleffektivität und die aerodynamische Beeinflussung der Strömung innerhalb der Passage. Nachfolgend werden hierfür die Kühlungskonfigurationen erläutert und die untersuchten Spaltparameter sowie deren Variation definiert.

Die Abbildung 3.8 gibt eine Übersicht über die für diese Dissertation gewählten Untersuchungsparameter und deren Definition am Beispiel der RoI des State-of-the-Art NGV, wobei die Definitionen für beide Leitschaufeldesigns identisch sind. Die untersuchten Kühlungskonfigurationen setzen sich aus der Kombination von drei geometrischen Spaltparametern – d.h. der Ausblasewinkel α, die Spaltweite W und der Spaltabstand L – zusammen. Komplettiert wird die jeweilige Konfiguration durch die Ausblaserate BR und das Dichteverhältnis DR. Der Spaltabstand L beschreibt hierbei den Abstand der stromab liegenden Kante des Leckagespalts zur Vorderkante des jeweiligen Schaufelprofils. Die Spaltweite W bezeichnet die Breite des Leckagespalts, gemessen als senkrechte Distanz beider gegenüberliegenden Spaltwände. Die Definition über den Abstand der beiden Spalt-

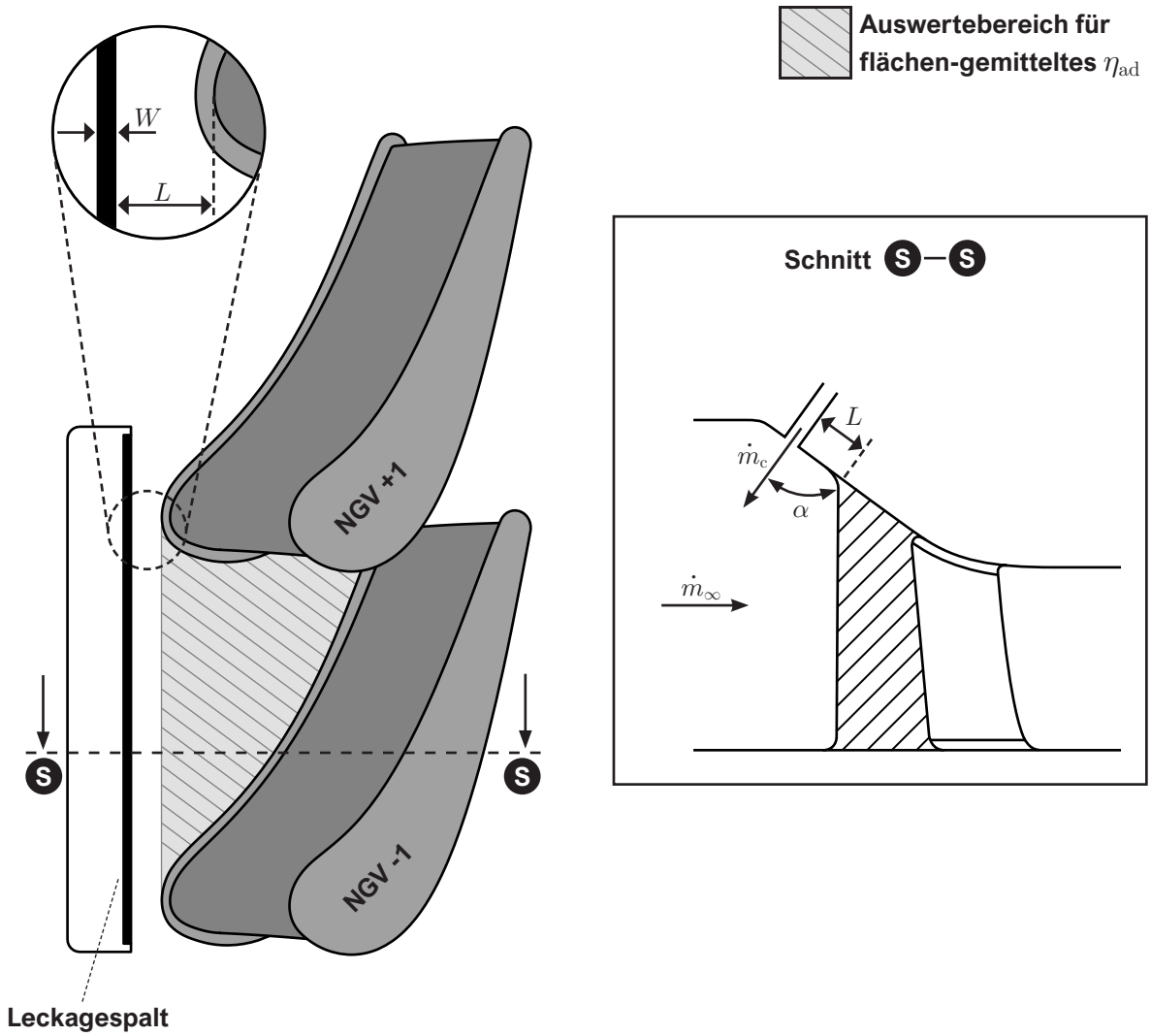


Abbildung 3.8: Definition der untersuchten Leckagespalt-Parameter

austrittskanten würde bei Ausblasewinkeln $\alpha \neq 90°$ prinzipbedingt zu einer inkonsistenten Spaltweitenbestimmung führen, da sich in diesen Fällen der Wandabstand und der Kantenabstand von einander unterscheiden. Die Definition des Ausblasewinkels α lässt sich anhand der Schnittdarstellung rechts in der Abbildung 3.8 verdeutlichen. Der Winkel wird zwischen der maßgeblichen Austrittsrichtung des Kühlluftmassentroms und der Seitenwandoberfläche aufgespannt und zeigt hier die Variante für die senkrechte ($\alpha = 90°$) Ausblasung. In der späteren Ergebnisdiskussion wird neben der qualitativen Beurteilung der Verteilung des Kühlluftfilms auf der Seitenwand auch eine quantitativ gestützte Gegenüberstellung der Filmkühlwirkung aufgeführt. Letztere basiert unter anderem auf der Flächenmittelung der Filmkühleffektivität η_{ad}. Der für die quantitative Beurteilung gewählte Auswertebereich ist durch die grau schraffierte Fläche gekennzeichnet und erstreckt sich innerhalb der zentralen Passage (Pass 0) in Strömungsrichtung verlaufend von der Schaufelvorderkante bis zur Schaufelhinterkante. Dabei wurde der vornehmlich gut gekühlte

Bereich unmittelbar stromab des Leckagespalts bewusst aus der Auswertung herausgenommen, da aufgrund der Variation des Spaltabstandes die Auswerteflächen unterschiedliche Abmessungen hätten und somit die Ergebnisse einer Gegenüberstellung verfälschen würden.
Um die Einflüsse der zuvor definierten Leckagespaltparameter umfassend beurteilen zu können, wurden diese in ihrer Größe variiert. Die Tabelle 3.4 fasst die in der Arbeit untersuchten Parametervariationen zusammen.

Tabelle 3.4: Parameter Leckagespalt

α	90°, 45° und 30°
W	1 und 2 mm
L	6/9, 12 und 18 mm
BR	0.25, 0.5, 0.75, 1.0, 1.25 und 1.50
DR	1.0 (N_2) und 1.6 (CO_2)

Der Ausblasewinkel α wurde neben dem in der realen Maschine meist auftretenden Fall einer senkrechten Ausblasung um zwei Varianten einer in Hauptströmungsrichtung angestellten Ausblasung unter 45° und 30° erweitert. Diese Winkelkonfigurationen repräsentieren dabei die in der Literatur (vgl. Kap. 2.1) häufig verwendeten Größen. Um den in der Maschine thermisch bedingt auftretenden Ausdehnungen bzw. Kontraktionen und den damit einhergehenden Veränderungen der Spaltmaße Rechnung zu tragen, wurde die nominelle Spaltweite W von 1 mm für eine zweite Variante verdoppelt. Der Spaltabstand L wird in der Maschine durch die Ausgestaltung der Schaufelplattform vorgegeben und unterliegt einer gewissen Gestaltungsvarianz innerhalb des Konstruktionsprozesses der Gasturbine. Um den Einfluss dieser Gestaltungsspielräume aufzuzeigen, erfolgt die Einblasung der Leckagekühlluft an drei unterschiedlichen Positionen entlang des Hauptstrompfades. Neben der Kühlluftausblasung in unmittelbarer Nähe der Schaufelvorderkante (6 respektive 9 mm) wurde der Abstand auf 12 und 18 mm vergrößert und entspricht einer Verdopplung bzw. Verdreifachung des Abstandes im Fall des Zylindrischen NGVs. Diese Variationsparameter basieren auf der zuerst durchgeführten und abgeschlossenen Messkampagne des Zylindrischen NGVs, ohne die konstruktiven Details des später untersuchten State-of-the-Art NGV zu kennen. Aufgrund der vergleichsweise komplexen Schaufel- sowie Seitenwandgeometrie des State-of-the-Art NGV war die Konstruktion eines modularen Spalteinsatzes mit dem absoluten Minimalabstand am Schaufelfuß von lediglich 7.5 mm möglich. Bezogen auf die mittlere Schaufelhöhe und infolge der leichten Vorderkantenverwindung ergibt sich der genannte Wert von 9 mm im Falle des State-of-the-Art NGV und soll für die Beurteilung der Parameterstudie keine nachteiligen Auswirkungen

haben, da das State-of-the-Art NGV in diesem Bereich keine signifikanten Änderungen der Sekundärströmungsentwicklung und lediglich eine minimale Abhängigkeit des Spaltabstandes von dem stromauf wirkenden Druckfeld aufweist.
Neben den Variationen der geometriebezogenen Parameter wurden die Ausblaserate BR und das Dichteverhältnis DR variiert. Durch eine geänderte Druckbeaufschlagung der Plena beziehungsweise der Kavitäten, welche die Leckagespalte mit Kühlluft versorgen, lässt sich die Ausblaserate einstellen. Die daraus resultierenden Änderungen des Kühlluftmassenstroms bzw. -impulses haben, wie in Kap. 2.1 erläutert, einen starken Einfluss auf die Filmkühlwirkung. Um diese Sensitivität bestmöglich aufzuzeigen, wurde der in den Maschinen, aber auch in der Literatur übliche Bereich verwendeter Ausblaseraten ($0.25 \leq BR \leq 1.50$) kleinschrittig aufgelöst. Bedingt durch das Funktionsprinzip der Kühlung einer Gasturbine, d.h. der Verwendung eines aus dem Verdichter abgezweigten Massenstroms, treten hierbei üblicherweise Dichteverhältnisse im Bereich von $1.4 \leq DR \leq 2.0$ auf. Diese Verhältnisse in einem Prüfstandsmodell nachzubilden lässt sich in vielen experimentellen Einrichtungen nicht ohne weiteres umsetzen, da entweder entsprechend hohe Temperaturdifferenzen zwischen Hauptstrom und Kühlluft realisiert oder Fremdgase mit höherer Dichte als Kühlmedium eingesetzt werden müssen. Das Funktionsprinzip des High-Speed Kaskadenprüfstandes ermöglicht indes die Untersuchung bei Dichteverhältnissen ≥ 1.0 unter Verwendung von Fremdgasen. Die Erweiterung der Parameterstudie um die Untersuchung bei äquivalenten Dichten beider Massenströme ($DR = 1.0$) lässt sich dennoch begründen: In der Literatur wird häufig dieses Dichteverhältnis verwendet und die Erkenntnisse dieser Dissertation sollen auch in den Kontext zu solchen Untersuchungen in der Literatur gesetzt werden können. Hinsichtlich der Übertragbarkeit der Ergebnisse auf die reale Maschine soll diese erweiterte Untersuchung zudem die auftretenden Unsicherheiten bei Nicht-Einhaltung des realen Dichteverhältnisses aufzeigen. Die Filmkühleffektivitätsmessungen werden hierbei, wie bereits erwähnt, unter Verwendung der PSP-Messtechnik durchgeführt, welche isothermale Bedingungen ($T_c = T_\infty$) voraussetzt (siehe Kap. 4.1). Dabei kommen zum einen Stickstoff (N_2) für die Untersuchung bei äquivalenter Dichte ($DR = 1.0$), zum anderen Kohlenstoffdioxid (CO_2) zur Messung bei maschinenähnlichem Dichteverhältnis ($DR = 1.6$) als Kühlmedium zum Einsatz. Aufgrund der zum Teil hohen Messdauer bei den aerodynamischen Messungen, z.B. >2.5 h für eine Sondenmessung am Austritt, ist hier der Einsatz eines Fremdgases nicht praktikabel. Deshalb werden diese mit Druckluft als Kühlmedium bei einem Dichteverhältnis von $DR = 1.0$ durchgeführt.
Der oben beschriebene, experimentelle Aufbau ermöglicht aufgrund der Modularität die systematische Untersuchung einer Vielzahl von Filmkühlkonfigurationen, resultierend aus der hohen Anzahl von Parametervarianten, bei geringfügigen Umbaumaßnahmen und verhältnismäßig kurzen Umrüstzeiten. Dieses analoge Vorgehen bei der Durchführung der

Messkampagnen ermöglicht somit die valide Interpretation der Ergebnisse im Hinblick auf die Einflüsse der einzelnen Parameter der Leckagespaltkühlung – bei maschinenähnlichen Betriebsbedingungen. Die hierbei verwendeten Messtechniken zur Beurteilung der untersuchten Filmkühlkonfiguration werden im nachfolgenden Kapitel im Detail beschrieben und die Implementierung der Messmethodik am Prüfstand erläutert.

4 Messtechnik und -methoden

In diesem Kapitel werden die hier verwendeten Messtechniken sowie deren methodische Umsetzung im Rahmen dieser Studie beschrieben. Das Pressure Sensitive Paint (PSP) Messverfahren wird angewendet, um die Filmkühleffektivität auf der Seitenwand der Leitschaufeln mit hoher flächiger Auflösung zu untersuchen. Zur Beurteilung der Einflüsse auf die Passagenaerodynamik werden Fünflochsondenmessungen im Schaufelnachlauf durchgeführt. Zudem wird anhand von Ölanstrichbildern auf den Seitenwänden die Interaktion zwischen Kühlluft und Hauptströmung sowie die daraus resultierende Sekundärströmungsentwicklung veranschaulicht. Die zur Betriebspunkteinstellung und -überwachung notwendigen Messaufgaben, wie z.B. statische Druck- und Temperaturmessungen oder die Bestimmung der Massenströme an unterschiedlichen Stellen der Teststrecke sollen hier aus Gründen der Vollständigkeit erwähnt, nachfolgend jedoch nicht näher beschrieben werden. Die Erläuterungen hinsichtlich der maßgeblichen Messunsicherheiten sind im Anhang A zu finden.

4.1 Pressure Sensitive Paint (PSP)

Die Anwendung der PSP-Messtechnik nimmt ihren Ursprung in der Aerodynamik, genauer gesagt in der Untersuchung der aerodynamischen Performance in der Luftfahrt (Liu und Sullivan [36]). Dieses, beginnend in den 1980er Jahren, stetig weiterentwickelte optische Messverfahren ermöglicht durch die Verwendung drucksensitiver Farben eine kontaktlose, d.h. störungsfreie und gleichzeitig hoch aufgelöste Messung von Druckverteilungen auf Oberflächen. Die Funktion der als optischer Sensor zu charakterisierenden, drucksensitiven Farbe basiert hierbei auf dem sogenannten Quenching-Mechanismus der Lumineszenz. Dieser Mechanismus sowie das zugrundeliegende Funktionsprinzip soll anhand von Abbildung 4.1 nachfolgend näher erläutert werden.
PSP besteht aus lumineszierenden Molekülen, sog. Luminophoren, die in einem sauerstoffpermeablen Polymer gebunden sind. Im Gemisch mit einem Lösemittel wird die Farbe auf die zu untersuchende Oberfläche entweder mit einem Pinsel oder einer Lackierpistole appliziert. Nach dem Ausdampfen des Lösemittels verbleibt auf der Oberfläche eine dünne Polymerschicht, in der die Luminophore immobilisiert sind. Mit einer Lichtquelle bestimmter Wellenlänge, hier ein UV Strahler, werden die Luminophore angeregt und diese wiederum emittieren ein Lumineszenzlicht bei einer größeren Wellenlänge. Die Intensität der Lumineszenz wird durch bestimmte physikalische Prozesse beeinflusst. Der maßgebliche, photophysikalische Prozeß ist hierbei das Sauerstoff-Quenching, der eine Reduktion der Lumineszenzintensität zur Folge hat, die mit steigendem Sauerstoffpartialdruck oder Luftdruck auf der Oberfläche verstärkt wird. Dieser Effekt entsteht durch die Interaktion

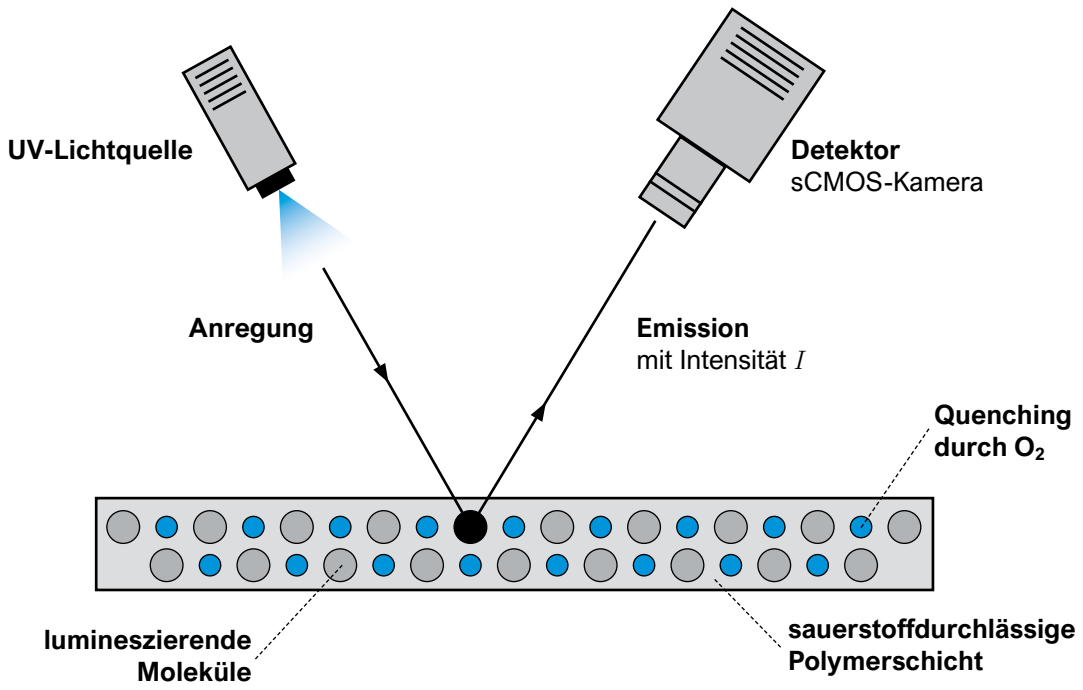


Abbildung 4.1: Funktionsprinzip Pressure Sensitive Paint nach Liu und Sullivan [36]

der in die Polymerschicht eindringenden Sauerstoffmoleküle mit den Luminophoren. Die resultierenden Intensitätsverteilungen auf der Oberfläche werden dann mit einem Detektor, z.B. mit einer Kamera in Form einer Bildaufnahme erfasst.
Zusammengefasst lässt sich PSP als sauerstoff-sensibler Sensor bezeichnen, der Licht bei einer Intensität I emittiert, wobei diese Intensität durch den lokal auf der Oberfläche anliegenden Luftdruck moderiert wird, d.h. die lumineszierende Intensität ist eine fallende Funktion des Sauerstoffpartial- bzw. Luftdrucks. Dieser funktionale Zusammenhang zwischen der Intensität I und dem Sauerstoffpartialdruck p_{O_2} wird mit der Stern-Volmer Gleichung (Gl. 4.1) beschrieben:

$$\frac{I_{ref}}{I} = A(T) + B(T) \cdot \frac{p_{O_2}}{p_{O_2,ref}} \tag{4.1}$$

Hierbei sind I_{ref} und $p_{O_2,ref}$ Referenzwerte der Intensität respektive des Drucks, die üblicherweise und so auch hier bei atmosphärischen Bedingungen erfasst werden. Die Größen $A(T)$ und $B(T)$ bezeichnen die temperaturabhängigen Stern-Volmer Konstanten. Die von der PSP emittierte Intensität hängt somit sowohl von dem Sauerstoffpartialdruck als auch der Temperatur auf der Oberfläche ab. Um die Druck- und Temperatursensitivitäten der Farbe zu quantifizieren, muss eine entsprechende Kalibrierung vorgenommen werden. Diese wird meist in einer Vakuumkammer mit optischem Zugang durchgeführt. Die Kalibrierung der in dieser Dissertation verwendeten Farbe von *ISSI* (Typ:UniFIB)

[37] wurde in einer am Lehrstuhl eigens entwickelten Kalibrierkammer durchgeführt. Diese temperierbare, druckdichte Kalibrierkammer ermöglicht hierbei sowohl die Aufnahme von Intensitäten bei verschiedenen Drücken als auch auf mehreren Temperaturniveaus. Anstatt die Stern-Volmer-Koeffizienten auszuwerten, ist es oft zweckmäßiger, die aus der Kalibrierung gewonnenen Daten mittels einer Polynomkurve zu approximieren. Die Abbildung 4.2 zeigt die für die Messkampagnen durchgeführten Kalibrierungen für einen Druckbereich, der die in der Messung auftretenden Wanddrücke einschließt, bei verschiedenen Temperaturen, um die späteren Messdaten bestmöglich interpolieren zu können.

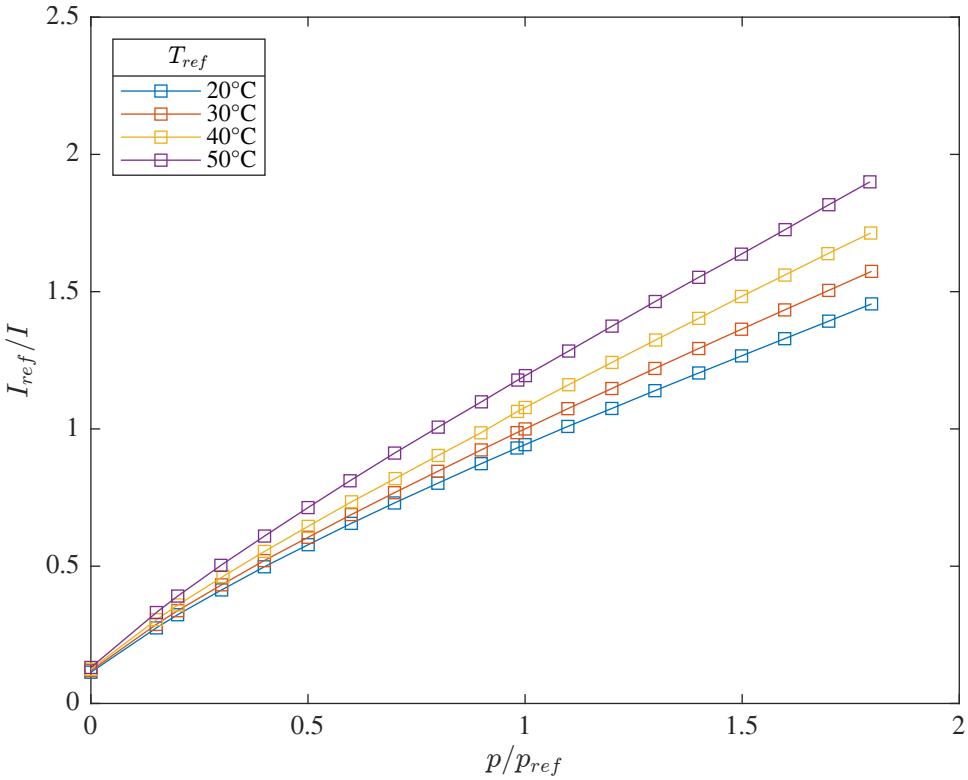


Abbildung 4.2: Kalibrierkurven Pressure Sensitive Paint (PSP)

Die hier dargestellten Datensätze können mit folgender Funktion approximiert werden:

$$\frac{p_{O_2}}{p_{O_2,ref}} = a + b \cdot \frac{I_{ref}(T) - I_B}{I(T) - I_B} + c \cdot \left(\frac{I_{ref}(T) - I_B}{I(T) - I_B}\right)^2 + d \cdot \left(\frac{I_{ref}(T) - I_B}{I(T) - I_B}\right)^3 \tag{4.2}$$

Die Intensität I_B bezeichnet hierbei die Aufnahme bei völliger Dunkelheit, um ein auftretendes Dunkelrauschen der Kamera zu kompensieren. Die Gleichung 4.2 setzt den Sauerstoffpartialdruck zur jeweils aufgenommenen Intensität ins Verhältnis. Da der molare Anteil des Sauerstoffs in der Luft konstant bei 21% liegt, lässt sich das Partialdruckverhältnis $p_{O_2}/p_{O_2,ref}$ dem Druckverhältnis p/p_{ref} gleichsetzen. Basierend auf der obigen

Gleichung lässt sich somit der auf der untersuchten Oberfläche lokal wirkende Wanddruck unter Verwendung der aufgenommenen Intensitätsverteilungen bestimmen.
Zur Bestimmung der in dieser Arbeit gemessenen Filmkühleffektivitäten kann das oben beschriebene Messprinzip der PSP mit Hilfe der Analogie von Wärme-/ Stoffübertragungsvorgängen und der Verwendung von sauerstofffreien Fremdgasen als Kühlmedium entsprechend adaptiert werden. Diese adaptierte Anwendung der PSP-Messtechnik wurde beginnend mit den Untersuchungen von Zhang und Fox [38] Ende der 1990er stetig weiterentwickelt und stellt heute ein etabliertes Messverfahren zur Bestimmung von flächig hoch aufgelösten Filmkühleffektivitätsverteilungen dar. Erste Arbeiten von Jones [39] und die darauf aufbauenden Studien von Charbonnier [40] resultieren in der Beschreibung der Filmkühleffektivität in Form von Sauerstoffpartialdrücken und einem molekularen Gewichtsverhältnis zwischen dem als Kühlmedium eingesetzten Fremdgas und dem aus Luft bestehenden Hauptstrom. Han und Rallabandi [41] aggregierten die zuvor genannten Untersuchungen in einer umfassenden Übersicht zur Anwendung von Filmkühlung in Gasturbinen. Die wesentlichen theoretischen Zusammenhänge und Annahmen bei der Verwendung von PSP zur Bestimmung der Filmkühleffektivität werden nachfolgend kurz erläutert.
Die Basis hinsichtlich der Analogie von Wärme-/ Stoffübertragungsvorgängen bilden die korrespondierenden Bestimmungsgleichungen für den Wärme- respektive den Stoffübergang in einer zweidimensionalen, turbulenten Grenzschicht eines homogenen Fluids nach Kays et al. [42]. Unter der Annahme einer adiabaten und undurchlässigen Oberfläche bzw. Wand lassen sich die Randbedingungen entsprechend vereinfachen, sodass die wandnormalen Gradienten der Temperatur bzw. der Stoffkonzentration entfallen und die jeweilige Wandgröße (z.b. T_w) unmittelbar auf der Oberfläche bestimmt ist. Außerhalb der Grenzschicht, hier des Kühlfilms, entsprechen die Temperatur und die Stoffkonzentration dem Hauptstrom. In Strömungsrichtung ist die Annahme zulässig, dass unmittelbar hinter der Austrittsöffnung (Leckagespalt oder Filmkühlbohrung) die Temperatur respektive die Stoffkonzentration jener des Kühlmediums entspricht. Die in ihrer Struktur gleichen Bestimmungsgleichungen lassen sich über die Lewis-Zahl mittels der Temperaturleitfähigkeit und der Diffusivität ins Verhältnis setzen. Studien von Jones [39] und Kays et al. [42] brachten hervor, dass im Falle turbulenter, gasförmiger Strömungsfelder, wie sie hier und allgemein in Gasturbinen auftreten, die turbulente Lewis-Zahl $Le_T = \epsilon_j / \epsilon_q \approx 1$ praktisch angenommen werden kann und somit die turbulente Temperaturdiffusion und die turbulente Massendiffusion nahezu gleich sind. Dies führt auf die Aussage, dass unter Berücksichtung der zuvor aufgeführten Annahmen und Randbedingen die dimensionslose Lösung, d.h. die Temperatur oder die Stoffkonzentration, der beiden Bestimmungsgleichungen identisch sein müssen. Es gilt somit:

$$\eta = \frac{T_f - T_\infty}{T_c - T_\infty} = \frac{T_{aW} - T_\infty}{T_c - T_\infty} = \frac{C_W - C_\infty}{C_c - C_\infty} \tag{4.3}$$

Mittels Gleichung 4.3 lässt sich somit die Definition der Filmkühleffektivität η (vgl. Gl. 2.1) um die Verhältnisse der Massenanteile C eines (Tracer-)Gases erweitern.
Auf Grundlage dieser Erweiterung lässt sich mit der PSP-Messtechnik durch den Einsatz geeigneter sogenannter Fremdgase und einer, gegenüber der ursprünglichen Anwendung, angepassten Messabfolge die Filmkühleffektivität bestimmen. Hierbei werden die als Kühlmedium eingesetzten Fremdgase in den aus Luft bestehenden Hauptstrom eingeblasen. Diese als Tracergase bezeichneten Fluide dürfen keinen freien Sauerstoff enthalten. Sie ermöglichen zudem durch die gegebenen Gasdichten die Untersuchung verschiedener Dichteverhältnisse DR, z.B. $DR = 1.6$ beim Einsatz von Kohlenstoffdioxid (CO_2). In Bereichen effektiver Filmkühlung verdrängt das eingeblasene Fremdgas die Hauptströmung und reduziert dabei die lokale Sauerstoffkonzentration auf der Oberfläche. Mittels der PSP lässt sich diese Veränderung der Sauerstoffpartialdrucks erfassen und somit ein Verhältnis von lokaler Sauerstoffkonzentration und der Filmkühleffektivität bilden.
Hinsichtlich der konkreten Umsetzung des PSP-Messverfahrens zur Bestimmung von η einer gegebenen Filmkühlkonfiguration sind vier Tests bzw. die Aufnahme von vier Betriebszuständen notwendig. Dabei werden bei jedem Betriebszustand mehrere Bilder aufgenommen und gemittelt, um das zufällige auftretende Bildrauschen zu minimieren. Zuerst erfolgt die Aufnahme der Testumgebung ohne Beleuchtung und Prüfstandsbetrieb zur Erfassung der Hintergrundintensität des Dunkelrauschens (I_B) und einem etwaig auftretenden Restlicht. Letzteres konnte durch die mögliche Abdunklung der Teststrecke minimiert werden. Danach wird die UV-Beleuchtung eingeschaltet und das erste Bild-Set aufgenommen, um die Referenzintensität I_{ref} zu erhalten. Im Anschluss wird der Hauptstrom und der Kühlluftmassenstrom mit dem zu untersuchenden Ausblaseverhältnis BR eingestellt, wobei in dieser Arbeit der Hauptstrom konstant ist und der Massenstrom des Kühlmediums entsprechend reguliert wird. Das Kühlmedium ist hierbei, entsprechend des Hauptstroms, reine Luft und das aufgenommene Intensitätsfeld I_{air} repräsentiert die Verteilung des Sauerstoffpartialdrucks $p_{O_2,air}$ sowie der Stoffkonzentration $C_{O_2,air}$. Abschließend wird der letzte Test wiederholt, jedoch unter Verwendung eines Fremdgases als Kühlmedium, um die Intensitäten I_{fg} mit den korrespondierenden Verteilungen von $p_{O_2,fg}$ und $C_{O_2,fg}$ zu erhalten.
Aufgrund der Tatsache, dass die Sauerstoffkonzentration in der Luft konstant ist und das Fremdgas keinen freien Sauerstoff enthält, ergibt sich die Gleichung 4.3 zu:

$$\eta = \frac{C_W - C_\infty}{C_c - C_\infty} = \frac{C_{O_2,fg} - C_{O_2,air}}{\cancelto{0}{C_{O_2,c}} - C_{O_2,air}} = 1 - \frac{C_{O_2,fg}}{C_{O_2,air}} \tag{4.4}$$

Für den Sonderfall äquivalenter Dichten bzw. Molekülmassen des eingesetzten Fremdgases und der Luft, z.B. bei der Einblasung von Stickstoff (N_2), sind die Mol- und Massenanteilverhältnisse und somit auch die Verhältnisse des Sauerstoffpartialdrucks identisch. Es ergibt sich:

$$\eta = 1 - \frac{C_{O_2,fg}}{C_{O_2,air}} = 1 - \frac{p_{O_2,fg}/p_{O_2,ref}}{p_{O_2,air}/p_{O_2,ref}} \tag{4.5}$$

Zur Untersuchung realer Dichteverhältnisse, hier $DR = 1.6$, wurde bei den Messkampagnen dieser Dissertation neben Stickstoff auch Kohlendioxid als Kühlmedium verwendet. Dabei müssen die hierin auftretenden, unterschiedlichen Molekülmassen G in der Berechnung berücksichtigt werden, um damit verbundene Messfehler zu vermeiden (Natsui [43]). Eine intensive Studie von Charbonnier et al. [40] adressierte dieses Problem und führt die folgende Gleichung 4.6 ein, die der Berücksichtigung der eingesetzten Molekülmassen Rechnung trägt:

$$\eta = 1 - \left[1 + \frac{G_{fg}}{G_{air}} \left(\frac{p_{O_2,air}/p_{O_2,ref}}{p_{O_2,fg}/p_{O_2,ref}} - 1 \right) \right]^{-1} \tag{4.6}$$

Diese final verwendete Gleichung 4.6 reduziert sich im Falle des Einsatzes von Stickstoff auf Gleichung 4.5.

Die PSP-Messtechnik in der Anwendung zur Bestimmung von Filmkühleffektivitäten fußt auf dem Prinzip des Massetransfers und ist somit den, auf dem Prinzip des Wärmeaustauschs basierenden Messverfahren, wie z.B. der IR-Thermografie und deren inhärenten Anwendungsproblemen überlegen (Wright et al. [44]). Indessen sind quantitative Aussagen hinsichtlich der tatsächlichen Wärmebelastung mit der auf einer Stoffübertragung basierenden PSP-Messtechnik nicht möglich, da die bei thermischen Messprinzipien berücksichtigten thermodynamischen Eigenschaften, wie z.B. die spezifische Wärmekapazität, nicht abgebildet werden können (McNamara et al. [45]). Der in dieser Dissertation angestellte Vergleich zweier Leitschaufelprofile unter der Verwendung verschiedener Leckagespaltkühlkonfigurationen adressiert vielmehr den Einfluss der Parameter, deren Übertragbarkeit und die eventuelle Ableitbarkeit von Korrelationen bezüglich der Filmkühlwirkung. Ein weiterer Vorteil der Verwendung von PSP zur Bestimmung von Filmkühleffektivitäten

ist, neben der berührungslosen Messung hochaufgelöster Filmkühleffektivitätsverteilungen, die Verwendbarkeit auf einer Vielzahl an Oberflächen. Die Maßgabe ist hier lediglich eine ausreichende Steifigkeit und eine Sauerstoffundurchlässigkeit des Basismaterials. Die Herausforderungen bestehen hier jedoch bei der Applikation der drucksensitiven Farbe. Bei glatten, metallischen Oberflächen, so wie auch hier verwendet, ist das vorherige Aufbringen einer matten Grundierung, dem sogenannten *Base Coat*, erforderlich. Einerseits wird dadurch die Haftfähigkeit der PSP auf der Oberfläche erhöht und zum anderen verhindert der Base Coat eine ungewollte Reflexion des UV-Lichts von der Metalloberfläche, da sowohl die Deckkraft als auch die seitens des Herstellers einzuhaltende Schichtdicke der PSP-Lackierung gering sind.

Bezogen auf die technische Umsetzung des PSP-Messverfahrens erfolgt die Bestimmung der Filmkühleffektivität letztendlich aus den aufgenommenen Intensitätsverteilungen der verschiedenen Betriebszustände in einem konstanten Verhältnis. Konkret bedeutet dies, dass der Intensitätswert eines jeden Bild-Pixels für die jeweiligen Betriebszustände korreliert wird. Zusammen mit den obigen Erläuterungen zur Messmethodik lassen sich daraus folgende allgemeine, messtechnische Anforderungen ableiten. Über alle Bild-Sets für jeden Betriebszustand muss die Kameraposition exakt gleich sein, um kongruente Bildaufnahmen zu erhalten. Eine Verschiebung oder perspektivische Verzerrung der zu überlagernden Aufnahmen führt unweigerlich auf eine fehlerhafte Bestimmung von η, da falsche Intensitätswert-Paarungen ins Verhältnis gesetzt werden. Zudem müssen die Temperaturen von Haupt- und Kühlluftstrom für die gesamte Messung einer Filmkühlkonfiguration konstant gehalten werden, um den der PSP inhärenten Temperatursensitivität Rechnung zu tragen. Weiterhin ist eine gleichbleibende Beleuchtungssituation erforderlich, um zum einen die im Bild meist unweigerlich auftretenden Schattenkonturen deckungsgleich zu halten, zum anderen dürfen keine Intensitätsschwankungen bei der anregenden Lichtquelle auftreten. Schließlich müssen Überdeckungen der im Untersuchungsgebiet vorhandenen Komponenten vermieden werden, sodass die störungsfreie Aufnahme der RoI gewährleistet ist. Letzteres geht bei der Untersuchung von einer, so wie auch hier verwendeten, komplexen Geometrie mit mehreren Aufnahmen der RoI aus verschiedenen Kamerapositionen einher.

Diese und weitere spezifischen Anforderungen an die PSP-Messtechnik im Rahmen der Untersuchungen in dieser Dissertation werden in Verbindung mit Abbildung 4.3 nachfolgend erläutert.

Auf der linken Seite von Abbildung 4.3 ist eine Gesamtübersicht über die Implementierung der PSP-Messtechnik am High-Speed Kaskadenprüfstand und den wichtigsten hierfür verwendeten Hardware-Komponenten dargestellt. Die rechte Seite zeigt eine Detailaufnahme der beleuchteten RoI und die verwendeten, eigens konstruierten UV-LED Strahler. Die druckhaltende und gleichzeitig modulare Ausführung des Prüfstands bzw.

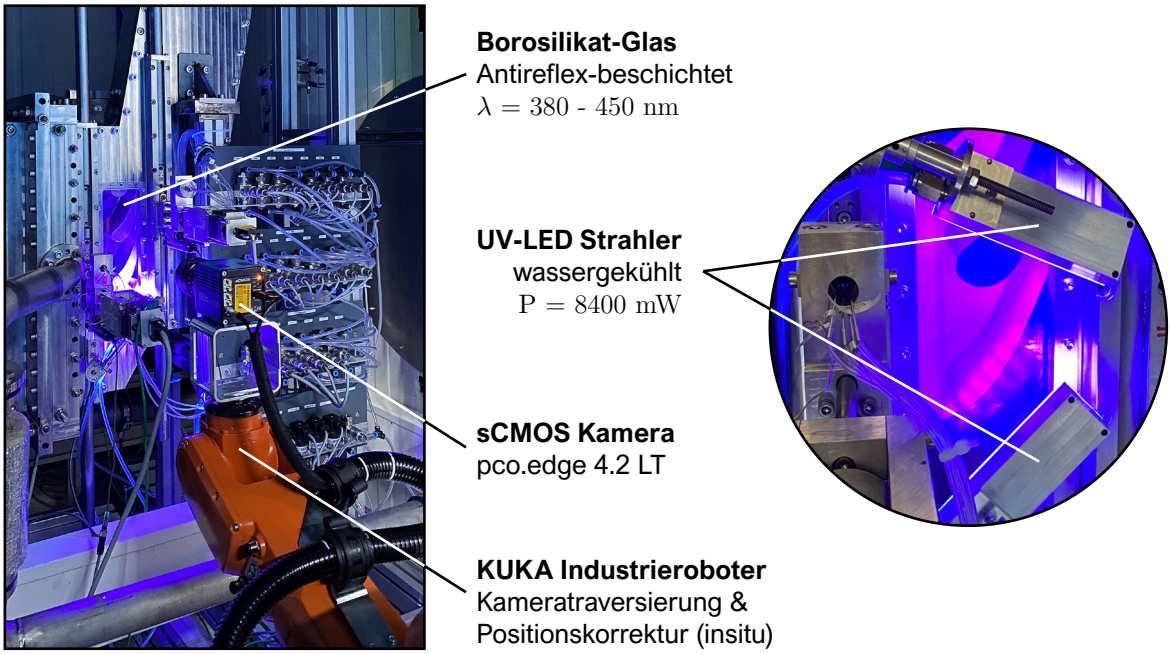


Abbildung 4.3: Übersicht PSP Messaufbau am Prüfstand (links) und Nahansicht der beleuchteten Passage (rechts)

der Teststrecke, die benötigten Sondentraverisierungen und die, insbesondere im Falle des State-of-the-Art NGV, komplexe Untersuchungsgeometrie resultieren in einer deutlich eingeschränkten Messzugänglichkeit für die hier verwendete, rauscharme sCMOS-Kamera. Der aus einem antireflex-beschichteten Borosilikatglas bestehende optische Zugang wurde hierfür in seinen Dimensionen größtmöglich ausgeführt. Der hohe Transmissionsgrad des Borosilikatglases bei gleichzeitig hoher Bruchfestigkeit gewährleistet hierbei die Anregung der PSP bei minimalen Leistungsverlusten auf Seiten der UV-LED Strahler. Die zusätzlich aufgebrachte und im UV-Bereich arbeitende Antireflex-Beschichtung minimiert zudem die in der Aufnahme störenden Reflexionen der einzelnen LEDs auf dem Glas. Ein auf das Kameraobjektiv aufgebrachter Bandpassfilter sperrt ferner die außerhalb der Emission von PSP liegenden Wellenlängenbereiche. Während des Betriebes kommt es zu unvermeidbaren Verschiebungen des Prüfstands aufgrund der Druckbeaufschlagung und infolge thermischer Ausdehnungen. Der daraus resultierende Versatz der Bild-Sets, vor allem zwischen den Referenzbildern und den Aufnahmen im Betrieb, muss zwingend vermieden bzw. kompensiert werden, um die PSP-Messtechnik anwenden zu können. Hierfür wurde ein 6-Achs-Industrieroboter (*KUKA KR 6 R700*) am Prüfstand installiert, der die Kamera in einer eigens konstruierten Leichtbau-Halterung führt. Mithilfe des Roboters und eines am Institut entwickelten, software-basierten Markerpunkt-Tracing-Algorithmus werden die Verschiebungen zunächst erfasst und korrigiert bevor die jeweilige Aufnahme-Serie erfolgt. Zur Abbildung der gesamten RoI werden Aufnahmen aus vier unterschiedlichen

Kamerapositionen benötigt. Hier ermöglicht der Roboter die schnelle und wiederholgenaue Repositionierung der Kamera, wodurch die Dauer einer Messsequenz reduziert und in der Konsequenz die Einflüsse von Betriebspunktschwankungen minimiert werden. Die vier Teilaufnahmen des Untersuchungsbereichs werden im Postprocessing entsprechend zu einer Gesamtdarstellung der RoI zusammengesetzt. Dazu wurde ein Algorithmus entwickelt, der anhand verschiedener charakteristischer Konturen, z.B. einer Leckagespaltkante, dem zugrundeliegenden CAD-Modell und mit Kenntnis der exakten Kameraposition die zweidimensionalen Bilddaten in den dreidimensionalen Raum re-projiziert. So können jedem Bildpixel die zugehörigen x, y, z-Koordinaten zugewiesen werden und die Daten entsprechend zusammengesetzt und ausgewertet werden. Die Konturierung der Seitenwand des State-of-the-Art NGV macht zudem die Bildaufnahme mit hoher Schärfentiefe notwendig, da der Objektabstand, also der Abstand der Seitenwand zur Kamera, über die Passage hinweg verhältnismäßig stark variiert. Die Erzeugung eines solchen Bildes durch ein sogenanntes *Focus stacking*, d.h. mehrere Aufnahmen mit unterschiedlichen Schärfepunkten einer Kameraposition, resultiert in einer deutlich erhöhten Messdauer und vermindert die Ergebnisqualität. Eine andere Möglichkeit ist die Aufnahme eines Bildes mit einer hohen Blendenzahl, d.h. bei einer geringen Öffnung der Objektivblende. Dies wiederum erfordert eine leistungsstarke Beleuchtung, da das Kameraobjektiv wenig Licht durchlässt. Hierfür wurden entsprechend leistungsstarke UV-LED-Flächenstrahler selbst konstruiert und in den universitätseigenen Metall- bzw. Elektronikwerkstätten gefertigt. Sie bestehen jeweils aus 12 einzelnen LEDs, wobei die Einzelstrahlen mithilfe eines holografischen Diffusors in eine definierte, homogene Lichtverteilung überführt werden. Durch den Einsatz eines solchen Diffusors ist es möglich die Transmissionsverluste unter 10% zu halten, wohingegen die bei kommerziellen Flächenstrahlern verwendeten Milchgläser Transmissionsverluste von 40% bis 60% aufweisen. Die LED-Strahler werden zudem wassergekühlt, da sich die Leuchtintensität einer UV-LED grundsätzlich invers zur Betriebstemperatur verhält und nur durch eine Kühlung die Anforderung einer gleichbleibenden Beleuchtungssituation erfüllt wird. Die beiden Flächenstrahler werden direkt am Prüfstand auf der Sondentraverse am Eintritt montiert und auf verschiedene, definierte Position verfahren. Diese konstruktive Umsetzung gleicht einerseits den Versatz im Prüfstandsbetrieb aus, zum anderen wird durch die definierte Positionierung der Strahler eine Inkongruenz der auftretenden Überdeckungen oder auch Schattenkonturen vermieden.

4.2 Strömungsfeldmessung

Begleitend zu den Untersuchungen zur Filmkühleffektivität wurden Fünflochsondenmessungen im Nachlauf der zentralen Passage durchgeführt, um die Einflüsse der Leckagespaltkühlung auf die Passagenaerodynamik evaluieren und vergleichen zu können. Beglei-

tend hierzu wurden Ölanstrichbilder der Seitenwand angefertigt, die Aufschluss über die seitenwandnahe Interaktion von Hauptstrom und Kühlluft und die daraus resultierende Sekundärströmungsentwicklung geben. Beide Messmethoden werden in diesem Kapitel erläutert und die messtechnische Anwendung im Rahmen dieser Dissertation vorgestellt.

4.2.1 Fünflochsondenmessungen

Druckmesssonden werden eingesetzt, um die maßgeblichen Strömungsgrößen, wie z.B. die Geschwindigkeit, zu bestimmen. Dabei ändert sich der am Sondenkopf gemessene Druck abhängig von der Richtung aus der die Sonde angeströmt wird. Diese sogenannte Winkelabhängigkeit wird gezielt zur Richtungsbestimmung des Strömungsvektors eingesetzt (Nitsche & Brunn [46]). Mithilfe einer hier verwendeten Fünflochsonde kann der Strömungsvektor über die am Kopf gemessenen Differenzdrücke räumlich aufgelöst werden.

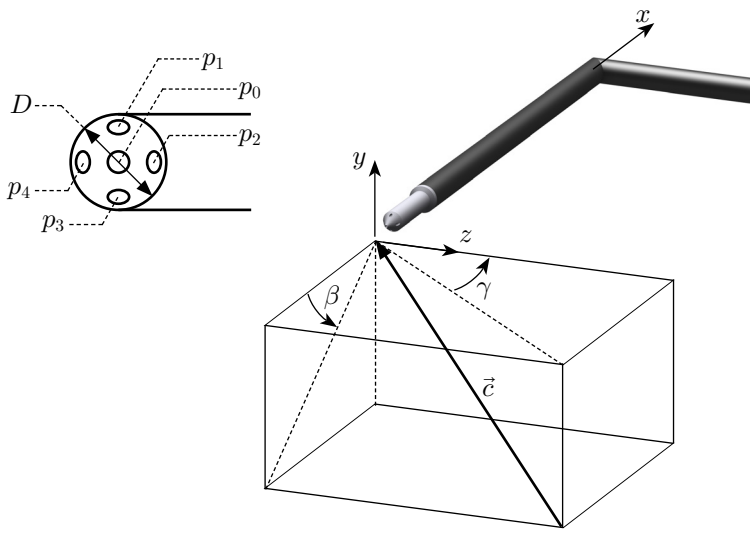


Abbildung 4.4: Winkel- und Bohrungsnotation der Fünflochsonden

Diese Druckdifferenzen werden über die am Sondenkopf symmetrisch verteilten Druckbohrungen bestimmt, wie in Abbildung 4.4 links oben schematisch dargestellt. Die Abbildung 4.4 zeigt zudem die in dieser Arbeit verwendete, selbst konstruierte und in den universitätseigenen Metallwerkstätten gefertigte Geometrievariante der Fünflochsonde, ausgeführt in L-Form und mit konischem Sondenkopf ($D = 2.2\,\mathrm{mm}$). Die Sonde ist aufgrund der Messsituation am Prüfstand mit einer Rotation um die x-Achse von 90° eingebaut. Entsprechend ist die Winkelnotation zwischen dem, in der y, z-Ebene traversierten Sondenkopf und der Hauptströmungsrichtung $\vec{c}$ wie folgt: Der horizontale, in der x, z-Ebene liegende Strömungswinkel wird als Gierwinkel γ bezeichnet. Der vertikale, in der x, y-Ebene gemessene Winkel ist hier als Neigungswinkel β definiert.
Die Kalibrierung der Sonden wurde in der am Prüfstand im Bypass implementierten Son-

denkalibrierstrecke (siehe Abb. 3.1) für einen Winkelbereich von $\beta = \gamma = \pm 22°$ mit einer Auflösung von 1° durchgeführt. Die in den Prüfstand integrierte Kalibrierstrecke bietet so die Möglichkeit, die Kalibrierungen für die in den späteren Messungen auftretenden MACH-Zahl-Bereichen zu realisieren, um Kompressibilitätseffekte zu berücksichtigen und die daraus resultierenden Messunsicherheiten zu minimieren. Hierzu wurde jede Sonde für mehrere MACH-Zahlen kalibriert und die resultierenden Koeffizienten auf die im Versuch auftretende MACH-Zahl interpoliert. Die in der Literatur hauptsächlich verwendete Berechnungsvorschrift nach Weichert und Wendt [47] zur Ermittlung dieser Koeffizienten k_β, k_γ, k_p, k_{pt} wurde instituts-intern modifiziert und entsprechend um den MACH-Zahl-Koeffizienten k_{Ma} erweitert. Die Koeffizienten berechnen sich nach Gleichung 4.7 zu:

$$k_\beta = \frac{p_1 - p_3}{\Delta p} \quad k_\gamma = \frac{p_2 - p_4}{\Delta p} \quad k_p = \frac{p_0 - p_s}{\Delta p} \quad k_{pt} = \frac{p_t - p_0}{\Delta p} \quad k_{Ma} = \frac{-\Delta p}{p_0} \tag{4.7}$$

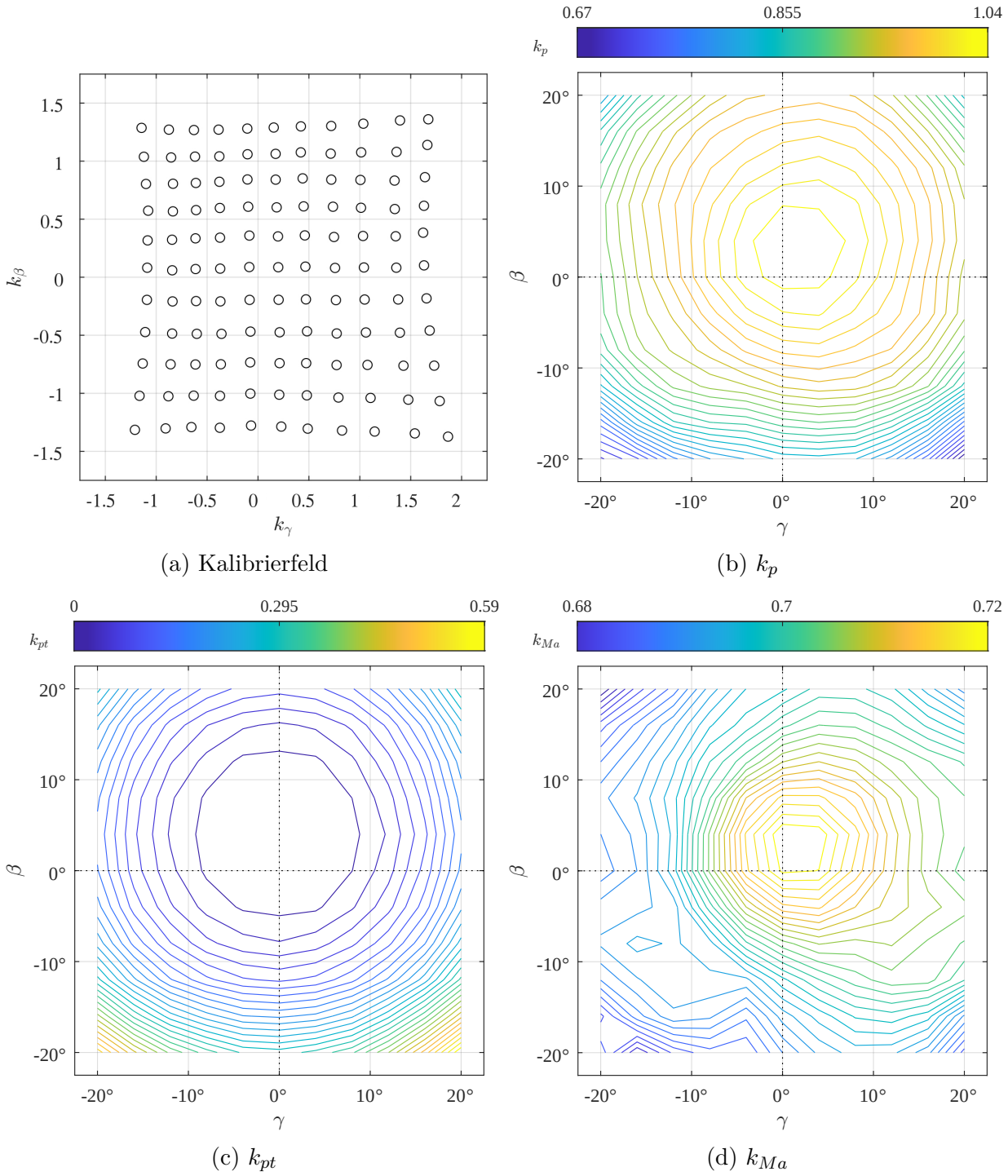
Eine Erweiterung der Normierung Δp um die Standardabweichung (siehe Gl. 4.8) ermöglicht, das Kalibrierfeld im Bereich großer Strömungswinkel β und γ zu entzerren:

$$\Delta p = \sqrt{\frac{1}{5}\sum_{i=0}^{4}\left(p_i - \frac{1}{5}\sum_{j=0}^{4} p_j\right)^2} + p_0 - \frac{1}{4}\sum_{k=1}^{4} p_k \tag{4.8}$$

Hierdurch wird die Interpolation des im Punkt der Messung anliegenden Strömungsvektors verbessert.

Die Abbildung 4.5 zeigt beispielhaft das Kalibrierfeld und die errechneten Koeffizienten bei einer MACH-Zahl von 0.67. Das Kalibrierfeld weist einen geringfügigen Offset gegenüber der Nullpunktlage ($\beta = \gamma = 0°$) auf, was einerseits auf Fertigungstoleranzen der Sondenbohrungen ($D_k = 0.3\,\mathrm{mm}$) und zum anderen auf Messunsicherheiten bei den verwendeten Drucksensoren zurückzuführen ist. Die Validität der Kalibrierungen ist dennoch gegeben, da diese Abweichungen systematisch sind und die nachfolgenden Messungen nicht kompromittieren. Die berechneten Koeffizienten, dargestellt als Konturlinienfelder, weisen entsprechend ebenfalls eine Exzentrizität auf. Die hier erzielte, gute Qualität der Kalibrierung lässt sich zum einen anhand des gleichmäßigen, kreisförmigen Verlaufs der Konturlinien, d.h. Linien konstanter Werte, bemessen. Zum anderen weisen die Linien keinerlei Schnittpunkte auf, was andernfalls dazu führen würde, dass ein bestimmter Wert des betroffenen Koeffizienten nicht mehr eindeutig einer bestimmten Winkelkombination zugeordnet werden kann.

Die kalibrierten Fünflochsonden werden am Kaskadeneintritt und -austritt mit den im Prüfstand integrierten Trapezspindeltraversen verfahren und spannen die in der y, z-Ebene



(a) Kalibrierfeld

(b) k_p

(c) k_{pt}

(d) k_{Ma}

Abbildung 4.5: Kalibrierfelder 5H-Sonde, exemplarisch für $Ma = 0.67$

liegenden Messfelder auf. Während die Messebene am Eintritt primär zur Betriebspunktüberwachung und Periodizitätsbewertung dient, wird die Sonde am Passagenaustritt für die Druckverlustmessungen im Bereich des Schaufelnachlaufs traversiert, um die Einflüsse der Leckagespaltausblasung auf die Passagenaerodynamik zu evaluieren. Detaillierte Erläuterungen zu diesen Messungen sind in der späteren Ergebnisdiskussion in Kapitel 5.4 zu finden. Die Vielzahl der zu untersuchenden Filmkühlkonfigurationen erfordert einen Messaufbau, der eine hinreichend genaue Messauflösung bei gleichzeitig minimaler Messdauer zulässt um die gesamte Messkampagne in einem in dieser Arbeit realisierbaren Zeitraum durchzuführen. Da die Antwortzeit der verwendeten Differenzdruck-Sensoren (*MEAS D5100*) auf die sich am Sondenkopf einstellenden Druckänderungen maßgeblich von dem Durchmesser und der Länge der verbindenden Pneumatik-Leitungen abhängt (Grimshaw und Taylor [48]), sind die Sensoren auf einer Haltevorrichtung in unmittelbarer Nähe der Sondentraverse installiert. Mithilfe eines am Institut entwickelten Algorithmus wird zudem die Haltezeit der Sonde an jedem einzelnen Messpunkt bestimmt, indem dort das Drucksignal jeder einzelnen Sondenbohrung $p_{n,i}$ kontinuierlich aufgenommen und mit dem zeitlichen Vorgänger $p_{n,i-1}$ verglichen wird. Der Messpunkt wird dann final aufgenommen, wenn ein stationärer Zustand eintritt, welcher wiederum mit folgender Gleichung 4.9 definiert wird:

$$\Delta p_n = \frac{|p_{n,i} - p_{n,i-1}|}{p_{n,i}} < 0.01 \quad \text{für } n = 1...5 \tag{4.9}$$

Neben der Erhöhung der Messgenauigkeit ermöglicht dieser Algorithmus eine variable, auf den lokalen Strömungszuständen basierende Festlegung der Haltezeit an jedem Messpunkt. In verhältnismäßig gleichförmigen Strömungsgebieten, wie z.B im Freistrom der Passage, sind die Wartezeiten entsprechend kurz und in Seitenwandnähe, also in Bereichen der Strömung mit großen Druckänderungen hinreichend lang um die Druckdifferenzen am Sondenkopf schwankungsfrei aufzunehmen. Letztendlich wird mit den zuvor genannten Maßnahmen die Gesamtmessdauer der Verlustmessung am Austritt einer Filmkühlkonfiguration auf etwa 2.5 Stunden reduziert und somit die Messung mehrerer Konfigurationen an einem Betriebstag ermöglicht. Aufgrund der prinzipbedingt vorhandenen räumlichen Ausdehnung des Sondenkopfes werden die Drücke der einzelnen Bohrungen an unterschiedlichen Stellen des Strömungsfeldes bestimmt. Diese geometrisch bedingten Messabweichungen führen bei großen Druckgradienten im Strömungsfeld dazu, dass die für die Evaluation maßgeblichen Druckdifferenzen über die jeweils gegenüberliegenden Druckbohrungen abhängig vom Verlauf des Druckgradienten über- oder unterschätzt werden. Diesen Sachverhalt adressiert der in das Postprocessing integrierte, von Vinnemeier [49] adaptierte Algorithmus, der die Drücke der außenliegenden Bohrungen auf die Position der zentralen Bohrung interpoliert.

4.2.2 Ölanstrichbilder

Wie in Kapitel 2 ausführlich erläutert, besteht eine starke Interaktion zwischen der ausgeblasenen Leckagespaltkühlluft und den passagen-inhärenten, primär seitenwand-induzierten Sekundärströmungen. Um diese Zusammenhänge in ihrer Entstehung beurteilen zu können, wurden Ölanstrichbilder für einige ausgewählte Filmkühlkonfigurationen auf der Seitenwand angefertigt. Für diese Messkampagne wurde auf die Seitenwände beider NGVs ein matter Schwarzlack appliziert. Die zur Sichtbarmachung der Wandstromlinien verwendete Ölfarbe ist hierbei ein Gemisch aus einem hoch-viskosen Silikon-Öl und einem UV-Kontrastmittel im Mischungsverhältnis von 70 : 30 in Volumenprozent. Vor dem Einbau in die Testsektion, wird die Ölfarbe auf die Seitenwand des Messmoduls in der zu untersuchenden Filmkühlkonfiguration mit Hilfe eines feinen Pinsels gleichmäßig aufgetragen. Unmittelbar nach dem Einbau wird der Prüfstand auf den gewünschten Betriebspunkt gefahren. Die dabei eingeschalteten UV-Flächenstrahler sorgen für die Fluoreszenz des Kontrastmittels und ermöglichen eine deutliche Kennzeichnung der Wandstromlinienverläufe. Die Bildaufnahmen erfolgen, analog zur PSP-Messkampagne, mittels der auf dem Industrieroboter traversierten sCMOS-Kamera. Dabei werden in einem fünfminütigen Abstand die Ölanstrichbilder aus den bereits in der PSP-Messung verwendeten Kamerapositionen aufgenommen, bis die Stromlinienverläufe stagnieren. Dieser Messaufbau ermöglicht einerseits die in situ Auswertung der Bilder verschiedener „Stadien“ der Wandströmungen und dabei die erleichterte Beurteilung lokaler Wandstromeffekte, die zu einem späteren Zeitpunkt oder gar, wie in vielen Anwendungen notwendig, nach dem Ausbau des Versuchsträgers nicht mehr zu erkennen sind. Zum anderen gestaltet sich durch die identischen Aufnahmepositionen die Gegenüberstellung mit den Ergebnissen zur Filmkühlausbreitung aus der PSP-Messkampagne als optimal.

5 Versuchsergebnisse und Diskussion

Dieses Kapitel präsentiert die experimentellen Ergebnisse der parametrischen Untersuchung beider Leitschaufelprofile in kontrastiver Form. Einleitend werden die Einflüsse der Leckagespaltausblasung auf die seitenwandnahe Strömung anhand verschiedener Ölanstrichbilder diskutiert. Sie dienen als Argumentationsbasis für die darauffolgenden Illustrationen zur Distribution des Kühlluftfilms auf der Seitenwand für mehrere Filmkühlkonfigurationen. Dieser primär qualitativen Bewertung schließt sich die Beurteilung der Filmkühlwirkung anhand einer Gegenüberstellung sowohl flächen-gemittelter als auch lateral-gemittelter Filmkühleffektivitäten an. Mit der Einführung einer eigens definierten Kenngröße findet dann eine aggregierte Analyse der bisherigen Ergebnisse statt. Zum Abschluss des Kapitels werden die Auswirkungen der Leckagespaltkühlung auf die Passagenaerodynamik in Form von Druckverlustverteilungen im Schaufelnachlauf dargelegt.
Aufgrund der hohen Anzahl von Messdatensätzen, erfolgt die Diskussion hier anhand ausgewählter Filmkühlkonfigurationen. Die im Anhang B zusätzlich aufgeführten Messdatensätze stützen die in dieser Dissertation gewonnenen Erkenntnisse.

5.1 Seitenwandnahes Strömungsfeld

Wie in den theoretischen Grundlagen bereits ausgeführt, wird die Ausbreitung der Kühlluft aus dem Leckagespalt auf der Seitenwand maßgeblich von den auftretenden Sekundärströmungen geprägt. Aus diesem Grund beginnt die Ergebnisdiskussion mit der Gegenüberstellung von Ölanstrichbildern für einen sogenannten *Base Case*, d.h. mit einen Blindeinsatz ohne Leckagespalt und einigen ausgewählten Filmkühlkonfigurationen, dargestellt in Abbildung 5.1. Die obere Reihe zeigt hierbei das Zylindrische NGV (**Z1**-**Z5**), die untere Reihe das State-of-the-Art NGV (**S1**-**S5**). Charakteristische Sekundärströmungsstrukturen, wie z.B. Ablöse- und Wiederanlegelinien, sind dabei gekennzeichnet. Die mittig entlang der Passage sichtbaren, weißen Punkte maskieren die in der Seitenwand eingebrachten, statischen Wanddruckbohrungen.
Für den ungekühlten Fall des Zylindrischen NGVs (**Z1**) zeigt sich eine charakteristische Topologie des seitenwand-nahen Strömungsfeldes für hochumlenkende Turbinenleitschaufelpassagen, wie in Kapitel 2.2 bereits beschrieben. Im Bereich der Schaufelvorderkante rollt sich die ankommende Grenzschicht zu dem markanten Hufeisenwirbel auf, dessen Wirbeläste entlang der Druck- respektive der Saugseite in die jeweils benachbarte Passage abgelenkt werden. Die Position der Aufteilung der Wirbeläste mitsamt der Seitenwandgrenzschicht ist durch den Sattelpunkt **SP** gekennzeichnet. Die Trajektorie des Hufeisenwirbelpaares resultiert in einer deutlichen Einschnürung des Strömungspfades innerhalb der Passage. Intensiviert wird diese Einschnürung durch die infolge des Druckgradien-

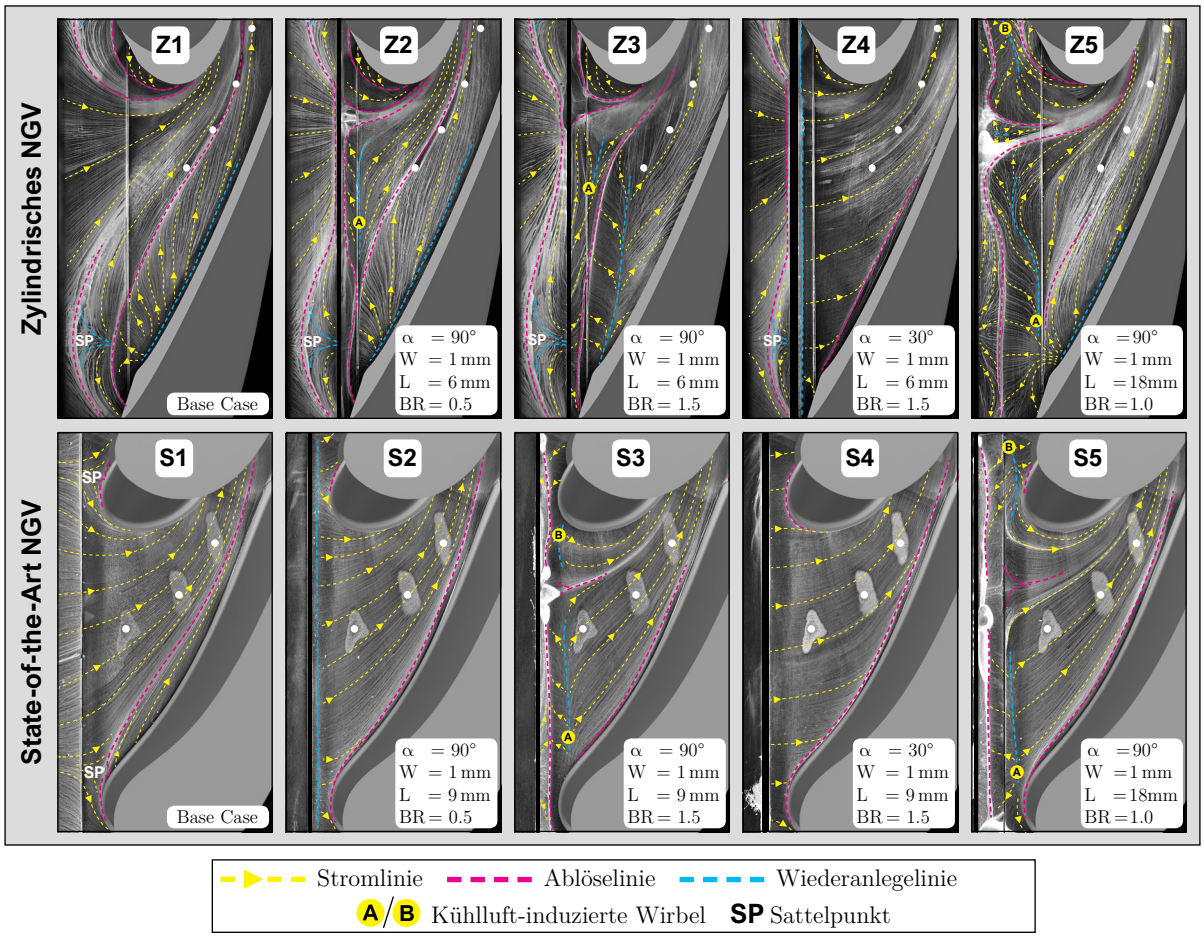


Abbildung 5.1: Gegenüberstellung der Ölanstrichbilder für den ungekühlten Fall und ausgewählte Filmkühlkonfigurationen

ten auftretende Querströmung von Druck- zur Saugseite. Dieser quer zur Hauptströmung wirkende Druckgradient bringt zudem eine Überkrümmung der Seitenwandstromlinien im stromab liegenden Teil der Passage mit sich. Diese treffen gemeinsam mit der Ablöselinie des druckseitigen Hufeisenwirbelastes auf die Saugseite der oberen Schaufel. Ein deutlich anderes Bild zeichnet sich hingegen bei der Betrachtung des Base Cases für das State-of-the-Art NGV (**S1**). Hier sind die Sekundärströmungsstrukturen signifikant geringer ausgeprägt – ein Effekt, den die in Kapitel 3.2 erläuterten Gestaltungsmerkmale beabsichtigt haben. Infolge der Reduzierung des Passagenquerschnittes wird die ankommende Strömung zusätzlich beschleunigt. Die Fillets der Schaufeln sorgen zudem für eine verzögerte und gleichzeitig hemmende Ausbildung des sich aufgrund der Aufstauung senkrecht zur Wand ausbildenden Druckgradienten im Schaufelvorderkantenbereich. In Konsequenz verlagert sich der Sattelpunkt weiter stromab und damit näher an die Schaufelvorderkante. Damit einher geht die ebenfalls verzögerte und verminderte Ausbildung der Hufeisenwirbeläste, erkennbar an den dicht zur Schaufeloberfläche verlaufenden Ablöselinien. Die beschleunigte Hauptströmung schwächt zugleich die Querströmung innerhalb der Passa-

ge. Die zuvor genannten Aspekte führen letztendlich auf eine an den Stromlinienverläufen erkennbare deutlich reduzierte Einschnürung des Strömungspfades und bestätigen die anhand der Gegenüberstellung der Schaufelprofil-Charakteristik in Kapitel 3.2 formulierten Annahmen.

Sowohl für das Zylindrische NGV als auch für das State-of-the-Art NGV hat die Kühlluftausblasung erhebliche Auswirkungen auf das seitenwandnahe Strömungsfeld, wobei diese stark abhängig von der jeweils vorliegenden Filmkühlkonfiguration sind. Der detaillierten Diskussion vorwegnehmend zeigt sich, dass die Einflüsse im Falle des State-of-the-Art NGV erst bei hohen Ausblaseraten hervortreten, wohingegen für das Zylindrische NGV die Einflüsse der Leckagespaltkühlung bei allen Filmkühlkonfigurationen deutlich erkennbar sind. So zeigt sich bei einer senkrechten Ausblasung in unmittelbarer Nähe zur Schaufelvorderkante (**Z2** & **Z3**) eine Verschiebung der Ablöselinie des druckseitigen Hufeisenwirbelastes in Richtung der Saugseite. Dieser Sachverhalt intensiviert sich bei steigender Ausblaserate. Der saugseitige Wirbelast bleibt hingegen nahezu unbeeinflusst. Bei der analogen Filmkühlkonfiguration für das State-of-the-Art NGV (**S2** & **S3**) ist hingegen ein gegensätzliches Verhalten zu beobachten, indem die Ablöselinie hier in Richtung des druckseitigen Schaufelfußbereichs verlagert wird. Eine Erklärung dieser reziproken Entwicklung liefert die Betrachtung der Lage des Sattelpunktes des jeweiligen NGVs bezogen auf die Leckagespaltposition. Beim Zylindrischen NGV erfolgt die Kühllufteinblasung stromab des Sattelpunktes und damit an einem Punkt, an dem sich der Hufeisenwirbel bereits ausbildet. Der tangential in Drehrichtung des Wirbels zusätzlich eingebrachte Impuls des Kühlmediums erhöht hierbei die Wirbelintensität und verstärkt die Ausbildung des Hufeisenwirbels. Zudem muss das lokal wirkende Druckfeld über die Passagenbreite berücksichtigt werden, die sich für beide NGVs stark unterscheidet (vgl. Abb. 3.7). Der bereits zur Druckseite hin verlagerte Staupunkt mit seinem Druckmaximum und der im Vergleich deutlich erhöhte Druckabfall im mittleren bis oberen Teil der Passage führt auf einen resultierenden Vektor des Kühlluftimpulses der zunehmend in Richtung der Passagenmitte zeigt und infolgedessen auf die zuvor erwähnte Verschiebung des Hufeisenwirbels hin zur Saugseite führt. Die Kühllufteinblasung im Falle des State-of-the-Art NGV erfolgt hingegen unmittelbar im Sattelpunktbereich und stört damit die Sekundärströmungsentwicklung. Die mit dem Kühlluftimpuls beschleunigte Grenzschicht reagiert erst weiter stromab auf die senkrecht zur Seitenwand wirkenden Druckgradienten, rollt sich erst unmittelbar an der Schaufelvorderkante auf und hemmt damit die Ausbildung des Hufeisenwirbels.

Das senkrecht zur Hauptströmung eingebrachte Kühlfluid bewirkt eine Ablösung an der Lee-Kante des Leckagespalts, die für das Zylindrische NGV bereits bei kleinen Ausblaseraten auftritt (**Z2**). Infolge der Ablösung formiert sich hier ein zusätzlicher kühlluftinduzierter Wirbel **A**. Dieser Wirbel hat seinen Ursprung im Bereich der Druckseite und

verläuft mit mathematisch negativem Drehsinn quer zur Passage hin zur Saugseite. Mit steigender Ausblaserate (**Z3**) verlagert sich diese Wirbelstruktur weiter in Richtung der Saugseite, was sich mit der oben erläuterten Verschiebung des Hufeisenwirbelastes erklären lässt. An dem Punkt, an dem der Wirbel **A** dann auf den saugseitigen Hufeisenwirbelast trifft, bildet sich lokal ein Totwassergebiet aus – erkennbar an einer Akkumulation der Ölfarbe in diesem Bereich (**Z2**). Im Falle des State-of-the-Art NGV tritt dieser Wirbel erst bei hohen Ausblaseraten auf, bei denen der Impuls ausreichend groß ist, um eine Ablösung herbeizuführen, da hier das Gegendruckniveau einerseits höher und lokale Druckverteilung deutlich homogener ist und somit die Ablöseneigung gehemmt wird. Hier zeigt sich zudem ein zweiter, kühlluft-induzierter Wirbel **B**, welcher im Bereich der saugseitigen Schaufelvorderkante entsteht und mit einem, dem Wirbel **A** entgegengesetzten Drehsinn zur Passagenmitte hin verläuft. Im Auftreffpunkt dieser beiden Wirbel entsteht in gleicher Weise, wie oben geschildert, ein, wenn auch deutlich größeres Totwassergebiet. Aufgrund der Beschleunigung werden die Wirbel dann in die Passage abgezogen und hinterlassen in ihrer Trajektorie ein lokale Anhäufung der Ölfarbe.

In einem deutlichen Gegensatz dazu stellt sich die Einblasung aus dem Leckagespalt unter Winkel dar (**Z4** & **S4**). In den hier gezeigten Filmkühlkonfigurationen mit hohen Ausblaseraten zeigt sich ein nahezu deckungsgleiches Bild der seitenwandnahen Strömung für beide NGVs. Auffällig ist hier, dass sich stromab der Einblasung keine signifikanten Sekundärströmungsstrukturen aufzeigen lassen. Einzig im Bereich des druckseitigen Schaufelfußes zeichnet sich die Ablösung infolge des Auftreffens der Grenzschicht auf die Schaufeloberfläche ab. Auch die Wandstromlinienverläufe, insbesondere beim Zylindrischen NGV, unterscheiden sich zu den bisherigen Betrachtungen. Einerseits weisen diese keine nennenswerte Einschnürung auf, zum anderen ist deren Überkrümmung deutlich reduziert. Die Stromlinien folgen demnach länger der Hauptströmungsrichtung innerhalb der Passage, bevor sie eine Umlenkung erfahren. Ansätze zur Erklärung dieses Sachverhalts finden sich in Betrachtung der Interaktion des Kühlluftstroms mit der Grenzschicht. Der in kleinem Winkel zur Hauptströmung eingebrachte, hohe Kühlluftimpuls re-energetisiert die nachfolgende Seitenwandgrenzschicht und stabilisiert sie zugleich. Zudem steht die Impulsrichtung dem senkrechten Druckgradienten im Staupunktbereich entgegen und stört beziehungsweise verhindert das Aufrollen der Grenzschicht in diesem Gebiet nahezu vollständig. Die typische Sekundärströmungsentwicklung wird in diesem Fall unterbunden. Für den Fall des Zylindrischen NGVs lässt sich zudem annehmen, dass diese Filmkühlkonfiguration ein mit den Gestaltungsmerkmalen des State-of-the-Art NGV vergleichbar positiven Effekt auf das seitenwandnahe Strömungsfeld hat.

Die Filmkühlkonfigurationen **Z5** und **S5** zeigen die Ergebnisse einer moderaten, senkrechten Ausblasung bei einem in dieser Arbeit als maximal gewählten Spaltabstand zur Schaufelvorderkante. Makroskopisch betrachtet zeigt sich hier für beide NGVs eine ähnli-

che Ausbildung der Sekundärströmungsstrukturen, auch wenn diese im Falle des Zylindrischen NGVs deutlich stärker ausgeprägt sind. Ein Grund hierfür ist die Tatsache, dass hier in beiden Fällen die Ausblasung in hinreichend großer Entfernung stromauf des Sattelpunktbereiches erfolgt und die damit verbundenen Effekte sich in gleicher Form ausbilden können. Zudem ist die schaufel-induzierte Druckwirkung für das Zylindrische NGV signifikant reduziert und nähert sich dem Druckgefälle des State-of-the-Art NGV an. Die zuvor erläuterten, kühlluft-induzierten Wirbel **A** und **B** sind für beide NGVs zu verzeichnen. Der räumlich gesehen frühe, senkrecht eingebrachte Kühlluftimpuls dringt aufgrund des verminderten Druckgefälles weiter in die Hauptströmung ein. Dies geht mit einer verzögerten Wiederanlegung einher und ermöglicht die großskaligere Ausbildung dieser beiden Wirbel. In Konsequenz weisen beide Leitschaufeln ein großes Totwassergebiet stromab des Leckagespalts auf, insbesondere im Kollisionsbereich der beiden Kühlluftwirbel. Für den Fall des Zylindrischen NGV zeigt sich zudem, dass der Wirbel **A** zunächst eine Ablenkung stromauf in Richtung des Leckagespalts erfährt, bevor er auf den Wirbel **B** trifft. Diese Ablenkung lässt sich möglicherweise mit dem im Totwassergebiet vorliegenden Druckabfall und einer damit einhergehenden Sogwirkung erklären.
Die Gegenüberstellung der seitenwandnahen Strömungsfelder bringt hervor, dass sich die Ausbildung der Sekundärströmungen für die beiden NGVs signifikant unterscheidet, insbesondere im ungekühlten Fall. Die Kühllufteinblasung beeinflusst das Strömungsfeld in beiden Fällen hingegen immens, z.B. in der Ausbildung neuer Wirbelstrukturen. Auch wenn hierbei, abhängig von der vorliegenden Filmkühlkonfiguration, makroskopisch gesehen ähnliche Effekte auftreten, lassen sich im Detail deutliche Unterschiede feststellen. Wie sich die hier gewonnenen Erkenntnisse in Verbindung mit den variierten Leckagespaltparameter auf die Verteilung der Filmkühleffektivität auswirkt, wird in dem nachfolgenden Abschnitt eingehend beleuchtet.

5.2 Distribution der Filmkühleffektivität

Die Leckagespaltkühlung stellt eine protektive Maßnahme dar, die Seitenwand vor dem Kontakt mit der heißen Hauptströmung zu schützen. Die Effizienz der Filmkühlung soll hier in einem ersten Schritt anhand der lokalen Kühlfilmkonzentration respektive der flächigen Ausbreitung auf der Seitenwand qualitativ bewertet werden.
Einführend in die Ergebnisdarstellung wird der **Einfluss der Ausblaserate BR** diskutiert. Dieser injektions-bezogene Parameter lässt sich ohne Eingriffe in die Geometrie und durch Anpassungen des Speisedrucks der Kühlkavitäten auch in der realen Maschine variieren. Die Abbildung 5.2 präsentiert hierzu die Ergebnisse einer senkrechten Ausblasung mit einer Spaltweite von 1 mm bei minimalem Abstand zur Vorderkante. An dieser Stelle sei erwähnt, dass alle auch nachfolgend gezeigten Ergebnisse die Messungen bei einem

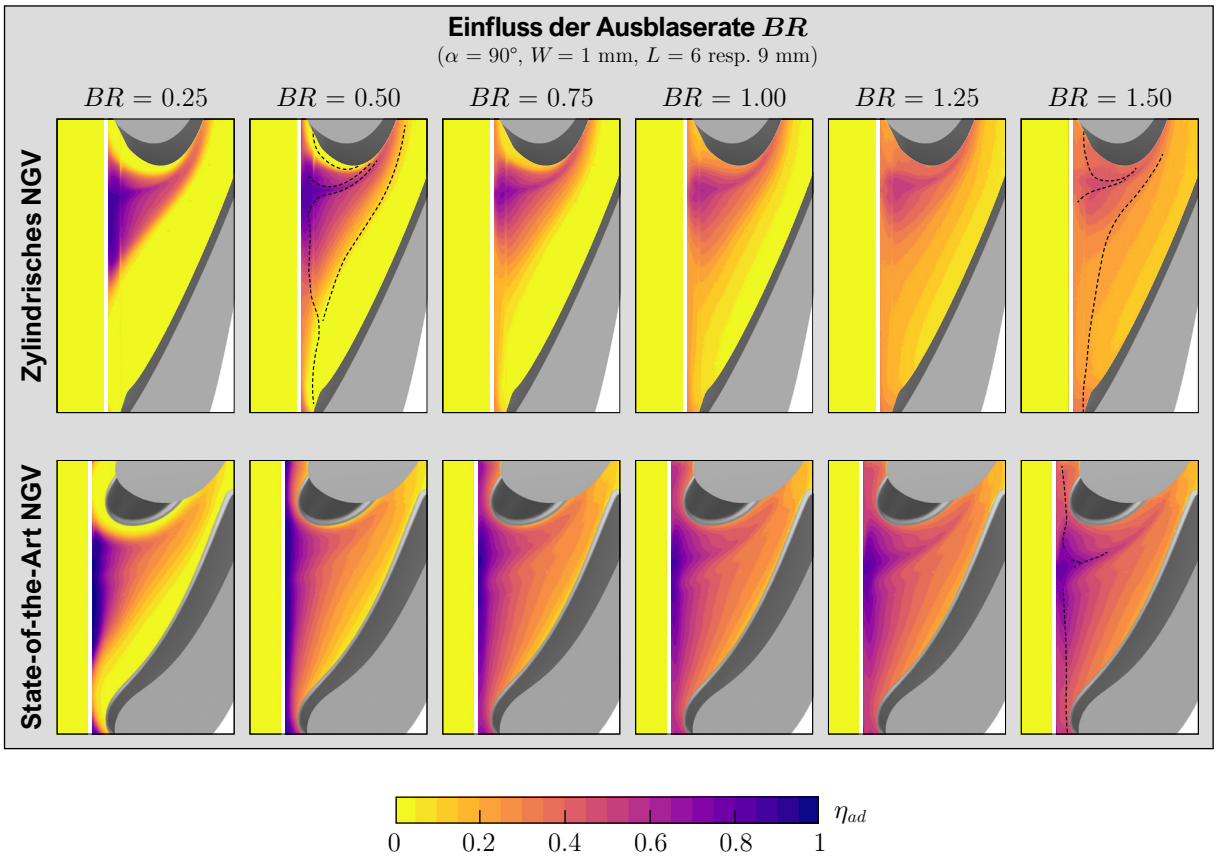


Abbildung 5.2: Einfluss der Ausblaserate BR auf die Kühlfilmverteilung

maschinen-ähnlichen Dichteverhältnis von $DR = 1.6$ repräsentieren, hiervon ausgenommen ist prinzipbedingt die Gegenüberstellung des Dichteverhältnisses. Die obere Reihe zeigt dabei immer die Ergebnisse des Zylindrischen NGV, die untere die des State-of-the-Art NGV. Für die kleinste Ausblaserate von $BR = 0.25$ zeigt sich in beiden Fällen die charakteristische, keilförmige Kühlfilmstruktur auf der Seitenwand, welche durch die Ablöselinien der beiden Hufeisenwirbeläste begrenzt wird, wobei sich hier bereits zeigt, dass die reduzierte Ausbildung von Sekundärströmungen im Falle des State-of-the-Art NGV eine bessere Überdeckung erzielt. Insbesondere im hinteren Teil der Passage wird eine bessere Kühlung erzielt, was auf den weiter stromab verlagerten Auftreffpunkt des saugseitigen Hufeisenwirbelastes und damit einhergehend auf eine verzögerte Einschnürung des Kühlfilms durch die Ablöselinie zurückzuführen ist. Die in Kapitel 3.2 getroffenen Annahmen stützen diesen Sachverhalt. Die thermisch-hochbelasteten Bereiche, z.B. die Schaufeldruckseite und der Vorderkantenbereich, erfahren hingegen keinerlei Kühlung. Hier zeigt sich der Einfluss des Druckgefälles am Passageneintritt auf den Kühlluftstrom mit geringem Impuls. Sowohl das generell höhere Druckniveau des State-of-the Art NGV, als auch das lokale Druckmaximum im Staupunktbereich des Zylindrischen NGV verhindert den Kühlluftausstritt in diesen Bereichen. Die Verlagerung der keilförmigen Kühl-

filmstruktur hin zur Saugseite bei dem Zylindrischen NGV lässt sich mit den ebenfalls zur Saugseite verschobenen Druckmaxima und Saugspitzen begründen (vgl. Abb. 3.7). Während bei dem State-of-the-Art NGV bereits bei $BR = 0.5$ der Impuls ausreicht, um in die Bereiche um die Schaufelvorderkante und der Druckseite einzudringen und eine hinreichend gute, flächige Verteilung zu erreichen, bleibt die keilförmige Struktur im Falle des Zylindrischen NGV bis zu den höchsten Ausblaseraten aufgrund der hohen Druckinhomogenität über die Passagenbreite beständig. Die scharfe Abgrenzung des Kühlluftfilms wird mit steigender Ausblaserate zunehmend verwischt und der Kühlluftfilm breitet sich weiter innerhalb der Passage aus. Auf Seiten des State-of-the-Art NGV ist der Einfluss der Ausblaserate deutlich geringer ausgeprägt, sodass eine Steigerung von BR das Gesamtniveau der Kühlfilmkonzentration anhebt, jedoch die Kühlfilmdistribution nahezu unverändert bleibt. Der immer größer werdende Kühlluftimpuls führt bei dem Zylindrischen NGV zu einer graduellen Reduktion der Filmkühlmaxima, erkennbar in den Bereichen unmittelbar hinter dem Spalt in der Passagenmitte. Auch dieser Effekt tritt für das State-of-the-Art NGV nur geringfügig in Erscheinung. Ein Erklärungsansatz liegt hier in der erhöhten Ablöseneigung (Lift-Off Effekt) im Falle des Zylindrischen NGVs und damit verbunden in zunehmender Diffusion und turbulenten Ausmischung, da der Kühlluftfilm weiter in den Hauptstrom eindringt. Dieser Effekt wird durch die querschnitts-vermindernde Seitenwandkontur bei dem State-of-the-Art NGV hingegen gehemmt, indem der Impuls der Kühlluft aufgrund der Beschleunigung der Hauptströmung mehr in Richtung des Hauptstroms gelenkt und damit eine frühere Wiederanlegung begünstigt wird. Für beide NGVs werden hier die in Abschnitt 5.1 diskutierten Sekundärströmungseffekte deutlich und die in Kapitel 3.2 formulierten Annahmen hinsichtlich der Auswirkungen infolge der unterschiedlichen Leitschaufelprofil-Charakteristik bestätigt. Mit der Rekapitulation der Filmkühlkonfigurationen **Z2** & **Z3** resp. **S2** & **S3** aus Abbildung 5.1 lässt sich weiterhin herausstellen, dass die lokal auftretenden Filmkühleffektivitätsmaxima mit den durch die kühlluft-induzierten Wirbel verursachten Totwassergebieten koinzidieren. Zudem manifestiert sich hier in der Trajektorie des in die Passage abgelenkten Kühlluftwirbels eine Kühlluftsträhne, resultierend aus dem im Wirbel transportierten Kühlfluid.

Wie die Erkenntnisse aus den Ölanstrichbildern bereits angedeutet haben, zeigt sich auch hier in beiden Fällen ein deutlicher **Einfluss des Ausblasewinkels $\boldsymbol{\alpha}$** auf die Filmkühleffektivitätsverteilung. In Abbildung 5.3 sind hierfür die Ergebnisse der drei untersuchten Winkelkonfigurationen bei einer moderaten und einer hohen Ausblaserate aufgeführt. Im Falle des Zylindrischen NGV wird durch die Anwinkelung von 90° auf 45° eine deutliche Anhebung des gesamten Niveaus der Filmkühleffektivität ermöglicht. Die weitere Anstellung des Leckagespalts auf 30° zeigt einen vergleichbaren Effekt, wenngleich in etwas geringerem Ausmaß. Die flächige Ausbreitung hingegen kann bei geringer bis moderater Ausblasung unter Winkel nur marginal verbessert werden. Hier reicht der Kühlluftim-

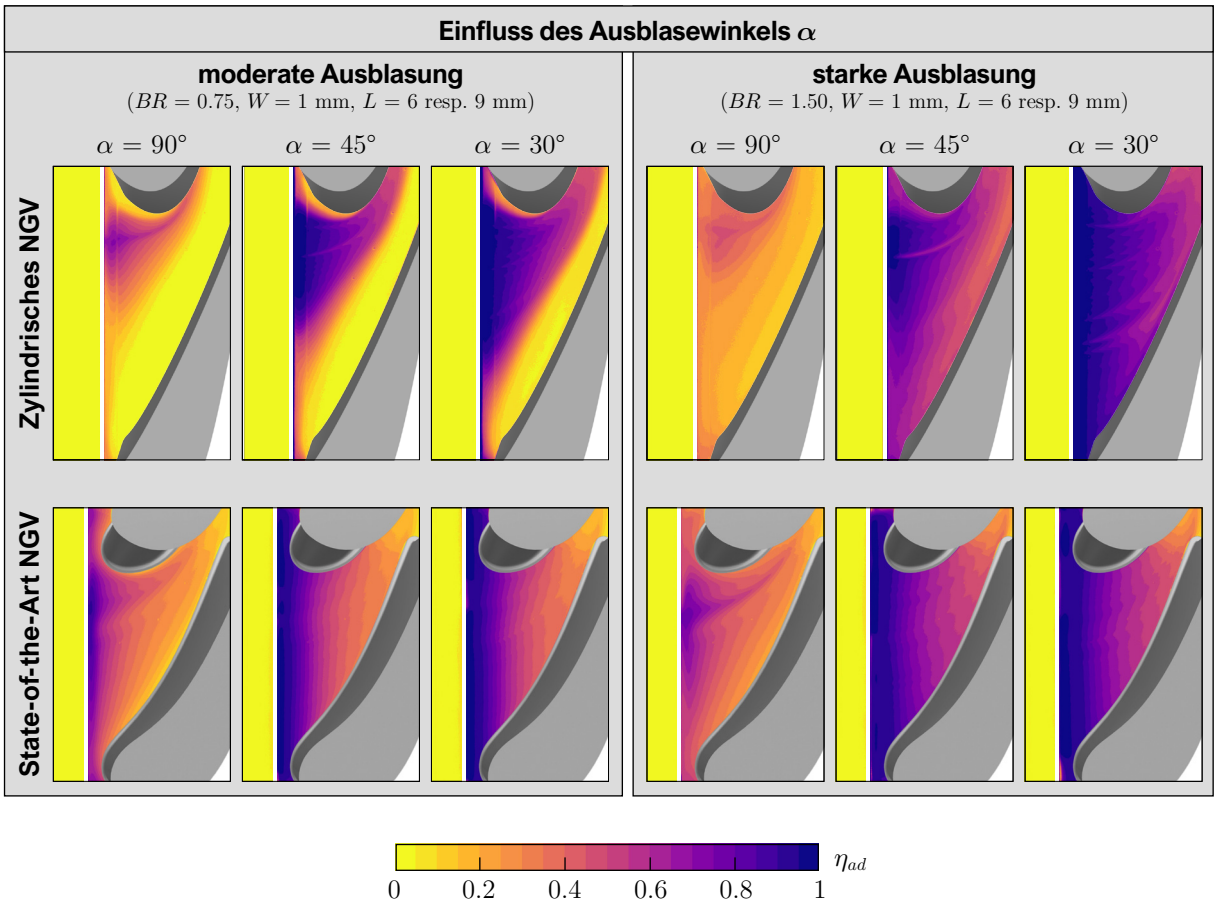


Abbildung 5.3: Einfluss des Ausblasewinkels α auf die Kühlfilmverteilung

puls nicht aus, um dem stark präsenten Hufeisenwirbel entgegenzuwirken. Ist der Impuls jedoch entsprechend hoch, wird die Ausbildung des Hufeisenwirbels gehemmt und der Kühlluftfilm kann sich auch in den thermal kritischen Bereichen ausbreiten. So wird eine nahezu vollständige Überdeckung der Seitenwand erzielt.

Diese Impulsabhängigkeit zeigt sich im Falle des State-of-the-Art NGV nur marginal. Eine hinreichende Überdeckung wird schon bei moderater Ausblasung erreicht. Durch die Einblasung unter Winkel profitiert dieses Leitschaufeldesign vornehmlich von einer lokalen Erhöhung der Kühlfilmkonzentration in einem Bereich unmittelbar hinter der Ausblasung, sprich im vorderen Teil der Passage. Während diese Erhöhung bei der Anstellung von 90° auf 45° deutlich zu erkennen ist, bringt die weitere Anwinkelung lediglich eine kaum feststellbare Anhebung des lokalen Filmkühleffektivtätsniveaus. Die Unterbindung der sowohl vom Hauptstrom als auch der Kühlluft induzierten Sekundärströmungen bei der Ausblasung unter Winkel führt für beide NGVs auf eine insgesamt homogenere Verteilung des Kühlluftfilms auf der Seitenwand. Auffällig ist hier noch, dass auch bei starker Ausblasung das State-of-the-Art NGV durch einen graduellen Abfall der Filmkühleffektivität entlang der Passage gekennzeichnet ist. Eine mögliche Ursache hierfür liegt in den Details der

Seitenwandkontur. Diese weist im vorderen Teil der Passage ein leichte Senke auf, bevor sie einen degressiven Verlauf beschreibt. In Verbindung mit der infolge der Konturierung zusätzlich eingebrachten Beschleunigung (vgl. Abb. 3.6) lässt sich annehmen, dass der Kühlluftfilm im hinteren Teil der Passage von der Seitenwand abhebt. Gesamtheitlich betrachtet lässt sich feststellen, dass mit Hilfe einer Kühlluftausblasung unter Winkel in mehreren Bereichen, auch jene mit hoher thermischer Belastung, eine vollständige Isolation der Seitenwand von der Hauptströmung ($\eta \rightarrow 1$) ermöglicht wird.

Aufgrund thermischer Ausdehnungen oder auch bedingt durch Lastwechsel unterliegen Leckagespalte Änderungen ihrer Spaltbreite. Um den **Einflüssen der Spaltweite *W*** auf die Kühlfilmverteilung Rechnung zu tragen, werden in Abbildung 5.4 die beiden untersuchten Spaltweiten bei einer senkrechten Ausblasung gegenübergestellt. Hier ist es ratsam, die unterschiedlichen Spaltweiten für massenstrom-äquivalente Ausblaseraten zu vergleichen, da die auftretenden Effekte andernfalls durch die Variation des Kühlluftmassenstroms überlagert würden.

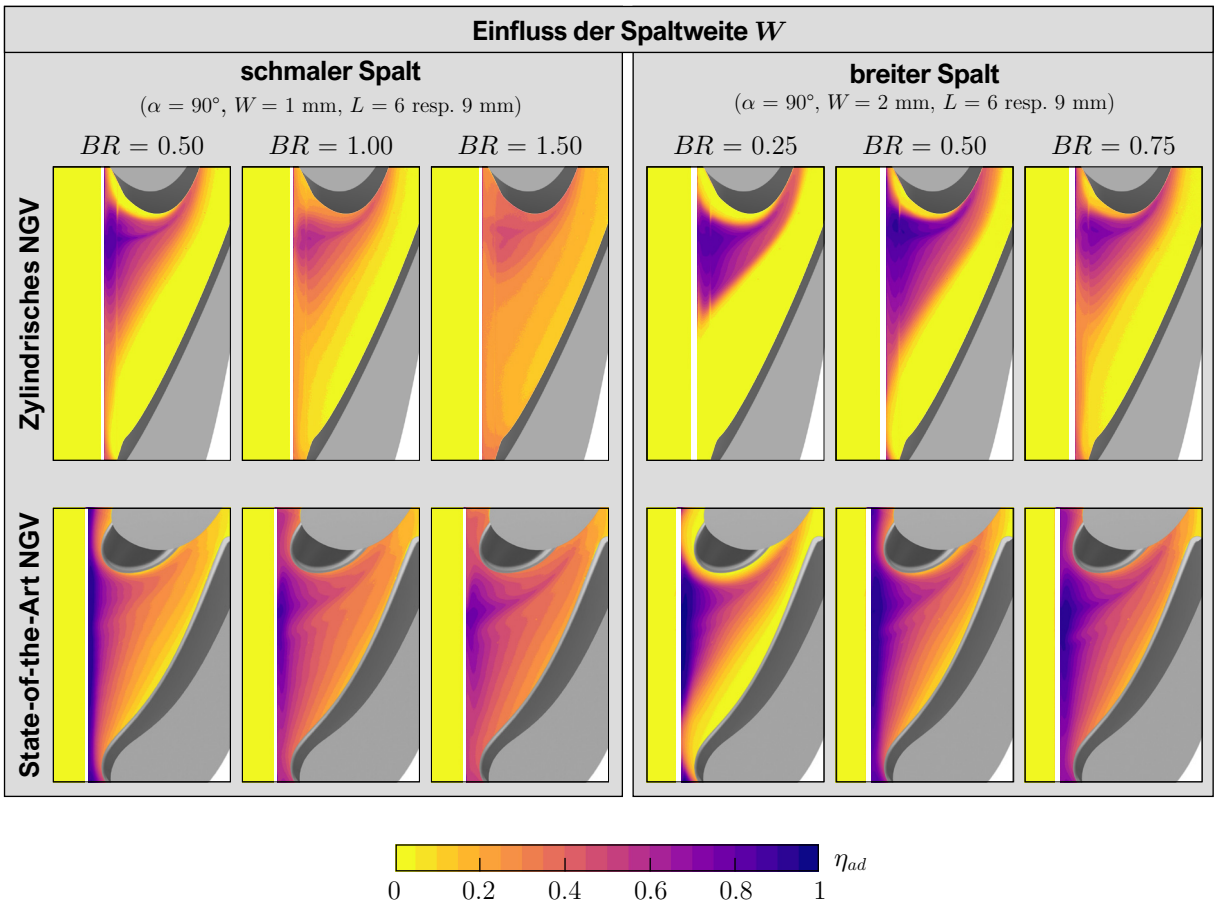


Abbildung 5.4: Einfluss der Spaltweite W auf die Kühlfilmverteilung

Bei Betrachtung der Ergebnisse für das Zylindrische NGV offenbart sich die starke Abhängigkeit der Filmkühlausbreitung von dem jeweils eingebrachten Kühlluftimpuls. Für den breiten Leckagespalt wird offensichtlich, dass im Vergleich teilweise lokal deutlich höhere Kühlfilmkonzentrationen erreicht werden können, jedoch eine hinreichende Kühlung der kritischen Bereiche aufgrund des reduzierten Impulses, in Verbindung mit dem lokal wirkenden Druckfeld, nicht möglich ist. Wird die gleiche Kühlluftmasse bei höheren Ausblaseraten bzw. Impulsen eingebracht, entsprechend dem Fall des schmalen Spalts, zeigt sich dann eine deutlich verbesserte Überdeckung, auch infolge der gehemmten Sekundärströmungsentwicklung.
Dieser Zusammenhang zeigt sich im Falle des State-of-the-Art NGV, wenn auch schwächer ausgeprägt, nur bei geringen Ausblaseraten ($BR = 0.5$ oder 0.25). Bei dem breiten Spalt unterschreitet der Kühlluftimpuls den aufgrund der vergleichsweise größeren Druckwirkung aufgeprägten höheren Schwellenwert, um den Kühlluftaustritt beispielsweise im Schaufelvorderkantenbereich zu ermöglichen. Für die übrigen Konstellationen ist nur eine marginale Änderung der Verteilung zu verzeichnen. Dies lässt sich auf die schaufelinhärenten Designoptimierungen zurückführen, welche eine generelle Reduzierung der Sekundärströmungen implizieren. Dem entgegen werden auch hier bei dem breiten Spalt lokal höhere Filmkühleffektivitäten erreicht. Bemerkenswert ist zudem, dass die durch den Kühlluftwirbel hervorgerufene Strähne für den breiten Spalt bereits bei einer geringen Ausblaserate ($BR = 0.5$) auftritt, wohingegen der schmale Spalt mit gleichem Impuls, jedoch geringerer Kühlluftmasse ($BR = 0.5$), diese Konsequenz nicht aufweist. Dies lässt die Annahme zu, dass das Auftreten der kühlluft-induzierten Wirbel, zumindest im Falle des State-of-the-Art NGV, nicht nur von dem Impuls der eingebrachten Kühlluft, sondern auch von der insgesamt eingeblasenen Masse des Kühlmediums abhängig ist.
Bereits in der Auslegung, aber auch durch konstruktive Anpassungen der Maschine ist die Ausgestaltung der Turbinenseitenwände, d.h. der Schaufelplattform, ein wichtiger Aspekt. Hierbei muss die Einlauflänge der Schaufelpassage gegenüber dem angrenzenden Übergangsstück der Brennkammer festlegt werden, wodurch wiederum die axiale Position des Leckagespalts bestimmt wird. Die Abbildung 5.5 adressiert die **Einflüsse des Spaltabstandes $\boldsymbol{L}$** anhand einer Gegenüberstellung der drei untersuchten Spaltabstände bei geringer und mäßiger Ausblasung aus einem senkrechten Leckagespalt mit einer Spaltweite von 2 mm.
Eine Verlagerung des Leckagespalts weiter stromauf führt hier durchgängig zu einer verringerten Überdeckung der Seitenwand innerhalb der Passage. Dieser Effekt tritt verstärkt bei geringer Ausblasung auf. Im Falle des Zylindrischen NGV vergrößern sich die ungekühlten Bereiche insbesondere in den thermisch hochbelasteten Gebieten. Bei dem State-of-the-Art NGV resultiert die Spaltverlagerung in einer reduzierten Filmkühleffektivität in diesen Gebieten. Dieser Sachverhalt lässt sich vornehmlich der prinzipbedingt erhöh-

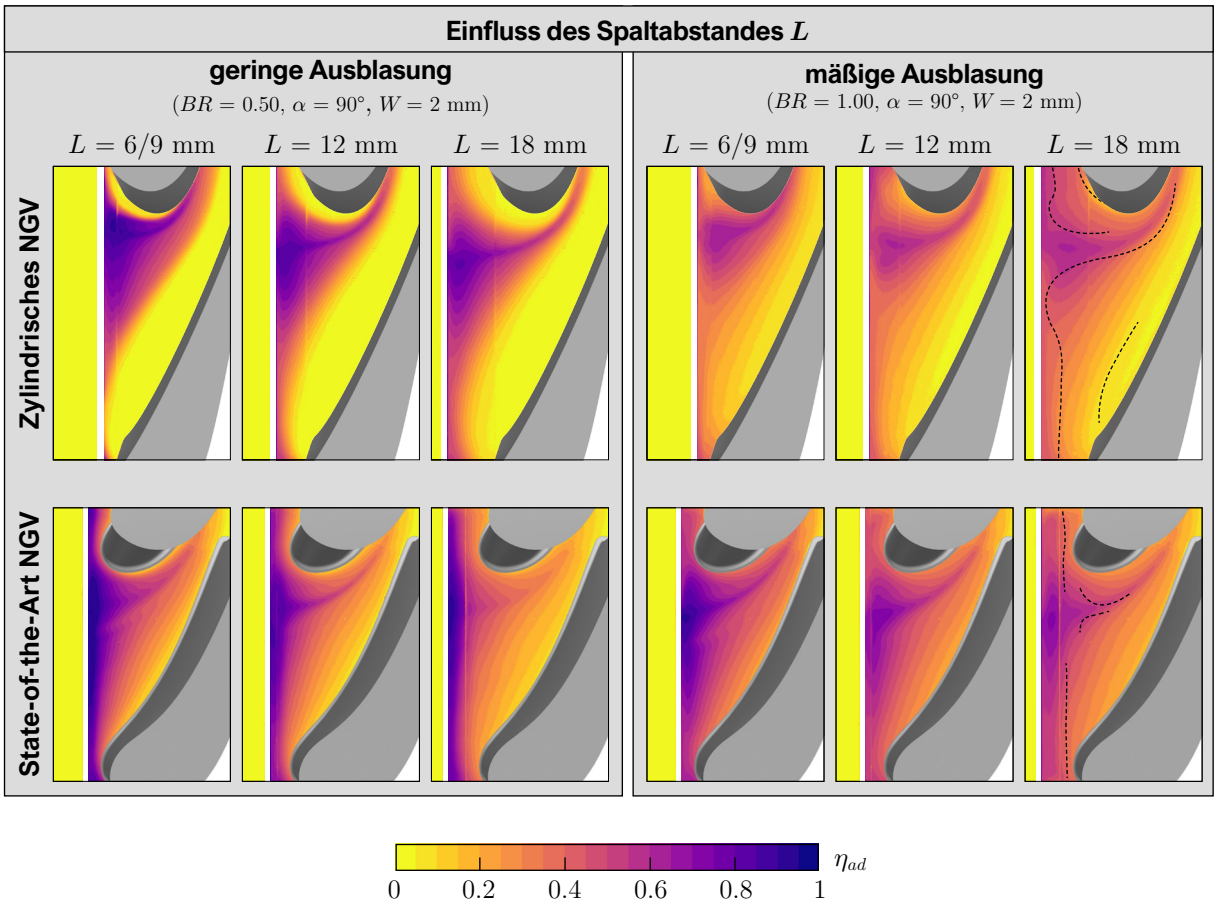


Abbildung 5.5: Einfluss des Spaltabstandes L auf die Kühlfilmverteilung

ten Mischungsweglänge von Hauptstrom und Kühlluft zuordnen. Die stromauf verlagerte Ausblasung ist indes weniger von der schaufel-induzierten Druckwirkung beeinflusst, was einen, insbesondere im Falle des Zylindrischen NGVs, homogeneren Kühlluftaustritt entlang des Leckagespalts begünstigt, da hier die Druckinhomogenität deutlich vermindert ist (vgl. Abb. 3.7). Hier ist auch zu sehen, dass die charakteristische keilförmige Struktur mit zunehmendem Spaltabstand diffuser wird. Dem entgegen zu halten ist die Tatsache, dass die Abwesenheit des Druckfeldes der Passage sowohl die Ablösung als auch das tiefere Eindringen in den Hauptstrom der, hier senkrecht, eingebrachten Kühlluftströmung begünstigt. In Konsequenz ist ein Abfall der lokalen Filmkühleffektivitätsmaxima, vor allem bei höheren Ausblaseraten, zu verzeichnen. Dieser nachteilige Effekt tritt im Falle des State-of-the-Art NGV besonders hervor, da eine durch die Passagenquerschnittsänderung begünstigte Wiederanlegung an den stromauf liegenden Leckagespaltpositionen keine Wirkung zeigt. Mit Rekapitulation der Erkenntnisse der entsprechenden Filmkühlkonfigurationen aus den Ölanstrichbildern (Abb. 5.1, **Z5** & **S5**) offenbart sich hier die Existenz der beiden kühlluft-induzierten Wirbel bei allen Konfigurationen mit größerem Spaltabstand. Den Nachweis hierfür liefert einerseits die lokale Erhöhung von η im Tot-

wassergebiet, zum anderen zeichnet sich in der Trajektorie der abgelenkten Wirbel die Kühlluftsträhne auf der Seitenwand deutlich ab.
Während die bisher diskutierten Leckagespaltparameter primär aus den Auslegungs- bzw. Gestaltungsvorgaben resultieren, sind die **Einflüsse des Dichteverhältnisses DR** durch die jeweiligen Betriebsbedingungen vorgegeben und sind als Parameter nicht aktiv variierbar. Die Gegenüberstellung soll hier vielmehr die Unsicherheiten herausstellen, welche bei der Auslegung von Filmkühlkonfigurationen auf Basis der Annahme äquivalenter Dichten des Haupt- respektive des Kühlluftstroms ($DR = 1.0$) auftreten können.
Dazu stellt die Abbildung 5.6 die Ergebnisse beider Dichteverhältnisse bei geringer, mäßiger und starker Ausblasung aus einem senkrecht angeordneten Leckagespalt dar.

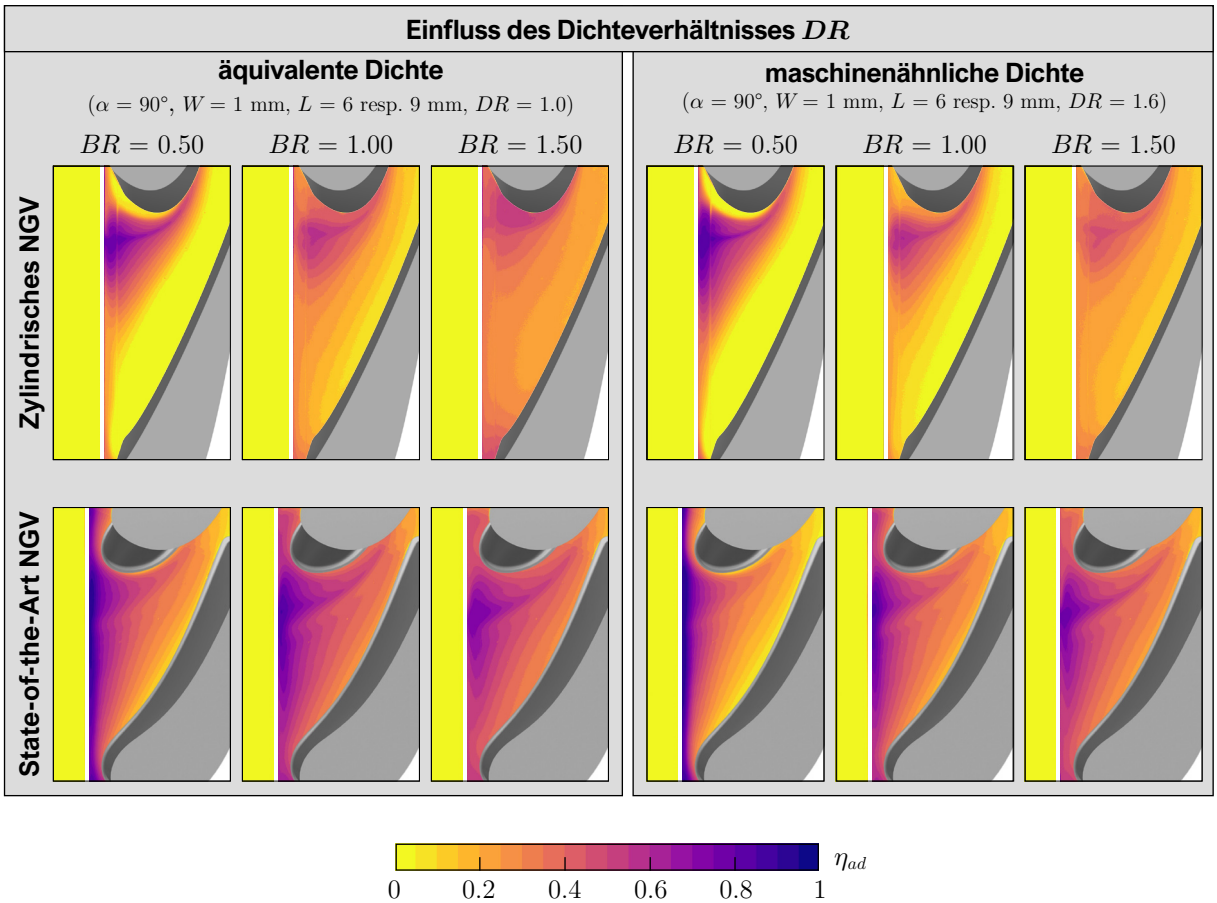


Abbildung 5.6: Einfluss des Dichteverhältnisses DR auf die Kühlfilmverteilung

Der Diskussion voranstellend soll allgemeingültig festgehalten werden, dass die Erhöhung des Dichteverhältnisses bei gleichzeitig konstant gehaltener Ausblaserate zwangsweise dazu führt, dass die Spaltaustrittsgeschwindigkeit c_c und damit der Volumenstrom verringert wird, da der Massenstrom für die jeweilige Ausblaserate konstant bleibt. Weiterhin geht diese Erhöhung mit einer Reduzierung des Kühlluftimpulses, definiert mit $\dot{I}_c = \rho_c \cdot {c_c}^2$, einher. Im Falle des State-of-the-Art NGV äußert sich dieser Sachverhalt in einer ver-

minderten Kühlluftausbreitung für alle Ausblaseraten, insbesondere im hinteren Teil der Passage. Bei geringer Ausblasung ($BR = 0.50$) lässt sich bei dem State-of-the-Art NGV eine unzureichende Kühlung des thermal kritischen Gebiets der Schaufelvorderkante erkennen. Die höhere Dichte der Kühlluft führt hingegen in allen Fällen auch auf eine lokale Erhöhung der maximalen Filmkühleffektivitäten unmittelbar hinter dem Leckagespalt im Bereich der Passagenmitte. Dies lässt sich auf die reduzierte Austrittsgeschwindigkeit und die damit verbundene, verringerte Ablöseneigung des Kühlluftfilms zurückführen. Während diese Effekte bei dem State-of-the-Art NGV einen begrenzten Einfluss aufzeigen, stellt sich bei der Betrachtung des Zylindrischen NGV eine deutliche Änderung der Filmkühlverteilung ein. Dies lässt sich mit der bereits erwähnten, stärkeren Impulsabhängigkeit des NGV-Designs erklären, insofern dass hier neben der präsenten Sekundärströmungsstrukturen auch eine ausgeprägte Druckinhomogenität über die Passagenbreite besteht. Bei mittleren und hohen Ausblaseraten wird die verringerte Überdeckung, speziell in den kritischen Seitenwandbereichen deutlich. Eine weitere Ursache hierfür, die allerdings beide NGV Designs betrifft, ist der aufgrund der reduzierten Geschwindigkeit verminderte Druck innerhalb des Kühlluftplenums. Infolgedessen wird die Ausblasung im Schaufelvorderkantenbereich, d.h. in Gebieten der Druckmaxima, verhindert und resultiert in einer inhomogenen Kühlfilmausbreitung. Auch die lokale Erhöhung der Filmkühleffektivität im Spaltaustrittsbereich zeigt sich für das Zylindrische NGV nicht, mit Ausnahme der geringen Ausblaserate ($BR = 0.50$). Vielmehr noch liefert hier das maschinenähnliche Dichteverhältnis sogar ein besseres Ergebnis. Mit Rückblick auf das seitenwandnahe Strömungsfeld bewirkt hier die aufgrund des reduzierten Impulses verminderte Ablöseneigung ein gleichmäßigeres und früheres Anlegen des Kühlluftfilms.

5.3 Filmkühlwirkung

Nach der bisherigen Ergebnisdiskussion auf primär qualitativer Basis, erfolgt in diesem Kapitel eine Gegenüberstellung ausgewählter Filmkühlkonfigurationen zur Beurteilung der Einflüsse der Leckagespaltparameter mittels einer quantitativen Bewertung hinsichtlich ihrer Filmkühlwirkung. Hierzu werden einerseits die innerhalb der Passage flächengemittelten Filmkühleffektivitäten η_{avg} bestimmt, um die protektive Wirkung der untersuchten Konfigurationen in ihrer Gesamtheit zu bewerten. Die darauffolgende Darstellung der lateral-gemittelten Filmkühleffektivitäten η_{lat} soll zudem aufzeigen, wie performant die Seitenwandkühlung im Durchlauf der Passage ist. Zum Abschluss des Kapitels erfolgt eine aggregierte Analyse der variierten Leckagespalt-Geometrieparameter anhand einer eigens definierten Bewertungsgröße.

5.3.1 Flächen-gemittelte Filmkühleffektivität

Um eine konsistente Vergleichbarkeit der Ergebnisse zu ermöglichen, muss die Mittelung der Filmkühleffektivität innerhalb eines angemessen gewählten Bereiches erfolgen. Da in dieser Dissertation auch die Einflüsse des Spaltabstandes L untersucht werden, erfolgt die Flächenmittelung innerhalb der Passage, beginnend mit der Schaufelvorderkante des jeweiligen NGV-Designs. Eine Betrachtung der gesamten RoI würde hingegen die Ergebnisse verzerren, da für die Filmkühlkonfigurationen mit kleinen Spaltabständen wiederum große Bereiche der ungekühlten Seitenwand in die Mittelung miteinbezogen würden. Eine alternative Flächenmittelung ausgehend von der Lee-Kante des Leckagespalts führt indes zu einer, in ihrer Größe alternierenden Referenzfläche. In den nachfolgenden Balkendiagrammen sind die Ergebnisse des State-of-the-Art NGV gegenüber jenen des Zylindrischen NGV in den Hintergrund versetzt dargestellt. Die über den Balken platzierten Prozentwerte entsprechen der Steigerung von η_{avg} im Falle des State-of-the-Art NGV bezogen auf das Zylindrische NGV.

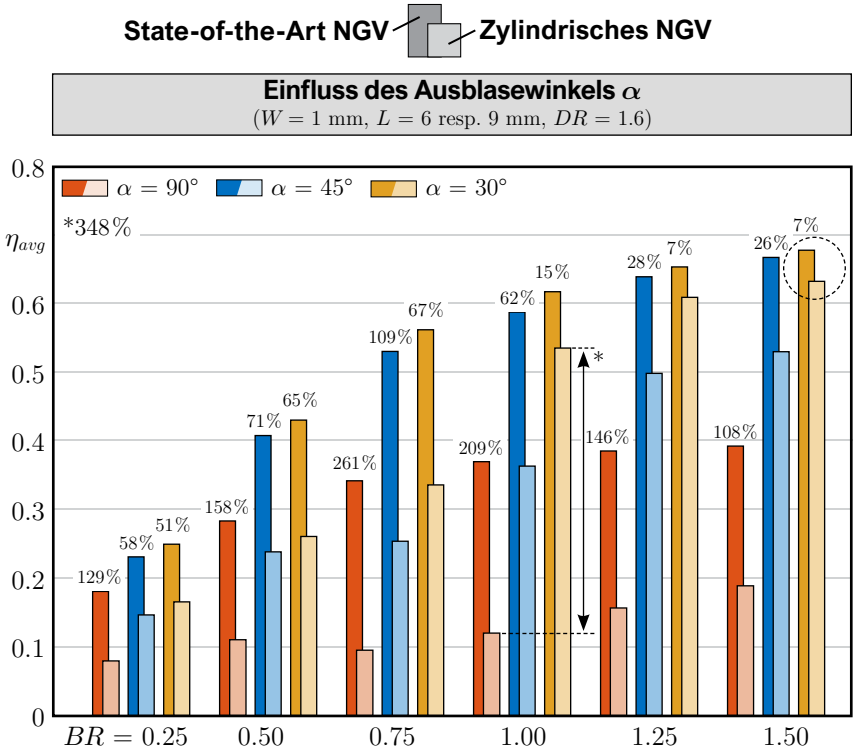


Abbildung 5.7: Einfluss des Ausblasewinkels α auf die flächen-gemittelte Filmkühleffektivität η_{avg}

Einfluss des Ausblasewinkels α In Abbildung 5.7 zeigt sich ein signifikanter Einfluss der Kühlluftausblasung unter Variation des Ausblasewinkels auch auf die Filmkühlwirkung. Beide Leitschaufelprofildesigns profitieren hierbei über alle Ausblaseraten hinweg von einer Anwinkelung des Leckagespalts. Diese Kühlleistungssteigerung zeigt sich insbe-

sondere beim Zylindrischen NGV für moderate ($BR = 0.75$ und 1.00) und hohe Ausblaseraten ($BR = 1.25$ und 1.50), indem hier eine Ausblasung mit $\alpha = 30°$ die entsprechend senkrechte Konfiguration um mehr als das Dreifache übertrifft, beispielhaft markiert für $BR = 1.00$. Die bessere Gesamtperformance liegt dabei unverändert beim State-of-the-Art NGV vor. Dennoch nähert sich die Kühlleistung des Zylindrischen NGVs mit steigender Ausblaserate und kleinstem Ausblasewinkel zunehmend an, sodass sich die Leistungslücke auf nur 7% reduziert (siehe Kreis-Markierung). Eben jene weitere Anwinkelung von 45° auf 30° bringt im Falle des Zylindrischen NGVs eine weitere, deutliche Verbesserung der Kühlwirkung, wohingegen das State-of-the-Art NGV hierbei nur eine marginale Erhöhung des flächen-gemittelten Filmkühleffektivität aufweist. Dieser Sachverhalt lässt sich auf den zuvor erwähnten positive Effekt der re-energetisierten Grenzschicht und die ebenfalls weiter oben beschriebene Hemmung der Sekundärströmungsentwicklung infolge des vermehrt in Hauptströmungsrichtung eingebrachten Kühlluftimpulses zurückführen. Die Tatsache, dass das optimierte Profildesign des State-of-the Art NGV diese Effekte bereits mit der konstruktiven Gestaltung adressiert, erklärt indes die nur mäßig ausgeprägte Kühlleistungszunahme infolge der Ausblasung unter kleinem Winkel.

Die Abbildung 5.7 ermöglicht weiterhin eine Beurteilung des **Einflusses der Ausblaserate BR**. Im Falle des State-of-the-Art NGV zeigt sich ein degressiver Verlauf von η_{avg} für die drei untersuchten Ausblasewinkel. Zudem tritt im Übergang zu den hohen Ausblaseraten, am deutlichsten für die senkrechte Ausblasung, ein asymptotisches Verhalten auf, insofern, dass die flächen-gemittelten Filmkühleffektivitäten gegen einen Grenzwert laufen. Bei dem Zylindrischen NGV sind derart kontinuierliche Verläufe nicht zu verzeichnen. Für die beiden angewinkelten Ausblasungen ist eine monotone Zunahme der flächen-gemittelten Filmkühleffektivität erkennbar, wobei diese Verbesserung von η_{avg} im Bereich von $0.5 \leq BR \leq 1.0$ gedämpft ist. Bei senkrechter Ausblasung tritt überdies eine vorübergehende Abnahme der Kühleffektivität auf. Eine Erklärung hierfür liefern die, wie bereits bei der Betrachtung der Kühlfilmverteilung in Abbildung 5.2 beobachtet, lokal auftretenden, nachteiligen Effekte, d.h. der inhomogene Kühlfilmaustritt und die erhöhte Ablöseneigung (Lift-Off Effekt).

Einfluss der Spaltweite W Entsprechend der Ergebnisdiskussion im vorangegangen Kapitel, stellt die Abbildung 5.8 den Einfluss der Spaltweite auf die flächen-gemittelte Filmkühleffektivität bei massenstrom-äquivalenten Ausblaseraten dar. Zuerst sollen die Konfigurationen mit senkrechter Ausblasung, d.h. die gefüllten Balken, betrachtet werden. Hier lässt sich für beide NGV Designs kein klares Verlaufsmuster erkennen. Im Fall des State-of-the-Art NGV bringt der breitere Leckagespalt, mit Ausnahme der kleinsten Ausblaserate, ein geringfügig besseres Ergebnis hervor. Eine Erklärung hierfür könnte hier der anfänglich zu geringe Impuls bei dem breiteren Spalt sein, um eine homogenen Kühlluftaustritt über die Teilungshöhe zu ermöglichen. Wird dieser Schwellwert dann

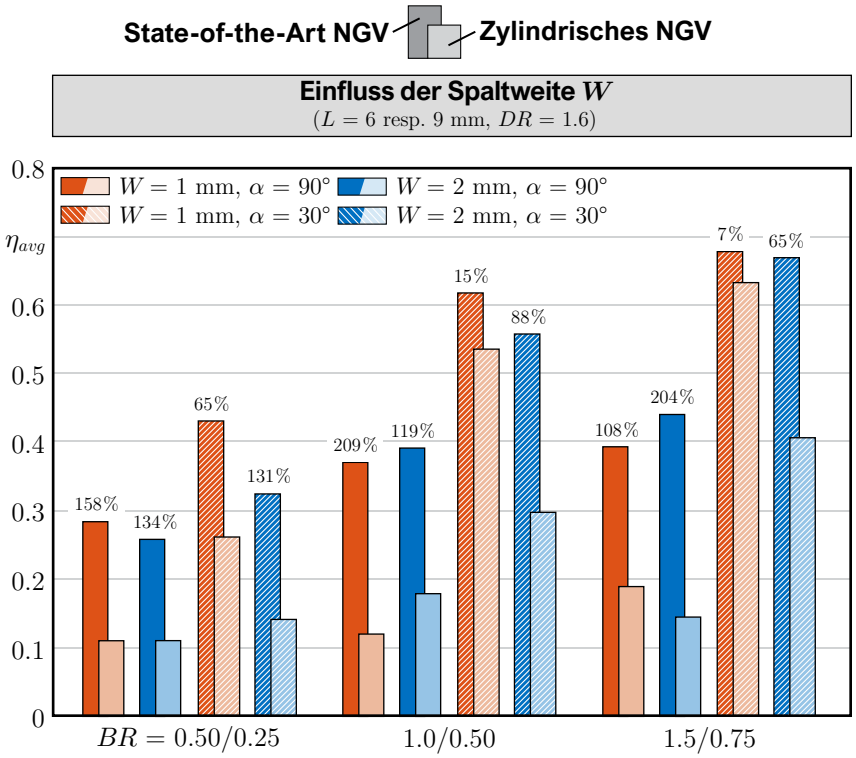


Abbildung 5.8: Einfluss der Spaltweite W auf die flächen-gemittelte Filmkühleffektivität η_{avg}

überschritten, führt wiederum der bei dem schmalen Spalt im Vergleich stärkere Impuls zu einer erhöhten Ablöseneigung und in der Folge zu einer verminderten Kühleffizienz, insbesondere im Eintrittsbereich der Passage. Bei dem Zylindrischen NGV fällt bei kleinsten Ausblaseraten für beide Spaltweiten eine identische Kühlwirkung auf. Während bei mittleren Ausblaseraten der breitere Spalt leistungsstärker ist, erzielt der schmale Spalt bei höheren Ausblaseraten ein besseres Ergebnis. Dieser Wechsel lässt sich ebenfalls auf die dem NGV Design inhärente, hohe Sensitivität des eingeblasenen Kühlluftimpulses und die damit verbundene Ablöseneigung sowie Sekundärströmungsentwicklung zurückführen. Während für den breiten Spalt bei $BR = 0.50$ Ablöseeffekte noch unterbunden sind, ermöglicht der hohe Impuls des schmalen Spalts bei $BR = 1.50$ wiederum eine Verdrängung der Ablöselinien des Hufeisenwirbels und infolgedessen eine bessere Kühlluftausbreitung innerhalb der Passage.

Ein anderes Bild zeigt sich hingegen bei der Betrachtung einer Ausblasung unter einem Winkel von 30° (schraffierte Balken). Hier zeigt sich, dass die Kühlluftausblasung mit einem höheren Impuls über alle Massenströme hinweg von Vorteil ist, für beide Leitschaufelprofile. Der hierbei auftretende positive Effekt der re-energetisierten Grenzschicht und damit einhergehend die gehemmte Sekundärströmungsausbildung zeigt sich bei dem State-of-the-Art NGV vor allem bei der kleinsten Ausblaseraten-Paarung, da hier der Im-

puls für den breiteren Spalt noch zu gering ist, um dem Druckfeld der Passage entgegen zu wirken. Wird dann die Ausblaserate erhöht, gleichen sich die Ergebnisse beider Spaltweiten an, da die zuvor beschriebenen Effekte für dieses NGV nur marginale Verbesserungen hervorbringen, wie an früherer Stelle bereits diskutiert. Das Zylindrische NGV hingegen profitiert aufgrund der stark ausgeprägten Interaktion von Kühlluft und Sekundärströmung davon signifikant, sodass der schmalere Spalt eine deutlich effizientere Kühlung der Seitenwand innerhalb der Passage aufweist.

Einfluss des Spaltabstandes L Die Ergebnisse der Filmkühlwirkung in Verbindung mit der Variation des Spaltabstandes zur Schaufelvorderkante sind in Abbildung 5.9 aufgeführt.

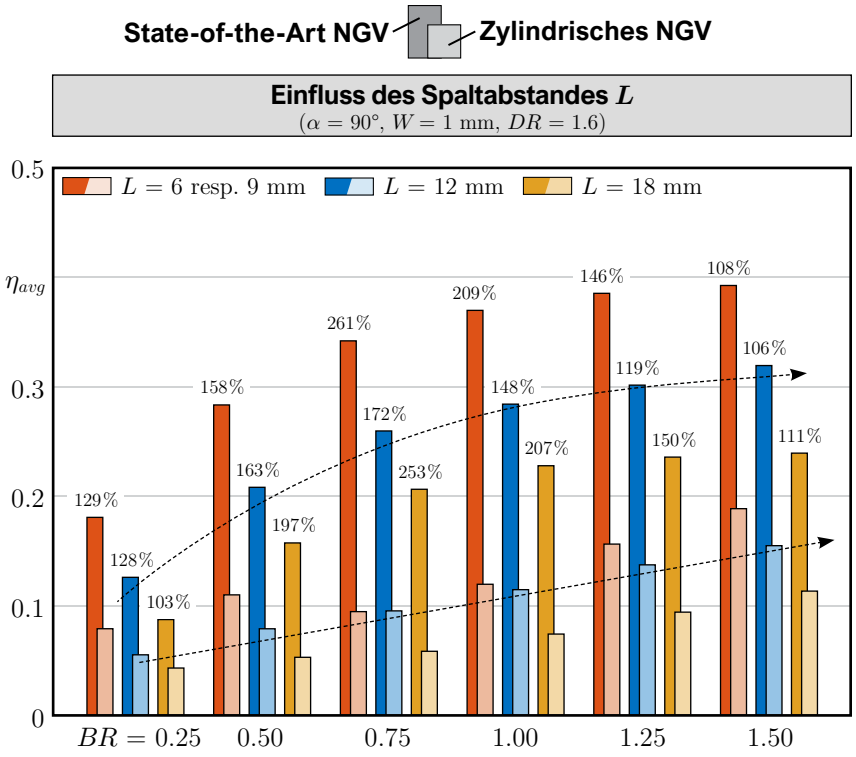


Abbildung 5.9: Einfluss des Spaltabstandes L auf die flächen-gemittelte Filmkühleffektivität η_{avg}

Wie die Ergebnisse der Kühlfilmdistribution (vgl. Kap. 5.2) bereits angedeutet haben, wird hier auch die klare Überlegenheit in der Kühlwirkung des State-of-the-Art NGV gegenüber dem Zylindrischen NGV bei senkrechter Kühlluftausblasung deutlich ($\Delta\eta_{avg,max}$ = 261%). Diese Dominanz reduziert sich jedoch mit zunehmendem Spaltabstand, sodass die optimierten Gestaltungsmerkmale ihren Einfluss auf die weiter stromauf eingeblasene Kühlluft verlieren. Bei Betrachtung des State-of-the-Art NGV führt dieser Aspekt über alle Ausblaseraten hinweg zu einem signifikantem Abfall von η_{avg} mit größer werdendem Spaltabstand. Diese starke Korrelation zeigt sich hingegen bei dem Zylindrischen NGV

nicht, da hier der geringste und der mittlere Spaltabstand bei moderater Ausblasung eine nahezu gleiche Filmkühlwirkung aufweisen. Bei geringen und hohen Ausblaseraten zeigt sich der Vorteil einer Kühlluftausblasung nahe der Schaufelvorderkante. Die Ausblasung mit großem Abstand zur Passage liefert allerdings auch hier über alle BR die schlechtesten Ergebnisse. Die Ausbildung dieser Ergebnisverläufe lässt sich auf ein komplexes Zusammenwirken der Mischungsweglänge mit dem Hauptstrom, der reduzierten Druckwirkung weiter stromauf der Passage und der Stärke des jeweilig eingebrachten Kühlluftimpuls zurückführen.

Bezogen auf den **Einfluss der Ausblaserate BR** folgt im Falle das State-of-the-Art NGV die flächen-gemittelte Filmkühleffektivität einem degressiven Verlauf für alle Spaltabstände mit steigender Ausblaserate, wohingegen das Zylindrische NGV einen eher linearen Anstieg aufweist und das auch nur für den mittleren und den größten Spaltabstand, gekennzeichnet durch die beiden Trendlinien. In Ausnahme hierzu tritt bei dem geringsten Spaltabstand ein vorübergehender, sichtbarer Abfall der Filmkühlwirkung infolge der, wie weiter oben bereits beschrieben, auftretenden Lift-Off Effekte auf.

Einfluss des Dichteverhältnisses DR Auch hinsichtlich der Filmkühlwirkung soll der Einfluss eines unangepassten Dichteverhältnisses anhand von Abbildung 5.10 noch einmal beleuchtet werden, da dies ein hohes Unsicherheitspotential hinsichtlich einer robusten Auslegung der Filmkühlkonfiguration in sich birgt.

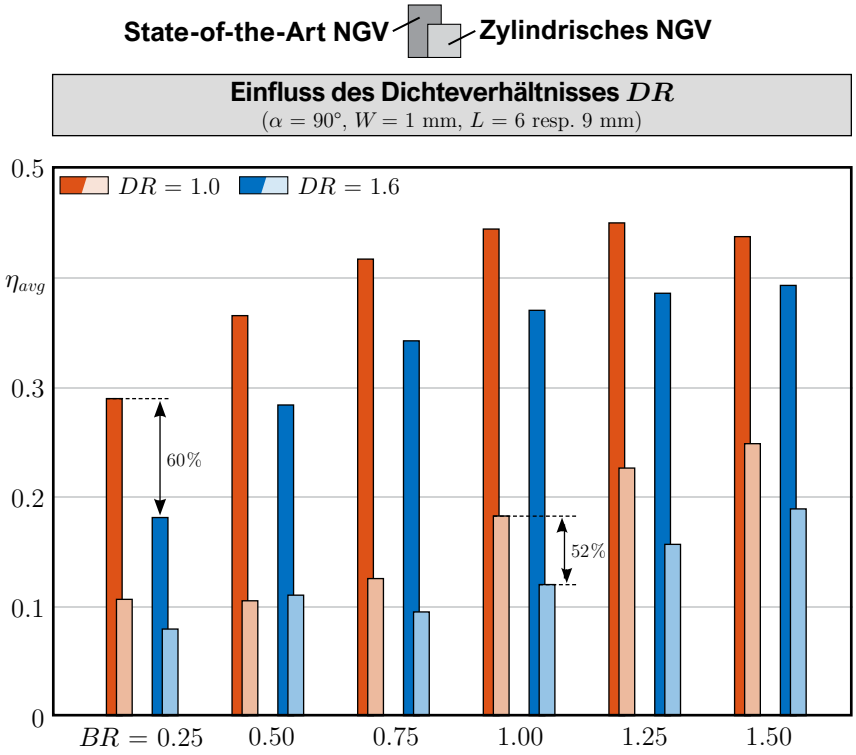


Abbildung 5.10: Einfluss des Dichteverhältnisses DR auf die flächen-gemittelte Filmkühleffektivität η_{avg}

Zudem sei erwähnt, dass die Angabe einer prozentualen Steigerung bezogen auf die NGV Designs hier insofern unzweckmäßig ist, dass einerseits diese Informationen für das maschinen-ähnliche Dichteverhältnis bereits in den vorangegangene Abbildungen enthalten sind, zum anderen ist diese Angabe für das Dichteverhältnis $DR = 1.00$ irrelevant, da diese Ergebnisse nicht die realen Zustände abbilden. Vielmehr liegt das Augenmerk hier auf der Fehlabschätzung der Kühlleistung innerhalb der Passage aufgrund eines nicht angepassten Dichteverhältnisses. In dieser Darstellung wird deutlich, dass für beide NGV Designs und über alle Ausblaseraten hinweg die Kühlwirkung bei der Verwendung von $DR = 1.00$ zum Teil deutlich überschätzt wird, wie die Kennzeichnung der jeweiligen prozentualen Maxima, bezogen auf das jeweilige Ergebnis bei $DR = 1.60$, unterstreichen soll. Die einzige Ausnahme bildet hier das Zylindrische NGV bei einer Ausblaserate von $BR = 0.50$. Mutmaßlich bewegt sich diese Konfiguration unmittelbar unterhalb des Schwellwertbereiches, indem der Kühlluftimpuls das Druckfeld der Passage überwindet. Hier wiederum legt sich das Kühlmedium mit höherer Dichte direkt hinter dem Spalt besser an, mit der Folge, dass hier eine, wenngleich auch marginal bessere Kühlung erreicht wird. Im Übrigen zeigt sich für beide Leitschaufelprofile, dass die Überschätzung der Kühlleistung bei einem äquivalenten Dichteverhältnis mit steigender Ausblaserate abnimmt, da die immer größer werdende Masse an Kühlluft den Hauptstrom schlichtweg verdrängt.

5.3.2 Lateral-gemittelte Filmkühleffektivität

Nach der Evaluation der Gesamtperformance soll hier die Kühleffizienz bezogen auf die Ausbreitung des Kühlmediums innerhalb der Passage näher beleuchtet werden. Die Beurteilung erfolgt hierbei auf der Basis einer lateralen Mittelung der lokal bestimmten Filmkühleffektivitäten über die Teilungshöhe entlang der Hauptströmungsrichtung (x-Achse), wobei die Mittelungsintervalle entsprechend der lokalen Passagenbreite gewichtet sind.

Einfluss der Ausblaserate BR Die Kurvenverläufe in Abbildung 5.11 repräsentieren die lateral-gemittelten Filmkühleffektivitäten η_{lat} exemplarisch an einer Filmkühlkonfiguration mit senkrechter Ausblasung für alle untersuchten Ausblaseraten. Hier und auch in den nachfolgenden Diagrammen sind die Ergebnisse des State-of-the-Art NGV in rot und die Ergebnisse des Zylindrischen NGV in blau dargestellt. Wie die bisherigen Erkenntnisse bereits vermuten lassen, führt eine Erhöhung der Ausblaserate generell auf eine bessere und weitreichendere Kühlwirkung innerhalb der Passage, auch aufgrund des weiter stromab verlagerten Auftreffpunktes des saugseitigen Hufeisenwirbelastes (vgl. Abb. 3.3). Dieser Leistungszuwachs nimmt beim Übergang von den mittleren zu den hohen Ausblaseraten jedoch kontinuierlich ab. Dies zeigt sich deutlich im Falle des State-of-the-Art

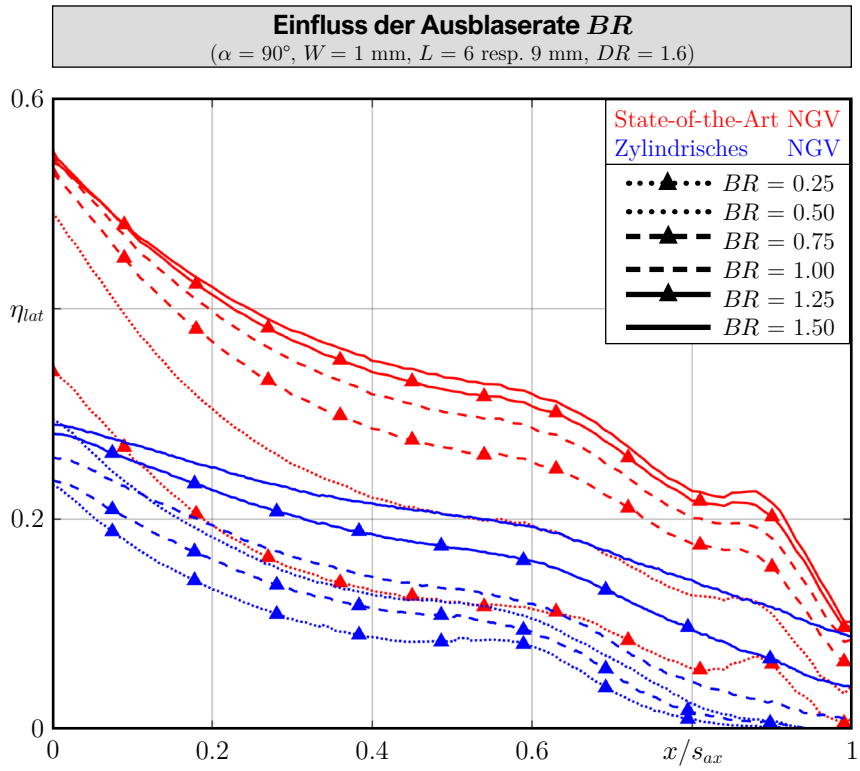


Abbildung 5.11: Einfluss der Ausblaserate BR auf die lateral-gemittelte Filmkühleffektivität η_{lat}

NGV, wo die Kurven zunehmend auf einem Niveau zusammenfallen, konsistent zu den degressiven Verläufen der zuvor betrachteten flächen-gemittelten Filmkühleffektivitäten. Es zeigt sich, dass sobald der Kühlluftimpuls stark genug ist, um einen homogenen Kühlluftaustritt zu ermöglichen ($0.5 \leq BR \leq 0.75$), eine hinreichende gute Kühlwirkung durch die optimierte NGV-Geometrie erzielt wird, da die limitierenden Faktoren wie Sekundärströmungen oder Druckinhomogenitäten eine untergeordnete Rolle spielen. Vielmehr führt der immer stärkere Kühlluftimpuls zur Ausbildung neuer Sekundärwirbelstrukturen (vgl. Abb. 5.1, **S3**), die mutmaßlich einen nachteiligen Einfluss auf die Filmkühlwirkung haben. Bei dem Zylindrischen NGV ist aufgrund der stärkeren Impulsabhängigkeit die Leistungszunahme konstant, wenngleich der Leistungsbereich kleiner ist und im Gesamtniveau deutlich unterhalb des State-of-the-Art NGV liegt. Entsprechend den Erkenntnissen aus Abbildung 5.7 zeigt sich auch hier der vorübergehende Abfall der Kühlwirkung, indem die Kurve für $BR = 0.75$ unterhalb der Kurve für $BR = 0.50$ verläuft und nahezu auf einem Niveau mit der Kurve für $BR = 1.00$ liegt. Obwohl dann beim Übergang zu den hohen Ausblaseraten zusätzliche Sekundärströmungseffekte auftreten (vgl. Abb. 5.1, **Z3**), wird hier eine weitere Leistungssteigerung ermöglicht. Eine mögliche Erklärung ist hier die intensive Durchmischung der Kühlluft mit den vorhandenen Sekundärwirbeln, wie z.B. dem Hufeisenwirbel, die das Kühlmedium in ihrer Trajektorie transportieren.

Die Kurvenverläufe an sich zeigen indes einen erwartbaren Verlauf, in der Art, dass die Filmkühleffektivität im Fortlauf der Passage abfällt. Wenngleich das Niveau bei dem State-of-the-Art NGV höher ist, zeigt sich hier eine stärkere Abnahme von η_{lat} im Vergleich zu dem Zylindrischen NGV. Dies lässt sich auf die infolge der Seitenwandkonturierung zusätzlich erhöhte Beschleunigung der Strömung in der Passage und damit verbunden auf eine lokal dünnere Grenzschicht zurückführen, die wiederum weniger Kühlfluid aufnimmt (vgl. Abb. 3.6). Zudem ist ein signifikanter Einbruch der Filmkühlwirkung im hinteren Teil der Passage bei beiden Leitschaufelprofilen zu erkennen. In beiden Fällen liegt die Ursache in der Überkrümmung und der damit einhergehenden Ablösung der Strömung im Auftreffpunkt auf die Leitschaufelsaugseite, wobei diese den bereits in Abbildung 3.3 gekennzeichneten Positionen der Auftreffpunkte entsprechen. Somit lässt sich der weiter stromab verlagerte Einbruch bei dem State-of-the-Art NGV im Vergleich zu dem Zylindrischen NGV auf die unterschiedliche Leitschaufelprofil-Charakteristik zurückführen. Diesem Einbruch schließt sich wiederum, allerdings nur bei dem State-of-the-Art NGV, ein lokaler Anstieg von η_{lat} an, gefolgt von einem weiteren, steilen Abfall der Kühleffektivität. Die Ursache hierfür unterliegt lediglich einer Vermutung, da dieser weit stromab gelegene Teil der Passage, auch aufgrund der Profilüberdeckung, messtechnisch nur schwer zugänglich ist. Mutmaßlich tritt hier infolge der in diesem Bereich vorliegende Übergang der Seitenwandkontur in einen konstanten Querschnitt eine vorübergehende Wiederanlegung der Kühlluft bzw. der mit Kühlluft vermischten Hauptströmung auf.

Einfluss des Ausblasewinkels $\boldsymbol{\alpha}$ Die Abbildung 5.12 zeigt den Einfluss des Winkels unter dem die Kühlluftausblasung erfolgt anhand einer Filmkühlkonfiguration mit moderater Ausblaserate auf. Der positive Einfluss einer angewinkelten Ausblasung zeigt sich auch bei der Filmkühlwirkung in der Passage. Auch hier bringt der Übergang von einer senkrechten auf die Ausblasung mit $\alpha = 45°$ für beide NGV Designs den größten Leistungszuwachs. Während die weitere Anstellung des Leckagespalts auf 30° bei dem Zylindrischen NGV erneut das Gesamtniveau von η_{lat} anhebt, zeigt sich im Falle des State-of-the-Art NGV nur eine marginale Verbesserung der Filmkühleffektivität. Vielmehr noch zeigt sich hier, dass die 30°-Konfiguration des Zylindrischen NGV, abgesehen von einem kleinen Teil des Passageneintrittes, sogar ein im Vergleich besseres Ergebnis hervorbringt – ein bemerkenswertes Ergebnis, da bei der Beurteilung der Filmkühlwirkung auf Basis der Flächenmittelung, das State-of-the-Art NGV besser abschneidet (vgl. Abb. 5.7). An dieser Stelle wird deutlich, dass zur Evaluation solcher Leckagespalt-Kühlkonzepte aber auch für Filmkühlkonfigurationen im Allgemeinen mehrere Bewertungsgrößen notwendig sind, um die Kühleffizienz beim Einsatz in der realen Maschine besser abschätzen zu können.

Bei der Betrachtung der Kurvenverläufe zeigt sich, dass sich der charakteristische Verlauf von η_{lat} im hinteren Teil der Passage bei dem State-of-the-Art NGV in seiner Ausprä-

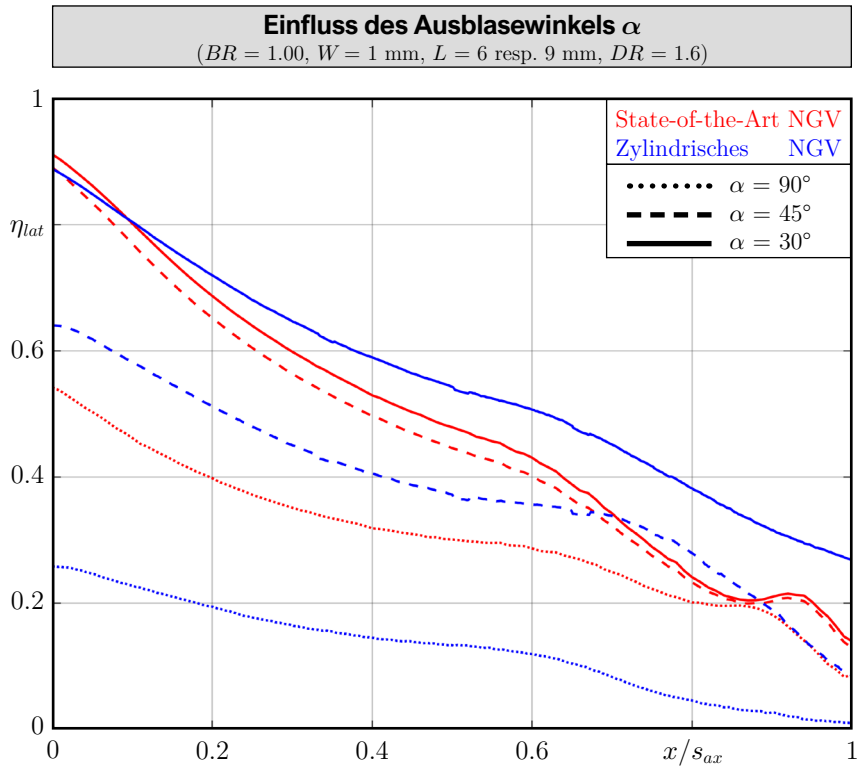


Abbildung 5.12: Einfluss des Ausblasewinkels α auf die lateral-gemittelte Filmkühleffektivität η_{lat}

gung mit zunehmender Anstellung des Ausblasewinkels verstärkt. Zudem ist zu erkennen, dass die positiven Auswirkungen auf die Kühlwirkung hier vornehmlich im vorderen Teil der Passage zum Tragen kommen. Das Zylindrische NGV erfährt hingegen eine deutliche Anhebung der Kühlleistung über die gesamte Passage hinweg. Beide Aspekte lassen sich mit der Interaktion von Kühlluft und Hauptströmung sowie den daraus entstehenden Sekundärströmungen erklären. Das Zylindrische NGV profitiert hier maßgeblich von der Unterdrückung der andernfalls stark ausgeprägten Sekundärströmungsstrukturen, wie die Diskussion in Kapitel 5.1 aufgezeigt hat. Bei dem State-of-the-Art NGV lässt sich dieses Verhalten auch auf den Verlauf der Seitenwandkontur zurückführen, da diese am Passageneintritt nach einem kurzen, ebenen Teilstück zunächst deutlich ansteigt, bevor ein eher degressiver Verlauf einsetzt. Dies ermöglicht wiederum die bessere Anlegung der Kühlluft im vorderen Bereich, wohingegen im weiteren Durchlauf der Passage die Ablöseneigung zunimmt.

Einfluss der Spaltweite *W* Anhand von Abbildung 5.13 soll verdeutlicht werden, wie eine senkrechte Ausblasung identischer Kühlluftmassenströme mit unterschiedlicher Impulsstärke die laterale Filmkühlwirkung beeinflusst. Analog zu den Ergebnissen der flächen-gemittelten Filmkühleffektivitäten, zeigt sich die gegensätzliche Auswirkung einer Spaltweitenänderung auf beide Leitschaufelprofildesigns. So führt auch hier der breitere

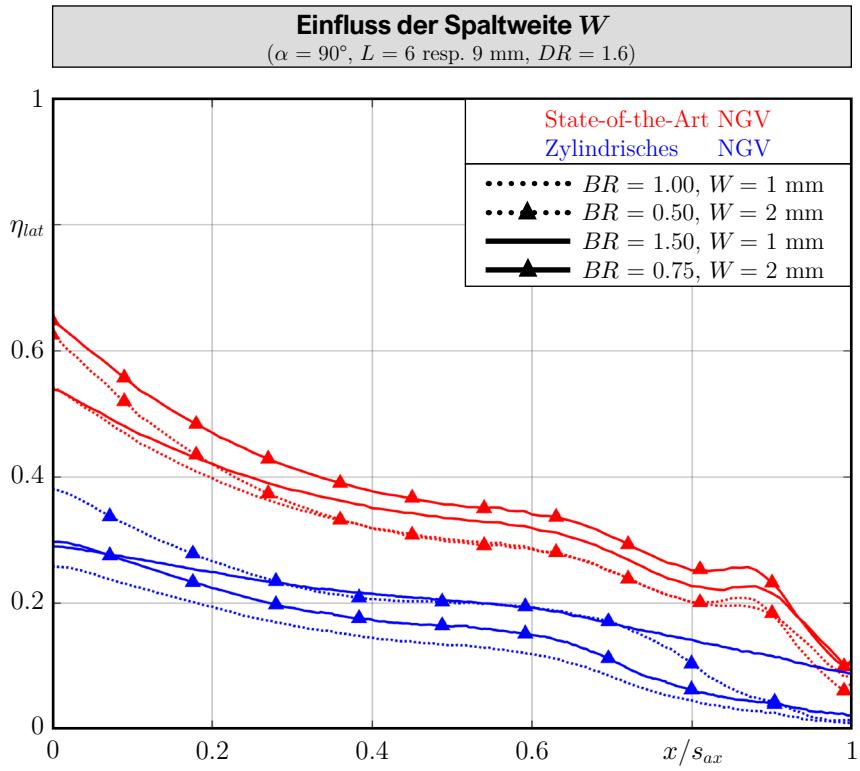


Abbildung 5.13: Einfluss der Spaltweite W auf die lateral-gemittelte Filmkühleffektivität η_{lat}

Spalt zu einem besseren Kühlergebnis im Falle des State-of-the-Art NGV. Dies zeigt sich deutlicher bei höheren Kühlluftimpulsen und vornehmlich im vorderen Teil der Passage. Die im weiteren Passagenverlauf dünner werdende Grenzschicht führt bei geringerer Impulsstärke wiederum auf einen nahezu kongruenten Verlauf von η_{lat} (vgl. $BR = 1.00/0.50$). Für das Zylindrischen NGV hingegen ist ein gegensätzliches Ergebnis der Spaltweitenvariation zu beobachten und zwar abhängig von dem eingebrachten Kühlluftimpuls-Niveau und der damit verbundenen Ablösetendenz. Dies äußert sich in der Form, dass bei der Paarung $BR = 1.0$ bzw. 0.5 der geringere Impuls des breiteren Spalts eine bessere Anlegung des Kühlluftfilms hervorbringt. Wohingegen bei höherem Impuls-Niveau, bei der die Ablösung ohnehin auftritt, der schmale Spalt ein besseres Ergebnis aufweist. Im hinteren Teil der Passagen verhindert mutmaßlich die hohe Impulsstärke bei der Ausblaserate $BR = 1.50$ das charakteristische Absacken infolge der durch die Profilumlenkung induzierten Ablösung.

Einfluss des Spaltabstandes L Dass ein nachteiliger Effekt der stromauf verlagerten Kühllufteinblasung auch hinsichtlich der lateral-gemittelten Filmkühleffektivitäten auftritt, veranschaulicht die Abbildung 5.14 am Beispiel einer senkrechten Ausblasung mit moderater Ausblaserate aus dem breiteren Spalt. Für beide NGV-Designs reduziert sich die Filmkühlwirkung in der Passage mit steigendem Spaltabstand, wenngleich das Ge-

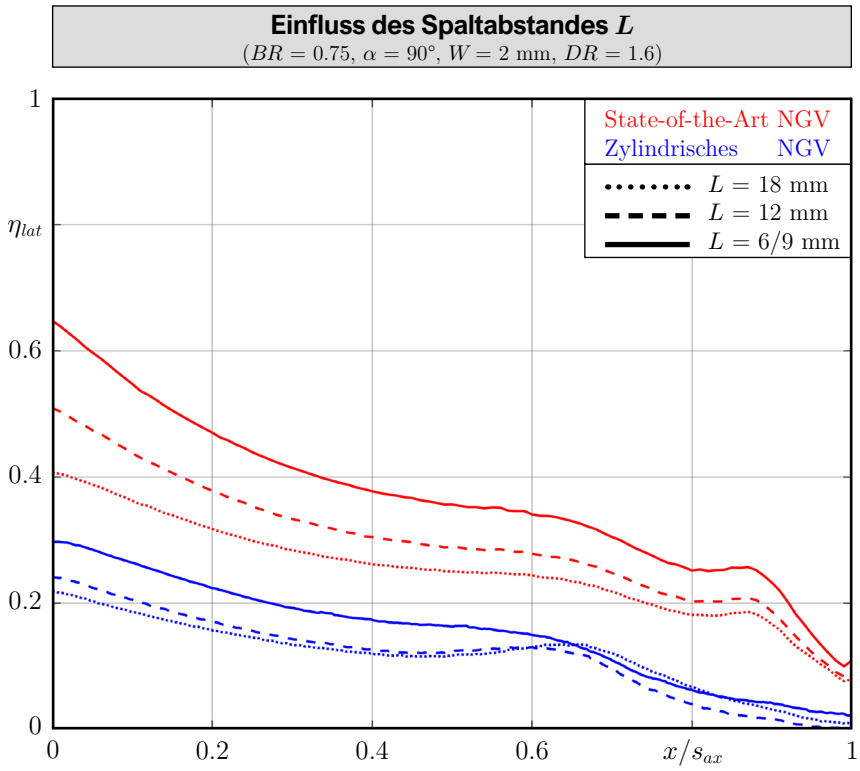


Abbildung 5.14: Einfluss des Spaltabstandes L auf die lateral-gemittelte Filmkühleffektivität η_{lat}

samtniveau von η_{lat} im Falle State-of-the-Art NGV für alle Konfiguration deutlich höher liegt. Die relativen Leistungsverluste sind hier allerdings stärker ausgeprägt, wohingegen bei dem Zylindrischen NGV der mittlere und der größte Spaltabstand eine nahezu identische Kühlleistung hervorbringen. Die hier generell auftretenden Leistungsverluste lassen sich mit der infolge der zunehmend stromauf eingeblasenen Kühlluft größeren Mischungsweglänge des Kühlmediums und der dadurch geförderten, turbulenten Ausmischung mit dem Hauptstrom erklären. Dass diese Verluste für das State-of-the-Art NGV stärker in Erscheinung treten, lässt sich der stromauf fehlenden Druckwirkung der Passage zuordnen. Aufgrund der inhärenten Querschnittsverminderung und der daraus resultierenden Beschleunigung im Eintrittsbereich der Passage wird die Wiederanlegung des Kühlluftstroms begünstigt, insbesondere in dem hier gezeigten Fall einer senkrechten Einblasung.

5.3.3 Aggregierte Analyse

Für eine aggregierte Analyse der Einflüsse der hier untersuchten Geometrieparameter wird hier der nach Gleichung 5.1 definierte Verbesserungsfaktor IF eingeführt.

$$IF = \sum_{BR} \eta_{avg,2} \Big/ \sum_{BR} \eta_{avg,1} \tag{5.1}$$

Dabei wird zunächst das arithmetische Mittel über alle Ausblaseraten für die flächengemittelten Filmkühleffektivitäten η_{avg} der jeweiligen Leckagespaltkonfiguration bestimmt. Der Faktor IF beschreibt dann die relative Änderung zwischen den entsprechenden Filmkühlkonfigurationen. Die daraus resultierende Darstellung in Abbildung 5.15 ermöglicht somit die akkumulierte Beurteilung anhand von 110 einzelnen Messdatensätzen. Dabei steht hier, in Weiterführung der bisherigen Erkenntnisse, die Möglichkeit einer Übertragbarkeit der Ergebnisse zwischen den beiden Leitschaufel-Designs im Vordergrund.

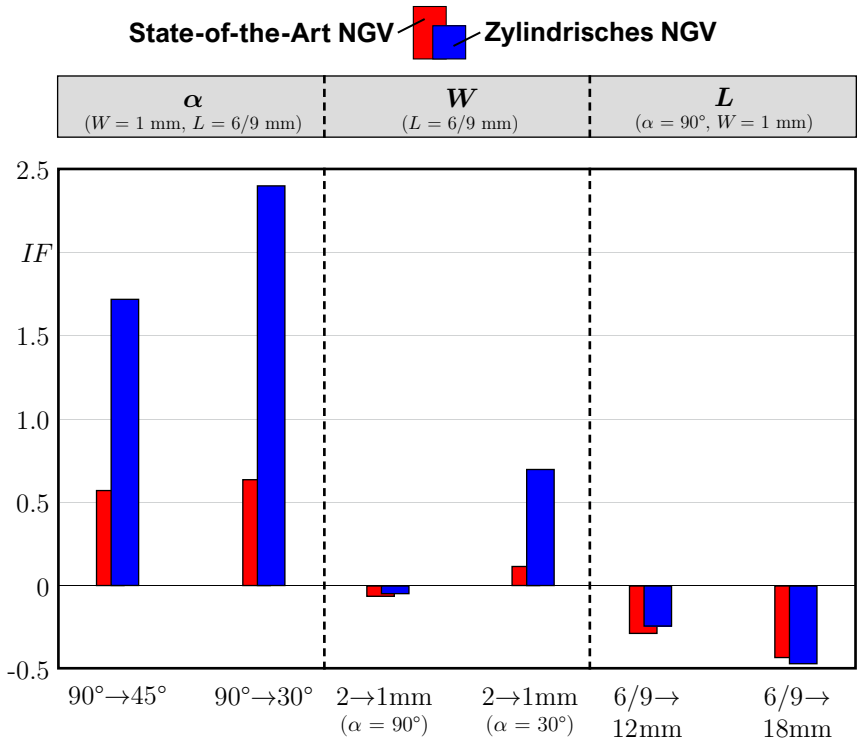


Abbildung 5.15: Gegenüberstellung anhand des Verbesserungsfaktors IF unter Berücksichtigung der variierten Leckagespalt-Geometrieparameter

Bei der Betrachtung des Einflusses des **Ausblasewinkels $\boldsymbol{\alpha}$** wird deutlich, dass sich die Ergebnisse des Zylindrischen NGVs nicht auf das State-of-the-Art NGV übertragen lassen, wenngleich sie eine ähnliche Ergebnistendenz aufzeigen. Einerseits ist der generelle Leistungszuwachs bei einer angewinkelten Ausblasung im Falle des Zylindrischen NGVs signifikant größer. Zum anderen ist zu erkennen, dass die weitere Anstellung des Leckagespalts in Hauptströmungsrichtung für das State-of-the-Art NGV nur eine marginale Verbesserung mit sich bringt, wohingegen die Kühleffizienz bei dem Zylindrischen NGV nochmal signifikant gesteigert werden kann.

Für die Gegenüberstellung der **Spaltweiten $\boldsymbol{W}$** erfolgt in konsistenter Weise die arithmetische Mittelung nur über die massenstrom-äquivalenten Ausblaseraten. Hier zeigt sich das komplexe Zusammenwirken der eingebrachten Kühlluftimpulsstärke mit den auftretenden Sekundärströmungsstrukturen und daraus resultierend die erzielte Filmkühlwir-

kung. Auch wenn hier grundsätzlich ein vergleichbarer Ergebnistrend vorliegt, bestätigt sich hier die zuvor gewonnene Erkenntnis, dass in Präsenz starker Sekundärströmungen die Ausblasung unter Winkel und mit einem hohen Kühlluftimpuls deutlich effektiver ist. Demnach ist der Kühlleistungs-Zugewinn im Falle des Zylindrischen NGV für $\alpha = 30°$ erheblich höher.
Lediglich der Einfluss des **Spaltabstandes $\boldsymbol{L}$** weist für beide NGV-Designs eine ähnliche Entwicklung auf, da die Filmkühleffektivität in der Passage mit zunehmendem Spaltabstand in ähnlichem Maße abfällt. Dieses Ergebnis entspricht den Erwartungen, in der Art, dass eine Kühllufteinblasung in hinreichend großem Abstand zur Leitschaufelpassage wiederum von der Profil-Charakteristik des NGVs nicht oder nur in geringem Maße beeinflusst wird.

5.4 Strömungsfeld im Leitschaufelnachlauf

In Ergänzung zu den bisherigen Ergebnissen auf Basis der Filmkühleffektivität beschäftigt sich dieses abschließende Kapitel mit den Einflüssen der untersuchten Leckagespaltparameter auf die Aerodynamik, konkretisiert in einer qualitativen Betrachtung der auftretenden Totaldruckverluste im Nachlauf des jeweiligen Leitschaufelprofils.
Vorbereitend auf die Ergebnisdiskussion soll anhand von Abbildung 5.16 das Messfeld, dessen Auflösung und das Darstellungsschema der Fünflochsondenmessungen näher erläutert werden. Das Messfeld liegt, wie in Kapitel 3.2 bereits beschrieben, in der für beide NGVs im Abstand $1.35 \cdot s_{ax}$ konstant gehaltenen Austrittsebene (y,z-Ebene). Die horizontale Ausdehnung wurde hierbei auf die halbe Schaufelhöhe beschränkt, da jeweils nur eine Seitenwand mit der Leckagespaltkühlung ausgeführt ist und in dieser Arbeit der Fokus auf den Einflüssen infolge der Kühlluftausblasung liegt. Aufgrund der geometrischen Abmessungen der Sonde, kann das Strömungsfeld in unmittelbarer Nähe der Seitenwand $\left({}^{z}\!/h_{te} > 0.46\right)$ nicht vermessen werden. Die Auflösung der Messpunkte ist hier in zwei Schrittweiten unterteilt. Während der Abstand der einzelnen Messpunkte im Bereich der Kanalmitte bei $0.03 \cdot {}^{z}\!/h_{te}$ beträgt, wurde dieser im seitenwandnahen Bereich $\left({}^{z}\!/h_{te} \geq 0.18\right)$ halbiert um die Auflösung lokal auftretender Strömungsphänomene zu verbessern. In vertikaler y-Richtung erstreckt sich das Messfeld über das 1.1-fache der jeweiligen Teilung t, wobei hier die Lage derart festgelegt wurde, sodass der Nachlauf der oberen, in der RoI befindlichen Leitschaufel (NGV +1) zentriert im Messbereich liegt.
Hinsichtlich der Messfeldauflösung wurde hier eine konstante Schrittweite von $0.02 \cdot {}^{y}\!/t$ gewählt. Dabei sei an dieser Stelle erwähnt, dass die Messfeld-Dimensionen sowie die verwendeten Messpunkt-Schrittweiten in einem iterativen Prozess bei Voruntersuchungen festgelegt wurden. Das hier gezeigte Darstellungsschema repräsentiert letztendlich die Veranschaulichung der nachfolgenden Ergebnisse anhand einer exemplarischen To-

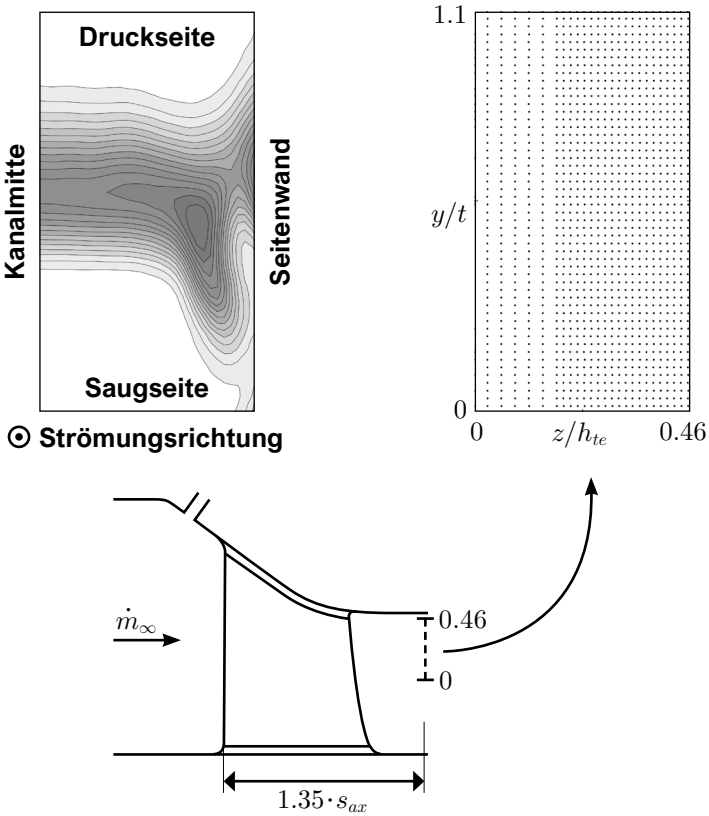


Abbildung 5.16: Messfeldauflösung und Darstellungsschema der Austrittsmessung

taldruckverlustverteilung. Die hier zunächst in Graustufen abgetragenen Konturebenen entsprechen dabei dem lokalen, entdimensionierten Verlustkoeffizienten ζ, welcher nach Gleichung 5.2 definiert ist als:

$$\zeta = \frac{p_{t,in} - p_{t,out}}{p_{t,in}} \tag{5.2}$$

Die Betrachtungsweise erfolgt hierbei entgegen der Hauptströmungsrichtung. Infolgedessen wird die Messebene durch die Kanalmitte auf der linken und der Seitenwand auf der rechten Seite begrenzt. Die Lage der Druck- respektive der Saugseite ergibt sich entsprechend.

Die Gesamtübersicht in Abbildung 5.17 soll die Einflüsse eines eingebrachten Kühlluftimpulses auf die Totaldruckverlustverteilung im Abströmbereich der Schaufel verdeutlichen. Hierzu werden repräsentative, entsprechend den in Abbildung 5.1 bereits gezeigten und bezeichneten Filmkühlkonfigurationen beider NGV Designs in Verbindung mit dem jeweils korrespondierenden *Base Case* gegenübergestellt. Die in Form von projizierten Vektoren dargestellten Sekundärströmungen sind hierbei auf den Strömungsvektor des ungestörten Freistroms referenziert. Zudem sind die markant auftretenden Wirbelstrukturen gekennzeichnet.

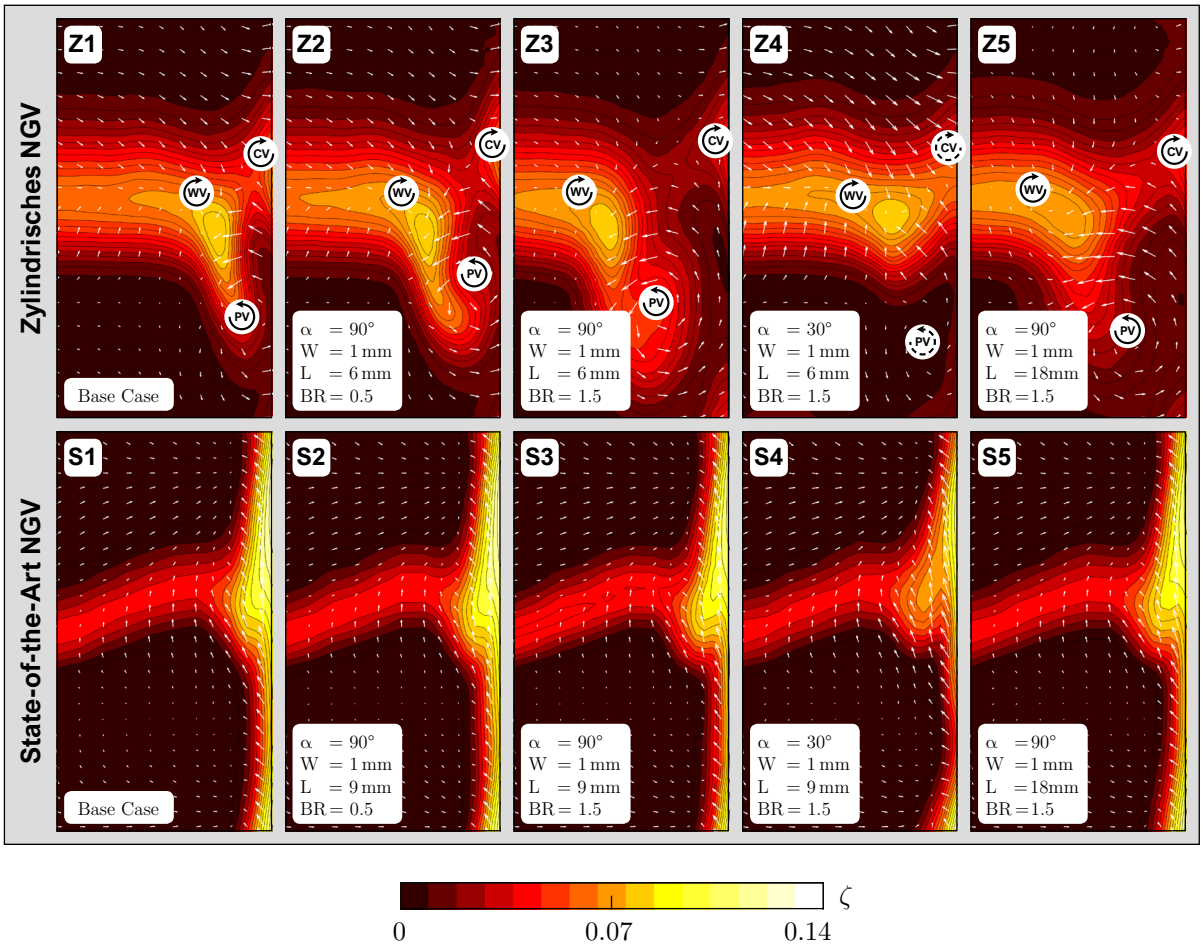


Abbildung 5.17: Gegenüberstellung der Totaldruckverluste ζ im Schaufelnachlaufbereich

Bezugnehmend auf generelle Aspekte der Verteilung der Druckverluste im Bereich der mittleren Schaufelhöhe wird diese für beide NGV-Designs von der Nachlaufströmung des jeweiligen Schaufelprofils dominiert, die durch die Ablösung der druck- respektive saugseitigen Grenzschicht an der Profilhinterkante entsteht. Im Vergleich der beiden sogenannten Nachlaufdellen zeigt sich die Auswirkung der Design-Optimierungen, hier insbesondere an der Hinterkantengeometrie des State-of-the-Art NGV. Denn im Gegensatz zu dem Zylindrischen NGV ist in diesem Fall die Nachlaufkontur gegenüber dem Freistrom schärfer abgegrenzt und in Richtung der Teilungshöhe (y-Richtung) deutlich geringer ausgeprägt, obwohl die Hinterkantenprofilkonturen vergleichbar sind. Eine Begründung für die dennoch komprimiertere Nachlaufkontur liefert die im Vergleich höhere Beschleunigung und infolgedessen dünnere Grenzschicht auf den Schaufeloberflächen. Der zur Seitenwand hin nach oben geneigte Verlauf resultiert dabei aus der dreidimensionalen Verwindung des Schaufelprofils (vgl. Abb. 3.4). Im horizontalen Verlauf in Richtung der Seitenwand lässt sich indes für beide NGV Designs die Präsenz von Sekundärströmungen feststellen. In diesem Bereich sind die Verluste signifikant erhöht.

Der Base Case des Zylindrischen NGV (**Z1**) bringt hierbei eine für hochbelastete Turbinen-Leitschaufeln typische Verlustverteilung hervor, welche maßgeblich auf der Interaktion des Passagenwirbels (PV), des Wandwirbels (WV) und des Eckwirbels (CV) zurückzuführen ist (Abb. 5.18). Dabei transportiert der entgegen dem Uhrzeigersinn drehende Passagenwirbel „verlust-armes“ Fluid von der Seitenwand weg in Richtung der Nachlaufdelle und verursacht dadurch ein örtliche Einschnürung der Nachlaufströmung. An der Schnittstelle des Passagenwirbels mit dem entgegengesetzt drehenden Wandwirbel bildet sich lokal ein Verlustmaximum aus. Ein weiteres Verlustmaximum lässt sich in unmittelbarer Seitenwandnähe verorten und dem hier präsenten Eckwirbel zuordnen, wenngleich die räumliche Restriktion der Sonde die umfängliche Auflösung dieser Verluststruktur nicht ermöglicht. Die sich hier als „knochenförmig“ beschreibbare, charakteristische Verlustverteilung ist hierbei konsistent zu den Ergebnissen der Untersuchungen im Rahmen der Profilauslegung an einem linearisierten NASA E^3-Leitschaufelprofil von Kopper et al. [32].

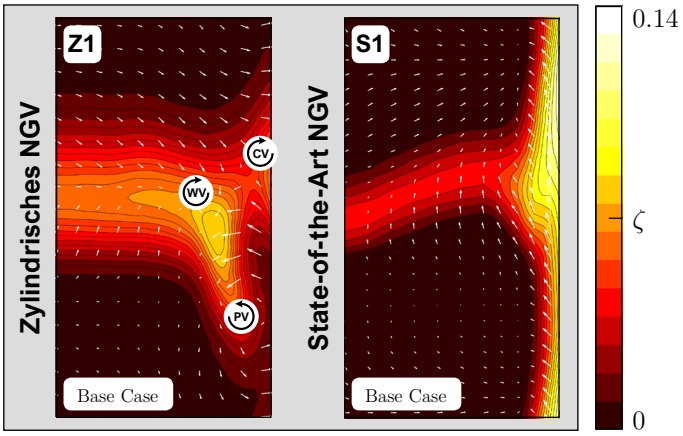


Abbildung 5.18: Gegenüberstellung der Base Cases

Der Fall des ungekühlten State-of-the-Art NGV (**S1**) unterscheidet sich hingegen wesentlich in Bezug auf die sekundärströmungs-induzierten Verluste. Einerseits verlagern und verdichten sich hier die auftretenden Druckverluste in unmittelbarer Nähe zur Seitenwand. Zum anderen lassen sich charakteristische Sekundärwirbelstrukturen nicht eindeutig identifizieren – sofern sie überhaupt vorhanden sind (vgl. hierzu Abb. 5.1). Auffällig ist hierbei, dass sich der Bereich hoher Verluste über die gesamte Teilungshöhe erstreckt. Die limitierte Messzugänglichkeit infolge der Sondenabmessungen lässt an dieser Stelle jedoch eine eingehendere Betrachtung dieser Bereiche nicht zu. Dennoch lässt sich dieses Ergebnis auf die inhärenten Gestaltungsmerkmale, allen voran auf die Seitenwandkonturierung, zurückführen. Wie bereits bekannt, wird infolge der zusätzlichen Beschleunigung hier die Sekundärströmungsentwicklung gehemmt und gleichzeitig die entstehenden Strukturen dicht an die Seitenwand gedrängt. Im hinteren Teil der Passage, im Bereich in dem die Seitenwandkontur einen degressiven Verlauf beschreibt, erhöht sich hingegen die Seiten-

wandgrenzschichtdicke infolge der auftretenden, lokalen Teilablösung von der Kontur.
Wie die bisherige Ergebnisdiskussion vermuten lässt, zeigen sich in Bezug auf das hier gezeigte Strömungsfeld für das Zylindrische NGV deutliche Auswirkungen infolge der Kühlluftausblasung (Abb. 5.19). Während die Verlustverteilung im Bereich der Kanalmitte nur marginal beeinflusst wird, erfährt der Bereich sekundärströmungs-induzierter Verluste nahe der Seitenwand eine signifikante Umgestaltung.

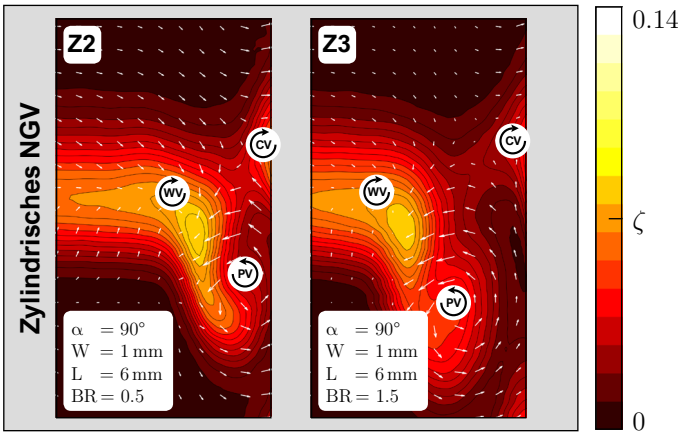


Abbildung 5.19: Filmkühlkonfigurationen **Z2** & **Z3** des Zylindrischen NGV

Bei einem senkrecht eingeblasenen Kühlluftstrom wird der Passagenwirbel und infolgedessen auch der Wandwirbel mit steigender Ausblaserate zunehmend von der Seitenwand weg in Richtung der Kanalmitte gedrückt (**Z2** & **Z3**). Gleichzeitig führt die Kühlluft dem Hufeisenwirbel Energie zu, wodurch sich die Wirbelintensität und -größe des Passagenwirbels erhöht. Bei dem hohen Kühlluftimpuls führt dies sogar zu einer nahezu vollständigen Trennung der Nachlaufverluststruktur von den seitenwandnahen Verlusten. Die Erklärung für die zuvor genannten Erkenntnisse liefert hier die starke Einwirkung des senkrecht eingebrachten Kühlluftimpulses stromab des Entstehungsbereichs des Hufeisenwirbels. Einerseits erfährt der Wirbel aufgrund der Impulsrichtung der Kühlluft eine verstärkte Ablenkung in Richtung der Kanalmitte. Zum anderen wirkt jener Impuls tangential in Richtung der Aufrollbewegung des Hufeisenwirbels an der Schaufelvorderkante. Infolgedessen erhöht sich die Wirbelintensität und die Wirbelskala nimmt aufgrund der durch das Kühlmedium zusätzlich mitgeführten Masse zu. Mutmaßlich liegt hier eine weitere Beeinflussung des Strömungsfeldes infolge des auftretenden kühlluft-induzierten Wirbels (A) vor, die jedoch nicht zuverlässig gekennzeichnet werden kann.
Ein völlig gegensätzliches Bild zeichnet sich bei der Ausblasung mit einem angewinkelten Leckagespalt (**Z4** in Abb. 5.20, links). Bei Rekapitulation der Ergebnisse des seitenwandnahen Strömungsfeldes (Abb. 5.1) wird nachvollziehbar, dass die stark gehemmte Ausbildung des Hufeisenwirbels durch den unter Winkel eingebrachten Kühlluftimpuls die Entwicklung des Passagenwirbels deutlich schwächt. Die oben beschriebene, charak-

teristische Verlustkontur verschwindet hier nahezu gänzlich, sodass sich auch die Präsenz des Eckwirbels nicht manifestiert. Einzig der Wandwirbel, welcher nur noch in geringem Maße mit dem Passagenwirbel interagiert, bringt ein lokales Verlustzentrum hervor.

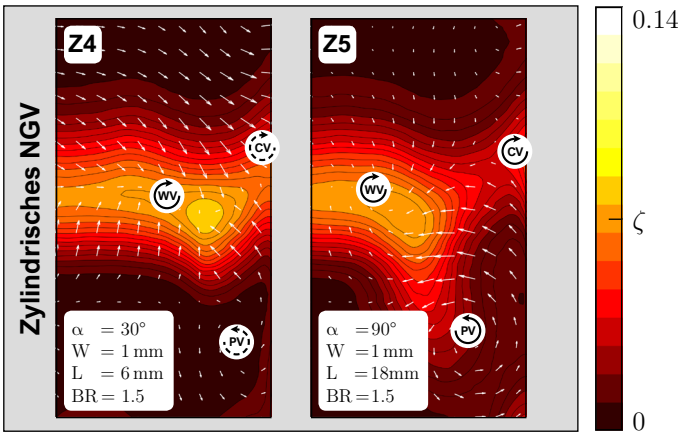


Abbildung 5.20: Filmkühlkonfigurationen **Z4** & **Z5** des Zylindrischen NGV

Die senkrechte Kühlluftausblasung weiter stromauf der Passage (Abb. 5.20, rechts) mit einem entsprechend hohem Impuls (**Z5**) bewirkt indes eine stärkere Diffusion der Kühlluft mit dem Hauptstrom. Dies zeigt sich in der unschärferen Ausbildung der knochenförmigen Verlustkontur bei einem gleichzeitig erhöhten Gesamtniveau der auftretenden Verluste, allerdings mit reduzierten Verlustmaxima. Mit Blick auf das korrespondierende Ölanstrichbild lässt sich vermuten, dass die deutlich verstärkte Ausbildung von Sekundärströmungen hierfür verantwortlich ist. Zum einen wird hier die Kühlluft unmittelbar im Bereich des Sattelpunktes und somit im Ursprung der Hufeisenwirbelentwicklung eingeblasen. Zum anderen treten bei dieser Filmkühlkonfiguration die beiden kühlluft-induzierten Wirbel auf, die wiederum mit den passagen-inhärenten Wirbelstrukturen interagieren.
Stellt man die obigen Erkenntnisse den Ergebnissen des State-of-the-Art NGV (**S2** - **S5**) gegenüber, wird ersichtlich, dass das Strömungsfeld infolge der Kühllufteinblasung nur in deutlich geringerem Maße beeinflusst wird (Abb. 5.21). So lässt sich bei der senkrechten Ausblasung mit geringem Impuls (**S2**) kein nennenswerter Unterschied zu dem *Base Case* feststellen. Lediglich der Verlauf der Nachlaufdelle weist beim Übergang zu dem mit hohen Verlusten geprägten Seitenwandbereich eine leichte Überkrümmung auf – ein Effekt der mutmaßlich mit dem Einwirken des eingebrachten Kühlluftstroms auf die saugseitige Profilgrenzschicht zusammenhängt.
Wird die Ausblaserate erhöht (**S3**) tritt neben der Überkrümmung eine leichte Aufweitung des lokalen Verlustzentrums im Bereich der Saugseite hin zur Kanalmitte auf. Die auffälligste Veränderung der Verlustkontur zeigt sich bei der angewinkelten Ausblasung (**S4**), da hier die lokalen Verlustmaxima reduziert, jedoch vergleichsweise deutlich in Richtung der Kanalmitte verlagert sind. Überdies ist ein leichter Effekt der oben beschriebenen Ein-

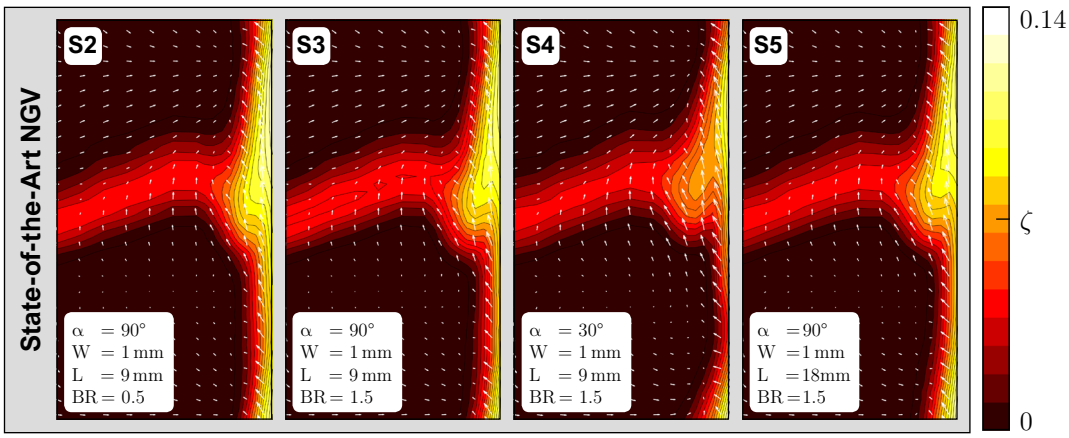


Abbildung 5.21: Filmkühlkonfigurationen **S2** - **S5** des State-of-the-Art NGV

schnürung erkennbar. Die stromauf verschobene Kühlluftausblasung (**S5**) hingegen weist ein vergleichbares Ergebnis zu der Einblasung in unmittelbarer Nähe der Schaufelvorderkante (vgl. **S3**) auf. Die Auswirkungen sind hier etwas geringer ausgeprägt, was sich mit dem längeren Mischungsweg und damit dem beim Erreichen des Passageneintrittes reduzierten Impulsverlust erklären lässt. Insgesamt gestaltet sich im Falle des State-of-the-Art NGV eine tiefergehende, phänomenologische Beschreibung schwierig, da einerseits die Effekte, wie durch die optimierte Auslegung gewünscht, deutlich geringer ausgeprägt sind. Andererseits ist anzunehmen, dass die Strömungsphänomene kleinskaliger sind und vornehmlich in unmittelbarer Nähe der Seitenwand auftreten und somit mit dem in dieser Arbeit verwendeten Messaufbau nicht weiter zugänglich sind.

6 Zusammenfassung und Ausblick

Die ambitionierten Ziele der deutschen und auch europäischen Klimapolitik geht mit hohen Anforderungen an die Energieforschung in der Weiterentwicklung effizienter und gleichzeitig flexibler Energieumwandlungssysteme einher. Die Weiterentwicklung der Gasturbine in Verbindung mit KWK-Konzepten und der angestrebten Steigerung der Brennstoffausnutzungsrate stehen dabei im Fokus der Energieforschung, da diese aufgrund ihrer hohen Leistungsdichte und relativ flexiblen Fahrweise die im Zuge der Energiewende sukzessiv zunehmende Volatilität der Energieerzeugung kompensieren kann. Sie spielt somit nach wie vor eine wichtige Rolle in dem zukünftigen System der Energieumwandlung. Das größte Optimierungspotential der Gasturbine bietet die effiziente Gestaltung der in der Turbine notwendigen Kühlluftversorgung, da diese bezogen auf den thermodynamischen Prozess einen signifikanten Malus bezüglich des Wirkungsgrades der gesamten Maschine hervorbringt. In diesem Kontext beschäftigt sich das Teilforschungsgebiet der Filmkühlung seit mehreren Jahren mit der Verwendung konstruktiv bedingt vorhandener Leckagespalte zur aktiven Kühlung von beispielsweise Turbinenseitenwänden. Dabei sind in der Literatur eine Vielzahl von Untersuchungen unterschiedlichster Kühlkonfigurationen bei verschiedenen Strömungsbedingungen zu finden. Die hieraus gewonnenen, teils auch konträren Erkenntnisse bilden keine Basis für die Auslegung solcher Kühlkonzepte.
An dieser Stelle greift die in dieser Dissertation vorgestellte Untersuchung an. Die hier durchgeführte, umfangreiche Parameteranalyse einer solchen Leckagespaltkühlung verfolgt den Ansatz, die Einflüsse verschiedener Gestaltungsparameter besser zu verstehen. Als Resultat soll die vorliegende Studie eine erste Erkenntnisbasis für die Formulierung von Gestaltungsprinzipien bei der Auslegung solcher Kühltechniken bilden. Forschungsgegenstand ist dabei der sogenannte Purge Slot, der die Hochdruckturbine von der Brennkammer trennt und damit zur Kühlung thermisch höchst-belasteter Bauteile verwendet werden kann. In der konkreten Umsetzung wurde hier die Anwendbarkeit der Leckageluft zur Kühlung der Seitenwand einer linearisierten, ersten Leitschaufelreihe experimentell untersucht. Alle Experimente wurden unter Einhaltung maschinenähnlicher Mach- und Reynolds-Zahlen am High-Speed Kaskadenprüfstand des Lehrstuhls für Strömungsmechanik und Strömungsmaschinen der Technischen Universität Kaiserslautern durchgeführt. Die vorab definierten, sowohl geometrischen als auch injektions-bezogenen Leckagespaltparameter wurden dabei entsprechend variiert und für zwei, im Auslegungskonzept und in der Profil-Charakteristik stark voneinander abweichenden Leitschaufelprofildesigns (NGV) in einem modular gestalteten Messmodul der jeweiligen Testkaskade unter identischen Betriebs- und Messbedingungen untersucht. Während die Auslegung des Zylindrischen NGV in die 1980er Jahre zurückführt, ist das State-of-the-Art NGV von neuartigen, optimierten Gestaltungsmerkmale wie z.B. einer Seitenwandkonturierung gekennzeichnet.

Die damit ermöglichte Ergebnisgegenüberstellung soll hier in einem weiteren Schritt eine potentielle Übertragbarkeit der Erkenntnisse und damit einhergehend etwaige Ergebniskorrelationen aufzeigen. Für die verschiedenen Leckagespaltkühlkonfigurationen wurde mittels der Pressure Sensitive Paint Messtechnik die adiabate Filmkühleffektivität auf der Seitenwand im Bereich der Leitschaufelpassage bestimmt. Darüber hinaus wurden Ölanstrichbilder in der RoI und Fünflochsondenmessungen im Passagenaustritt durchgeführt, um die Parametereinflüsse der Kühlluftausblasung auch auf die Aerodynamik aufzuzeigen und gleichzeitig ein besseres Verständnis der komplexen Interaktion von Kühlluft und Hauptströmung zu erlangen.
In diesem Zusammenhang startet die Ergebnisdiskussion mit der Gegenüberstellung der Ölanstrichbilder verschiedener Filmkühlkonfigurationen. Hierbei zeigt sich bereits eine erste deutliche Gegensätzlichkeit der beiden NGVs. Für das Zylindrische NGV wird die Sekundärströmungsentwicklung durch den eingebrachten Kühlluftimpuls ungeachtet der jeweils betrachteten Spaltkonfiguration moderiert. Das daraus resultierende, seitenwandnahe Strömungsfeld ist dabei von charakteristischen Sekundärwirbelstrukturen geprägt, die in ihrer Lage und Präsenz von der ausgeblasenen Kühlluft signifikant beeinflusst werden. Zudem können für bestimmte Spaltkonfigurationen neue kühlluft-induzierte Wirbelstrukturen identifiziert werden. Diese starke Interaktion von Kühlluft und der seitenwandnahen Hauptströmung manifestiert lediglich im Falle des Zylindrischen NGV. Das State-of-the-Art NGV weist zwar ebenfalls die Präsenz neuer kühlluft-induzierter Wirbel auf, ansonsten bleibt die inhärente Passagenströmung durch die Einbringung der Kühlluft hier nahezu unbeeinflusst. Die Ausprägung dominanter Sekundärströmungsstrukturen fällt für dieses NGV ohnehin deutlich schwächer aus, was wiederum auf die optimierte Auslegung zurückzuführen ist.
Mit diesen Erkenntnissen geht die Diskussion über in die Bewertung der auftretenden Filmkühleffektivitäten. In die Thematik einsteigend, erfolgt die qualitative Beurteilung der Kühlfilmverteilung auf der Seitenwand. Um zudem die Filmkühlwirkung auf quantitativer Ebene zu evaluieren, wurden die Filmkühleffektivitäten innerhalb der jeweiligen Schaufelpassage sowohl flächen- als auch über die Teilungshöhe lateral-gemittelt. Die wichtigsten Erkenntnisse bezüglich der Einflüsse der untersuchten Parameter auf die Filmkühlwirkung können dabei wie folgt zusammengefasst werden:

- **Einfluss der Ausblaserate BR**
  Die Steigerung der Ausblaserate geht grundsätzlich mit einer verbesserten Kühlfilmausbreitung und infolgedessen auch höheren Filmkühleffektivitäten einher. Bei einer senkrechten Kühlluftausblasung sollte für das Zylindrische NGV der Bereich mittlerer Ausblaseraten vermieden werden, weil der Lift-Off Effekt hier die Filmkühlwirkung sogar verschlechtert. Dieser Effekt tritt beim dem State-of-the-Art NGV so

nicht auf, wobei sich hier zeigt, dass die Ausblaserate und die Filmkühleffektivität eine eher degressive Proportionalität aufweisen. Ist der Kühlluftimpuls ausreichend hoch, wird hier eine hinreichende Kühlung der thermisch hochbelasteten Bereiche, wie z.B. die Schaufelvorderkante, erreicht.

- **Einfluss des Ausblasewinkels α**
  Die Kühlluftausblasung durch einen in Strömungsrichtung angewinkelten Leckagespalt ermöglicht generell eine signifikante Steigerung der Filmkühlwirkung. Dies lässt sich mit der,infolge der re-energetisierten Grenzschicht verminderten Sekundärströmungsausbildung erklären. Dabei zeigen sich dann auch die Unterschiede der beiden NGV-Designs. Während die Effizienzsteigerung für das Zylindrische NGV insgesamt deutlich stärker ist und durch eine weitere Anwinklung abermals verbessert werden kann, ist diese bei dem State-of-the-Art NGV, in Konsequenz der ohnehin reduzierten Sekundärströmungen, nur mäßig ausgeprägt. So zeigt sich, dass sich die erreichbare Filmkühlwirkung beider NGVs bei angewinkelter Ausblasung mit hohem Impuls zunehmend angleicht.

- **Einfluss der Spaltweite W**
  Eine Beurteilung einer Veränderung der Spaltweite auf Basis massenstrom-äquivalenter Ausblaseraten zeigt auf, dass ein starker Zusammenhang zwischen der Kühlluftmpulsstärke und Kühlfilmverteilung besteht – allerdings nur für das Zylindrische NGV. Denn hier wird deutlich, dass der Schwellwert für einen homogenen Kühlfilmaustritt aus dem Spalt, aber auch die Ablöseneigung (Lift-Off Effekt) sensitiv gegenüber der Impulsstärke ist. Das State-of-the-Art NGV weist zwar einen ähnlichen Ergebnistrend auf, der aufgrund der verminderten Sensitivität bezüglich des Kühlluftimpulses nur schwach ausgeprägt ist.

- **Einfluss des Spaltabstandes L**
  Für beide Leitschaufelprofildesigns führt die Kühlluftausblasung weiter stromauf auf eine schwächere Kühlluftausbreitung innerhalb der Passage und in Folge auch auf eine reduzierte Kühlwirkung, insbesondere in den Gebieten, die der höchsten thermischen Belastung ausgesetzt sind. Dabei ist die größere Mischungsweglänge des Kühlluftstroms und der Hauptströmung als maßgebliche Ursache für diese Ergebnisse anzusehen.

- **Einfluss des Dichteverhältnisses DR**
  Die Untersuchung des Dichtverhältnisses als nicht aktiv beeinflussbaren Parameter fokussiert hier die auftretenden Unsicherheiten bei der Beurteilung aber auch der Auslegung solcher Kühlkonfiguration mit, bezogen auf die reale Maschine, unangepasstem Dichteverhältnis. Schließlich zeigt sich hier, dass die auftretenden Film-

kühleffektivitäten zum Teil stark überschätzt werden, wenn die Kühlluft und der Hauptstrom eine äquivalente Dichte aufweisen, da in diesem Fall der Kühlluftimpuls prinzipbedingt höher ist und damit im direkten Vergleich auf eine bessere Kühlluftüberdeckung führt.

Neben der Erlangung eines besseren Verständnisses für die Einflüsse der ausgewählten Parameter adressiert ein weiteres Forschungsziel dieser Dissertation, mittels der systematischen Parametervariation an zwei unterschiedlichen NGV-Designs, die potentielle Übertragbarkeit der Ergebnisse und in einem weiteren Schritt die Aufdeckung etwaiger korrelativer Zusammenhänge. Dazu wurde die Bewertungsgröße IF eingeführt, mit Hilfe derer eine aggregierte Analyse der bisherigen Ergebnisse möglich ist. In Verbindung mit den vorangegangen Erkenntnissen wird hierbei deutlich, dass sich zwar in Bezug auf den Ausblasewinkel und den Spaltabstand eine ansatzweise vergleichbare Ergebnistendenz entwickelt, diese jedoch nicht die dem Anspruch einer Übertragbarkeit oder gar einer Korrelation gerecht wird – ein zentrales Ergebnis dieser Arbeit. Vielmehr wird hier deutlich, dass die spezifischen Gestaltungsmerkmale und die Profil-Charakteristik des NGVs für eine weitere Beurteilung mitberücksichtigt werden müssen.
Die zusätzlich durchgeführten Fünflochsondenmessungen im Schaufelnachlaufbereich unterstreichen indes die These, dass die Auswirkungen der Leckagespaltkühlung auf das Strömungsfeld gänzlich verschieden sind, was sich maßgeblich durch die inhärent unterschiedlichen Sekundärströmungsstrukturen beider NGV-Designs herleiten lässt.
An diesem Punkt könnten weitere, zukünftige Forschungsarbeiten anknüpfen. Ziel sollte dabei sein, die Gestaltungsmerkmale zunächst voneinander zu entkoppeln und, gegenüber dem in dieser Arbeit durchgeführten „Extremfall“-Vergleich, ebenfalls eine systematische Untersuchung einzelner Gestaltungsmerkmale durchzuführen. Dabei ist zu beachten, dass die Variantenvielfalt dadurch drastisch erhöht wird und dennoch die Konsistenz bei den Testbedingungen gegeben sein muss. Ein anderer Forschungsansatz könnte auch die Analyse weiterer Parameter sein, wie z.B. ein Spalthöhenversatz (*back-/frontward facing step*) oder die Anbringung einer Spaltkontur. Durch die Fortschritte in der Fertigungstechnik, insbesondere in der additiven Fertigung, wären hier auch komplexere Geometrien denkbar, die auf den Einsatzort innerhalb der Maschine angepasst sind. Darüber hinaus wäre eine analoge Studie für andere Leckageluftspalte denkbar. Hier wäre der sogenannte *Matefaceo-Gap*, der die einzelnen Schaufelplattformen von einander trennt, von großem Interesse, da dieser zur Filmkühlung schlecht gekühlter Bereiche wie die druckseitige Seitenwand genutzt werden könnte. Auch die Ausgestaltung der Seitenwandkontur, beispielsweise in einer nicht-achsensymmetrischer Ausführung, bietet einen interessanten Forschungsansatz, da die Einflüsse auf die Filmkühlung signifikant sind – wie die vorliegende Studie zeigt. Ein ganz anderer, wenngleich bedeutsamer Forschungsaspekt liegt in der Untersuchung

der Einflüsse von den, aus der Brennkammer kommenden, großen Wirbelstrukturen auf die Zuströmung in die Passage und infolgedessen die Interaktion mit der dort eingebrachten Kühlluft.
Im konkreten Forschungskontext der hier durchgeführten Studie, sollten die Sondenmessungen revidiert werden, da sich gezeigt hat, dass sich die essentiellen Sekundärströmungen des State-of-the-Art NGV unmittelbar an der Seitenwand konzentrieren. Die Ergebnisse der Ölanstrichbilder zeigen auf, dass die Kühlluftausblasung die seitenwandnahe Strömung immens beeinflussen können. Die Folgen dieser Einflüsse, z.B. durch die lokale Grenzschichtausdünnung aufgrund stehender Wirbel, auf den Wärmeübergang sind hierbei von großem Interesse, da die Wärmeübergangskoeffizienten eine weitere, wichtige Größe zur Bewertung von Kühlkonzepten darstellen. Abschließend soll hier auch noch der Forschungsaspekt der Seitenwandkrümmungseinflüsse erwähnt sein. Die in dieser Dissertation durchgeführten Messkampagnen wurden an linearisierten Schaufelkaskaden umgesetzt. Da hier der in der realen Maschine herrschende radiale Druckgradient nicht abgebildet wird, könnte eine vergleichbare Untersuchung an Kaskaden in der Modellierung eines Kreisringes bzw. Kreisringsegments dieser Thematik Rechnung tragen.

Literaturverzeichnis

[1] Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (BMWi). 7. Energieforschungsprogramm der Bundesregierung — Innovationen für die Energiewende. Online & print, September 2018.

[2] Willy J. G. Bräunling. *Flugzeugtriebwerke*. Springer Berlin Heidelberg, 2015. doi: 10.1007/978-3-642-34539-5.

[3] Ronald S. Bunker. Evolution of Turbine Cooling. *ASME Turbo Expo 2017: Turbomachinery Technical Conference and Exposition*, Volume 1: Aircraft Engine; Fans and Blowers; Marine; Honors and Awards(GT2017-63205), June 2017. doi: 10.1115/gt2017-63205.

[4] D. G. Knost and K. A. Thole. Adiabatic Effectiveness Measurements of Endwall Film-Cooling for a First-Stage Vane. 127(2):297–305, apr 2005. doi: 10.1115/1.1811099.

[5] D. Granser and T. Schulenberg. Prediction and Measurement of Film Cooling Effectiveness for a First-Stage Turbine Vane Shroud. In *Volume 4: Heat Transfer, Electric Power, Industrial and Cogeneration*. American Society of Mechanical Engineers, jun 1990. doi: 10.1115/90-gt-095.

[6] W. F. Colban, K. A. Thole, and G. Zess. Combustor Turbine Interface Studies: Part I — Endwall Effectiveness Measurements. *Journal of Turbomachinery*, 125(2): 193–202, apr 2003. doi: 10.1115/1.1561811.

[7] Andrew F. Chen, Chao-Cheng Shiau, and Je-Chin Han. Turbine Blade Platform Film Cooling With Simulated Swirl Purge Flow and Slashface Leakage Conditions. *Journal of Turbomachinery*, 139(3), dec 2016. doi: 10.1115/1.4034985.

[8] Friedrich Kost and Martin Nicklas. Film-Cooled Turbine Endwall in a Transonic Flow Field: Part I — Aerodynamic Measurements. *Journal of Turbomachinery*, 123 (4):709–719, feb 2001. doi: 10.1115/1.1400112.

[9] M. F. Blair. An Experimental Study of Heat Transfer and Film Cooling on Large-Scale Turbine Endwalls. *Journal of Heat Transfer*, 96(4):524, 1974. doi: 10.1115/1.3450239.

[10] A. A. Thrift, K. A. Thole, and S. Hada. Effects of Orientation and Position of the Combustor-Turbine Interface on the Cooling of a Vane Endwall. *Journal of Turbomachinery*, 134(6):061019, 2012. doi: 10.1115/1.4004817.

[11] Kenichiro Takeishi, Yutaka Oda, and Shintaro Kozono. Experimental Study of Leakage Flow on Flow Field and Film Cooling of High Pressure Turbine Blade Platform. In *Volume 5B: Heat Transfer*. American Society of Mechanical Engineers, jun 2015. doi: 10.1115/gt2015-42898.

[12] N. D. Cardwell, N. Sundaram, and K. A. Thole. The Effects of Varying the Combustor-Turbine Gap. *ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea, and Air*, Volume 3: Heat Transfer, Parts A and B(GT2006-90089):91–102, 2006. doi: 10.1115/gt2006-90089.

[13] Richard J. Goldstein. Film Cooling. *Advances in Heat Transfer*, 7:321–379, 1971. doi: 10.1016/s0065-2717(08)70020-0.

[14] S. P. Lynch and K. A. Thole. The Effect of Combustor-Turbine Interface Gap Leakage on the Endwall Heat Transfer for a Nozzle Guide Vane. *ASME Turbo Expo 2007: Power for Land, Sea, and Air*, Volume 4: Turbo Expo 2007, Parts A and B (GT2007-27867):671–682, 2007.

[15] Friedrich Kost and Arnold Mullaert. Migration of Film-Coolant From Slot and Hole Ejection at a Turbine Vane Endwall. In *Volume 3: Heat Transfer, Parts A and B*. ASMEDC, jan 2006. doi: 10.1115/gt2006-90355.

[16] Kenichiro Takeishi, Yutaka Oda, Junichi Seguchi, and Shintaro Kozono. Effect of Endwall Film Cooling Upstream of an Airfoil/Endwall Junction to Suppress the Formation of Horseshoe Vortex in a Symmetric Airfoil. American Society of Mechanical Engineers, jun 2013. doi: 10.1115/gt2013-95385.

[17] L. S. Langston. Crossflows in a Turbine Cascade Passage. *Journal of Engineering for Power*, 102(4):866–874, oct 1980. doi: 10.1115/1.3230352.

[18] R. J. Goldstein and R. A. Spores. Turbulent Transport on the Endwall in the Region Between Adjacent Turbine Blades. *Journal of Heat Transfer*, 110(4a):862–869, nov 1988. doi: 10.1115/1.3250586.

[19] Hai-Ping Wang, Steven J. Olson, Richard J. Goldstein, and Ernst R. G. Eckert. Flow Visualization in a Linear Turbine Cascade of High Performance Turbine Blades. In *Volume 4: Heat Transfer, Electric Power, Industrial and Cogeneration*. American Society of Mechanical Engineers, jun 1995. doi: 10.1115/95-gt-007.

[20] R. J. Goldstein and H. P. Chen. Film Cooling on a Gas Turbine Blade Near the End Wall. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 107(1):117–122, jan 1985. doi: 10.1115/1.3239670.

[21] L. S. Langston, M. L. Nice, and R. M. Hooper. Three-Dimensional Flow Within a Turbine Cascade Passage. *Journal of Engineering for Power*, 99(1):21–28, jan 1977. doi: 10.1115/1.3446247.

[22] M. Y. Jabbari, R. J. Goldstein, K. C. Marston, and E. R. G. Eckert. Three Dimensional Flow at the Junction between a Turbine Blade and End-wall. *Wärme- und Stoffübertragung*, 27(1):51–59, jan 1992. doi: 10.1007/bf01589977.

[23] T. W. Simon and J. D. Piggush. Turbine Endwall Aerodynamics and Heat Transfer. *Journal of Propulsion and Power*, 22(2):301–312, mar 2006. doi: 10.2514/1.16344.

[24] F. C. Kopper, R. Milano, and M. Vanco. Experimental Investigation of Endwall Profiling in a Turbine Vane Cascade. *AIAA Journal*, 19(8):1033–1040, 1981.

[25] V. Dossena, A. Perdichizzi, and M. Savini. The Influence of Endwall Contouring on the Performance of a Turbine Nozzle Guide Vane. *Journal of Turbomachinery*, 121 (2):200–208, apr 1999. doi: 10.1115/1.2841302.

[26] Steven W. Burd and Terrence W. Simon. Flow Measurements in a Nozzle Guide Vane Passage With a Low Aspect Ratio and Endwall Contouring. *Journal of Turbomachinery*, 122(4):659–666, feb 2000. doi: 10.1115/1.1312799.

[27] Steven W. Burd and Terrence W. Simon. Effects of Slot Bleed Injection Over a Contoured Endwall on Nozzle Guide Vane Cooling Performance: Part I — Flow Field Measurements. In *Volume 3: Heat Transfer, Electric Power, Industrial and Cogeneration*. American Society of Mechanical Engineers, may 2000. doi: 10.1115/2000-gt-0199.

[28] Steven W. Burd, Cynthia J. Satterness, and Terrence W. Simon. Effects of Slot Bleed Injection Over a Contoured Endwall on Nozzle Guide Vane Cooling Performance: Part II — Thermal Measurements. In *Volume 3: Heat Transfer, Electric Power, Industrial and Cogeneration*. American Society of Mechanical Engineers, may 2000. doi: 10.1115/2000-gt-0200.

[29] Rohit Oke, Terry Simon, Tom Shih, Bin Zhu, Yu Liang Lin, and Minking Chyu. Measurements Over a Film-Cooled, Contoured Endwall With Various Coolant Injection Rates. In *Volume 3: Heat Transfer, Electric Power, Industrial and Cogeneration*. American Society of Mechanical Engineers, jun 2001. doi: 10.1115/2001-gt-0140.

[30] G. A. Zess and K. A. Thole. Computational Design and Experimental Evaluation of Using a Leading Edge Fillet on a Gas Turbine Vane. In *Volume 3: Heat Transfer, Electric Power, Industrial and Cogeneration*. American Society of Mechanical Engineers, jun 2001. doi: 10.1115/2001-gt-0404.

[31] Andrew T. Lethander, Karen A. Thole, Gary Zess, and Joel Wagner. Optimizing the Vane-Endwall Junction to Reduce Adiabatic Wall Temperatures in a Turbine Vane Passage. In *Volume 5: Turbo Expo 2003, Parts A and B*. ASMEDC, jan 2003. doi: 10.1115/gt2003-38939.

[32] Frederick C. Kopper, Robert Milano, Roger L. Davis, Robert P. Dring, and Richard C. Stoeffler. Energy Efficient Engine Component Development and Integration Program: High-Pressure Turbine Supersonic Cascade Technology Report. Technical Report NASA-CR-165567, NASA, 1984.

[33] Roman Franze. *Experimentelle Konzeptentwicklung und Realisierung eines Heißgasprüfstands zur Untersuchung von Filmkühlung*. PhD thesis, Technische Universität Kaiserslautern, 2016.

[34] Roman Franze, Martin Böhle, Robert Krewinkel, and Alexander Wiedermann. A New Hot Gas Test Stand for Gas Turbine Cooling Investigations. *International Gas Turbine Conference (IGTC)*, (IGTC-2015-72), 2015.

[35] Espen S. Johansen, Othon K. Rediniotis, and Greg Jones. The Compressible Calibration of Miniature Multi-Hole Probes. *Journal of Fluids Engineering*, 123(1):128–138, sep 2000. doi: 10.1115/1.1334377.

[36] Tianshu Liu, John P. Sullivan, Keisuke Asai, Christian Klein, and Yasuhiro Egami. *Pressure and Temperature Sensitive Paints*. Springer International Publishing, 2nd edition, 2021. doi: 10.1007/978-3-030-68056-5.

[37] ISSI. *UniFIB Pressure Sensitive Paint — Datenblatt*. Innovative Scientific Solutions, Inc., 2018.

[38] L. J. Zhang and M. Fox. Flate Plate Film Cooling Measurement using PSP and Gas Chromatograph Techniques. In *Proceedings of the fifth ASME/JSME Joint Thermal Engineering Conference*, number AJTE99-6241, San Diego, CA (US), July 1999. American Society of Mechanical Engineers.

[39] T. V. Jones. Theory for the Use of Foreign Gas in Simulating Film Cooling. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 20(3):349–354, jun 1999. doi: 10.1016/s0142-727x(99)00017-x.

[40] D. Charbonnier, P. Ott, J. Jonsson, F. Cottier, and Th. Köbke. Experimental and Numerical Study of the Thermal Performance of a Film Cooled Turbine Platform. *ASME Turbo Expo 2009: Power for Land, Sea, and Air*, Volume 3: Heat Transfer, Parts A and B(GT2009-60306):1027–1038, 2009.

[41] Je-Chin Han and Akhilesh P. Rallabandi. Turbine Blade Film Cooling Using PSP Technique. *Frontiers in Heat and Mass Transfer*, 1(1), jun 2010. doi: 10.5098/hmt.v1.1.3001.

[42] William M. Kays, Michael E. Crawford, and Bernhard Weigand. *Convective Heat and Mass Transfer*. McGraw-Hill Higher Education, Boston, 4th edition, 2005. ISBN 0071238298.

[43] Greg Natsui, Zachary Little, Jayanta S. Kapat, Jason E. Dees, and Gregory Laskowski. A Detailed Uncertainty Analysis of Adiabatic Film Cooling Effectiveness Measurements Using Pressure-Sensitive Paint. *Journal of Turbomachinery*, 138(8): 081007, mar 2016. doi: 10.1115/1.4032674.

[44] Lesley M. Wright, Zhihong Gao, Trent A. Varvel, and Je-Chin Han. Assessment of Steady State PSP, TSP, and IR Measurement Techniques for Flat Plate Film Cooling. In *Heat Transfer: Volume 3*. ASMEDC, jan 2005. doi: 10.1115/ht2005-72363.

[45] Luke J. McNamara, Jacob P. Fischer, James L. Rutledge, and Marc D. Polanka. Scaling Considerations for Thermal and Pressure-Sensitive Paint Methods Used to Determine Adiabatic Effectiveness. *Journal of Turbomachinery*, 143(1), dec 2020. doi: 10.1115/1.4049102.

[46] André Brunn Wolfgang Nitsche. *Strömungsmesstechnik*. Springer-Verlag GmbH, 2nd edition, May 2006. ISBN 9783540324874.

[47] Bruce A. Reichert and Bruce J. Wendt. A New Algorithm for Five-Hole Probe Calibration, Data Reduction and Uncertainty Analysis. techreport TM-106458, National Aeronautics and Space Administration (NASA), 1994.

[48] S. D. Grimshaw and J. V. Taylor. Fast Settling Millimetre-Scale Five-Hole Probes. In *Volume 6: Ceramics, Controls, Diagnostics and Instrumentation, Education, Manufacturing Materials and Metallurgy*. American Society of Mechanical Engineers, jun 2016. doi: 10.1115/gt2016-56628.

[49] F. Vinnemeier, L. Simon, and W. Koschel. Correction Method for the Head Geometry Influence of a Five-Hole Pressure Probe on the Measurement Results. *Technisches Messen*, 57:296–303, 1990.

[50] S. J. Kline and F. A. McClintock. Describing Uncertainties in a Single Sample Experiment. *Mechanical Engineering (ASME)*, 75(1):3–8, 1953.

Abbildungsverzeichnis

1.1 Moderne stationäre Gasturbine 2

2.1 Sekundärwirbelmodell nach Wang et al. [19] 11
2.2 Leckagekühlluftverteilung auf der Seitenwand (schematisch) 15

3.1 Prüfstandsschema und Detailansicht der Testsektion mit eingefärbter Untersuchungsumgebung 18
3.2 Profilkonturen der untersuchten NGVs 21
3.3 Profildruckverteilungen der untersuchten NGVs 23
3.4 Gegenüberstellung der beiden NGV Designs 25
3.5 Testsektion mit Kaskadennomenklatur 26
3.6 Seitenwanddruckverlauf der untersuchten NGVs 29
3.7 Druckverläufe am Eintritt der untersuchten NGVs 30
3.8 Definition der untersuchten Leckagespalt-Parameter 32

4.1 Funktionsprinzip Pressure Sensitive Paint nach Liu und Sullivan [36] . . . 37
4.2 Kalibrierkurven Pressure Sensitive Paint (PSP) 38
4.3 Übersicht PSP Messaufbau am Prüfstand (links) und Nahansicht der beleuchteten Passage (rechts) 43
4.4 Winkel- und Bohrungsnotation der Fünflochsonden 45
4.5 Kalibrierfelder 5H-Sonde, exemplarisch für $Ma = 0.67$ 47

5.1 Gegenüberstellung der Ölanstrichbilder für den ungekühlten Fall und ausgewählte Filmkühlkonfigurationen 51
5.2 Einfluss der Ausblaserate BR auf die Kühlfilmverteilung 55
5.3 Einfluss des Ausblasewinkels α auf die Kühlfilmverteilung 57
5.4 Einfluss der Spaltweite W auf die Kühlfilmverteilung 58
5.5 Einfluss des Spaltabstandes L auf die Kühlfilmverteilung 60
5.6 Einfluss des Dichteverhältnisses DR auf die Kühlfilmverteilung 61
5.7 Einfluss des Ausblasewinkels α auf die flächen-gemittelte Filmkühleffektivität η_{avg} 63
5.8 Einfluss der Spaltweite W auf die flächen-gemittelte Filmkühleffektivität η_{avg} 65
5.9 Einfluss des Spaltabstandes L auf die flächen-gemittelte Filmkühleffektivität η_{avg} 66
5.10 Einfluss des Dichteverhältnisses DR auf die flächen-gemittelte Filmkühleffektivität η_{avg} 67

5.11 Einfluss der Ausblaserate BR auf die lateral-gemittelte Filmkühleffektivität η_{lat} . . . 69
5.12 Einfluss des Ausblasewinkels α auf die lateral-gemittelte Filmkühleffektivität η_{lat} . . . 71
5.13 Einfluss der Spaltweite W auf die lateral-gemittelte Filmkühleffektivität η_{lat} 72
5.14 Einfluss des Spaltabstandes L auf die lateral-gemittelte Filmkühleffektivität η_{lat} . . . 73
5.15 Gegenüberstellung anhand des Verbesserungsfaktors IF unter Berücksichtigung der variierten Leckagespalt-Geometrieparameter . . . 74
5.16 Messfeldauflösung und Darstellungsschema der Austrittsmessung . . . 76
5.17 Gegenüberstellung der Totaldruckverluste ζ im Schaufelnachlaufbereich . . 77
5.18 Gegenüberstellung der Base Cases . . . 78
5.19 Filmkühlkonfigurationen **Z2** & **Z3** des Zylindrischen NGV . . . 79
5.20 Filmkühlkonfigurationen **Z4** & **Z5** des Zylindrischen NGV . . . 80
5.21 Filmkühlkonfigurationen **S2** - **S5** des State-of-the-Art NGV . . . 81

B.1 Darstellung der Kühlluftfilmverteilungen für den Fall des Zylindrischen NGVs für $DR = 1.0$ (Teil 1/2) . . . 99
B.2 Darstellung der Kühlluftfilmverteilungen für den Fall des Zylindrischen NGVs für $DR = 1.0$ (Teil 2/2) . . . 100
B.3 Darstellung der Kühlluftfilmverteilungen für den Fall des Zylindrischen NGVs für $DR = 1.6$ (Teil 1/2) . . . 101
B.4 Darstellung der Kühlluftfilmverteilungen für den Fall des Zylindrischen NGVs für $DR = 1.6$ (Teil 2/2) . . . 102
B.5 Darstellung der Kühlluftfilmverteilungen für den Fall des State-of-the-Art NGVs für $DR = 1.0$ (Teil 1/2) . . . 103
B.6 Darstellung der Kühlluftfilmverteilungen für den Fall des State-of-the-Art NGVs für $DR = 1.0$ (Teil 2/2) . . . 104
B.7 Darstellung der Kühlluftfilmverteilungen für den Fall des State-of-the-Art NGVs für $DR = 1.6$ (Teil 1/2) . . . 105
B.8 Darstellung der Kühlluftfilmverteilungen für den Fall des State-of-the-Art NGVs für $DR = 1.6$ (Teil 2/2) . . . 106
B.9 Darstellung der Druckverlustverteilungen für den Fall des Zylindrischen NGVs ($DR = 1.0$) . . . 108
B.10 Darstellung der Druckverlustverteilungen für den Fall des State-of-the-Art NGVs ($DR = 1.0$) . . . 109

Tabellenverzeichnis

3.1 Kennzahlen High-Speed Kaskadenprüfstand (nach Franze [33]) 19
3.2 Charakteristische Geometriedaten beider NGVs 22
3.3 Parameter Hauptströmung 28
3.4 Parameter Leckagespalt 33

A Messunsicherheiten

Allgemeine Unsicherheiten resultieren sowohl aus der Regelung als auch aus der Bestimmung des Betriebspunktes jeder Filmkühlkonfiguration. Um die durch äußere und innere Einflüsse auftretenden Betriebspunktschwankungen, z.B. infolge von Druckschwankungen im Druckluftnetz, bei allen Messkampagnen zu vermeiden, unterliegen die Betriebspunkte einer kontinuierlichen Kontrolle und werden bei Erfordernis nachjustiert. Die Erfassung der Massenströme von Hauptstrom und Kühlluft mittels einem Venturi-Rohr respektive mehrerer Messblenden basiert prinzipbedingt auf Druck- und Temperaturmessungen und in Konsequenz Unsicherheiten aufgrund von Messfehlern der verwendeten Drucksensoren beziehungsweise Thermoelementen. Zur Reduzierung systematischer Messfehler wurden die Drucksensoren mit Hilfe eines Druckkalibrators, der eine Regelgenauigkeit von 0.1 mbar aufweist, kalibriert. Die Messgenauigkeit der Thermoelemente beläuft sich aus einer Kalibrierung in einem Temperier-Wasserbad auf $\pm 0.5\,°\mathrm{C}$.

A.1 Bestimmung der Filmkühleffektivität

Die maßgeblichen Messunsicherheiten bei der Verwendung der PSP-Messtechnik zur Bestimmung von Filmkühleffektivitäten resultieren aus den Temperaturmessungen, da die PSP neben der gewünschten Drucksensitivität auch eine ungünstige, hohe Temperatursensitivität aufweist. Dabei verhält sich die emittierte Lumineszenzintensität I antiproportional zur Temperaturänderung. Dieser Sachverhalt wird bereits bei der den Messungen vorangestellten Kalibrierung berücksichtigt, indem mehrere Kalibrierkurven auf unterschiedlichen Temperaturniveaus generiert werden wie die Abbildung 4.2 bereits gezeigt hat. Dies ermöglicht die Interpolation der Kalibrierkoeffizienten auf die in der Messung auftretenden Temperaturverhältnisse. Da die gleichen Thermoelemente sowohl für die Kalibrierung als auch für die späteren Messungen verwendet werden, lässt sich der damit verbundene Messfehler als systematisch einordnen, wobei der Messfehler für geringe Filmkühleffektivitäten η ansteigt (vgl. Natsui [43]). Die temperatur-bezogene Messunsicherheit reicht hierbei von $< 1\%$ für $\eta = 0.9$ bis zu 15% für $\eta = 0.1$.
Weitere Messunsicherheiten ergeben sich bei etwaig auftretenden Temperaturdifferenzen zwischen dem Haupt- und dem Kühlluftstrom, welche zu einer inhomogenen Temperaturverteilung auf der Untersuchungsoberfläche führt. Mit Hilfe eines elektrischen Heizers wurde hierfür die Kühllufttemperatur auf das Niveau der Hauptströmung mit einer maximalen Abweichung von 1 °C eingeregelt. Wandtemperaturmessungen am Ein- und Austritt der Kaskaden zeigten einen Abfall der Temperatur von circa 4.5 °C infolge der Strömungsumlenkung auf. Die damit verbundenen Änderungen der Intensität treten allerdings analog für die Ausblasung mit Luft und mit Fremdgas auf. Folglich ist die Bestimmung der

Sauerstoffpartialdrücke in beiden Fälle in gleichem Maße verzerrt und die Berechnung der Filmkühleffektivität bleibt somit unbeeinflusst.
Dieser systematische Messfehler der Drucksensoren resultiert in einer Verschiebung der Kalibrierkurven entlang der Abszisse und führt dementsprechend auf einen Anstieg der Messunsicherheit im Bereich kleiner Partialdrücke. Um diese Unsicherheiten zu minimieren und die in der Messung auftretenden, kleinen Partialdrücke, also Bereiche hoher Filmkühleffektivitäten in den Kalibrierkurven abzubilden, wurde neben der o.g. Drucksensorkalibrierung die PSP im Unterdruckbereich kalibriert. Zudem wurde für jede Kalibrierkurve der Ordinatenabschnitt, d.h. die maximale Filmkühleffektivität bei Abwesenheit von Sauerstoff, mittels mehrmaliger Spülung der Kalibrierkammer mit Fremdgas, bestimmt.
Andere Quellen von Messunsicherheiten liegen in der Anregung der Farbe im Prüfstandsbetrieb. Das Niveau der Anregung erfährt dabei etwaige Inhomogenitäten durch Helligkeitsschwankungen der UV-Strahler, die maßgeblich aus einer Selbstaufheizung der Lichtquelle resultieren. Um diese Schwankungen zu minimieren, wurden die UV-Strahler mit einer Wasserkühlung auf der Rückseite der Platine ausgestattet.
Unter Berücksichtigung aller vorgenannten Messunsicherheiten lässt sich die experimentelle Unsicherheit in der Bestimmung der Filmkühleffektivität, unter Verwendung der von Kline und McKlintock [50] vorgeschlagenen Methode, in einem Bereich von 10% bis 2% entsprechend einem η von 0.2 bis 0.8 liegend, abschätzen.

A.2 Bestimmung der Druckverluste

Die nach der in Kapitel 4.2.1 beschriebenen Kalibrierung verbleibende Messunsicherheit hinsichtlich der Fünflochsondenmessungen wird in erster Linie durch die Abmessungsgrenzen der Sonde und deren Einfluss auf das Strömungfeld selbst bestimmt. Auch wenn diese Unsicherheit nicht quantifiziert werden kann, hat der daraus resultierende Fehler keinen Einfluss auf die Ergebnisgüte, da einerseits die Untersuchungen in dieser Arbeit auf einen Vergleich auf qualitativer Ebene abzielen, um den Interaktion von Kühlluft- und Hauptströmung herauszustellen. Zum anderen wurde für die Messkampagne beider Kaskaden der identische Messaufbau verwendet.
Weitere Unsicherheiten entstehen bei der Bestimmung der Sondenposition. Mit Hilfe der verwendeten magnetisch-induktiven Linear- und Winkelgebern liegt hier die Positionierungenauigkeit der Sonde bei maximal 0.1 mm. Zur Vermeidung von Messfehlern aufgrund von Instationaritäten an der jeweiligen Messposition wurde der bereits in Kapitel 4.2.1 erläuterte Wartezeit-Algorithmus implementiert, der die finalen Messwerte erst bei konstanten Druckwerten aufnimmt. Dabei erfolgt an jedem einzelnen Messpunkt die Abtastung von 100 Werten mit anschließender Mittelwertbildung. Zudem wurden einzelne Messreihen wiederholt um Unsicherheiten in der Wiederholbarkeit zu minimieren. Die bei diesen Mes-

sungen verwendeten uni-direktionalen Differenz-Drucksensoren vom Typ *MEAS D5100* weisen eine absolutes Fehlerband von $\pm 1\%$ in ihrer Messspanne von 350 mbar auf.
Unter Hinzunahme der eingangs erläuterten, allgemeinen Unsicherheiten bezüglich der Betriebspunkterfassung und -kontrolle lässt sich die experimentelle Unsicherheit zur Bestimmung der Druckverluste ζ auf 8% im Bereich 0 bis 0.14 abschätzen (Kline und McKlintock [50]).

B Darstellung weiterer Messdatensätze

B.1 Filmkühleffektivitäten

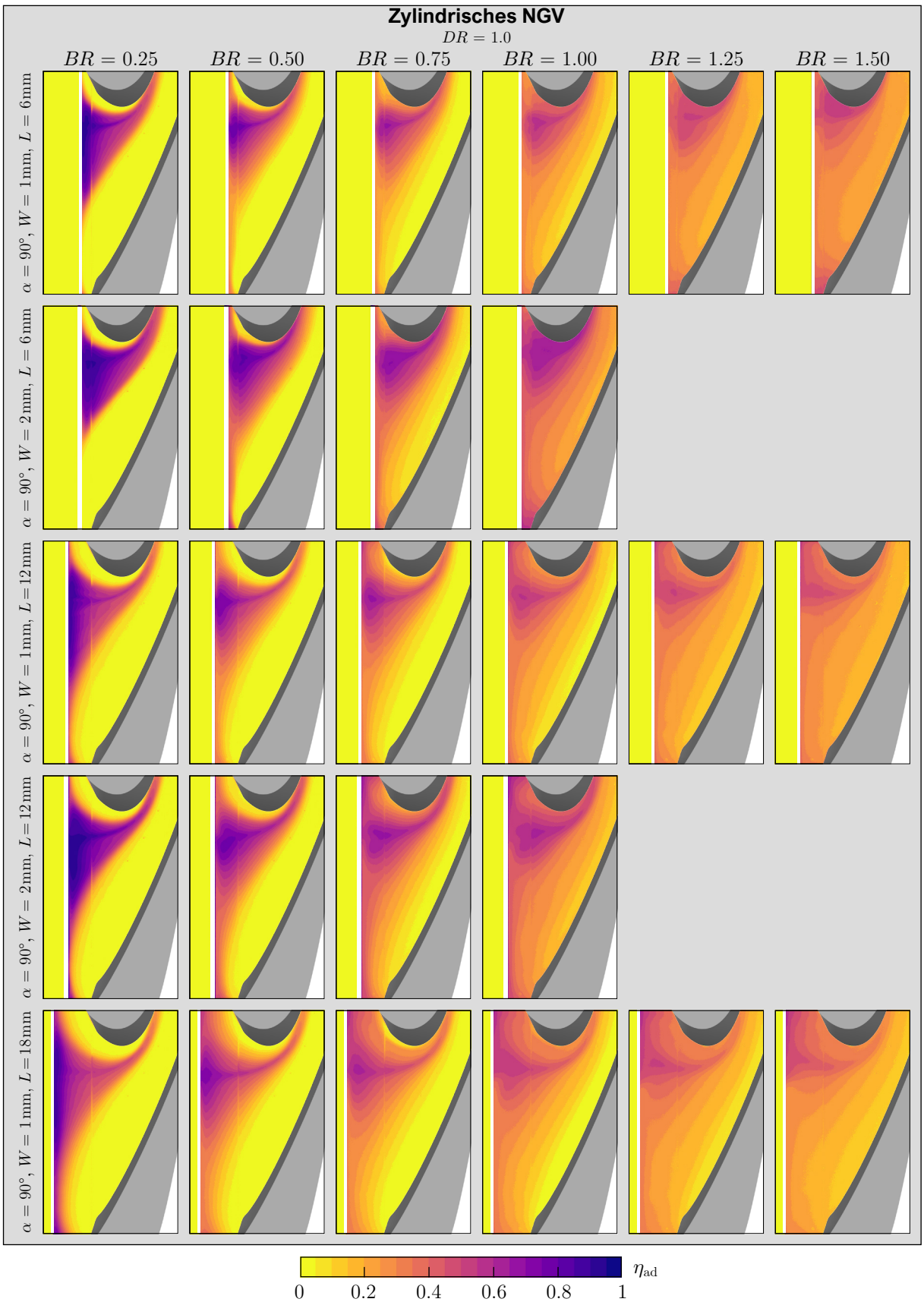


Abbildung B.1: Darstellung der Kühlluftfilmverteilungen für den Fall des Zylindrischen NGVs für $DR = 1.0$ (Teil 1/2)

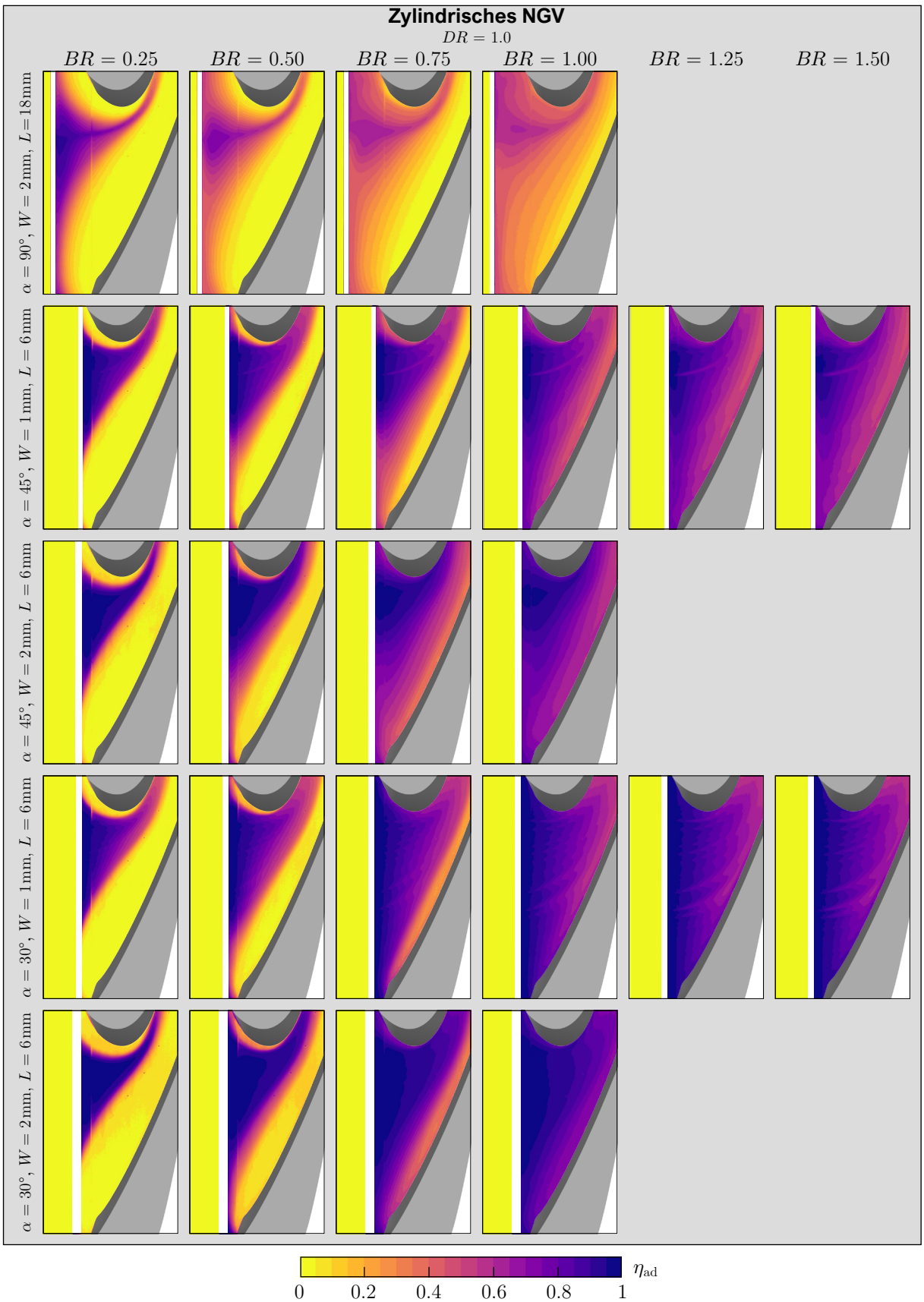


Abbildung B.2: Darstellung der Kühlluftfilmverteilungen für den Fall des Zylindrischen NGVs für $DR = 1.0$ (Teil 2/2)

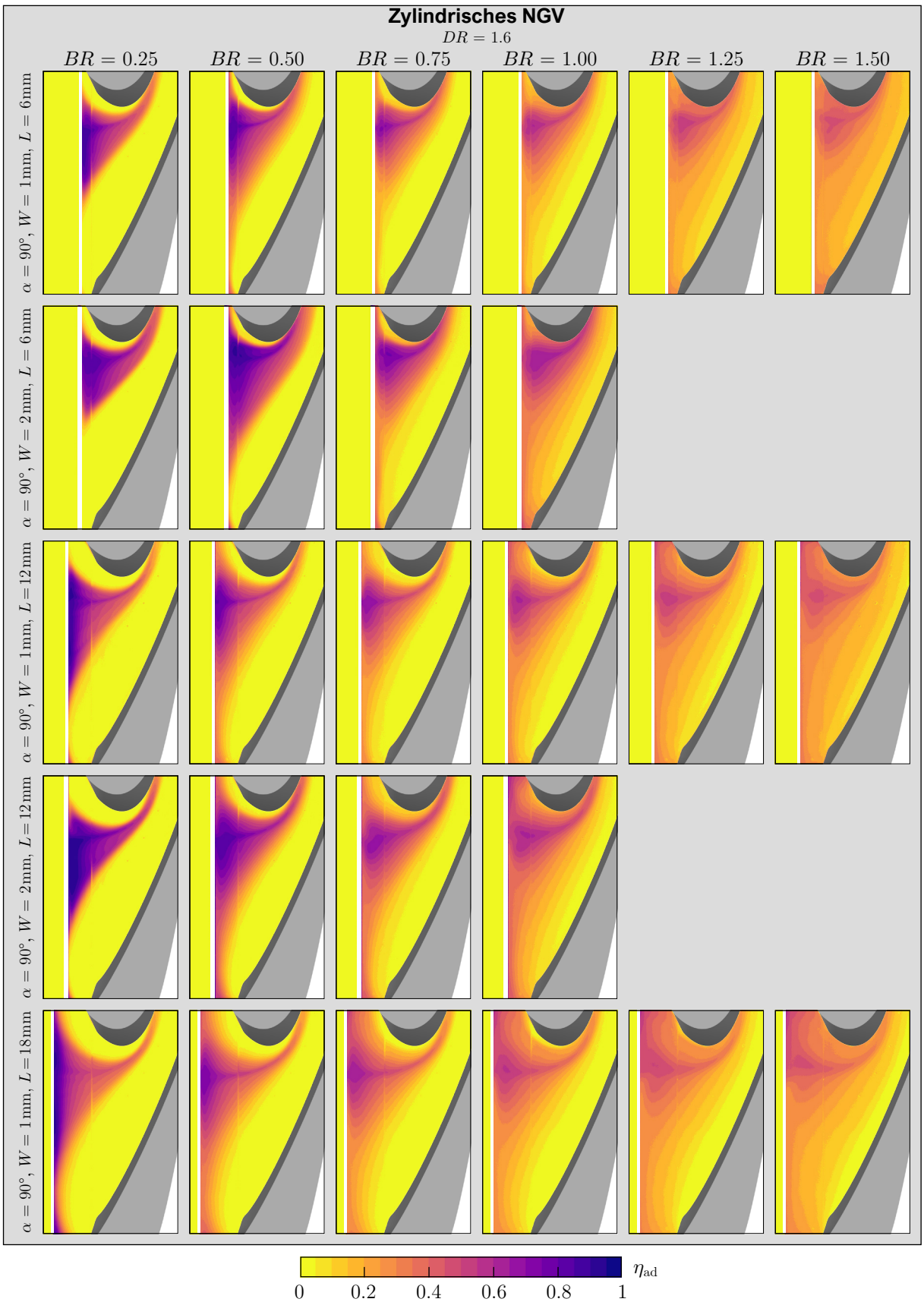


Abbildung B.3: Darstellung der Kühlluftfilmverteilungen für den Fall des Zylindrischen NGVs für $DR = 1.6$ (Teil 1/2)

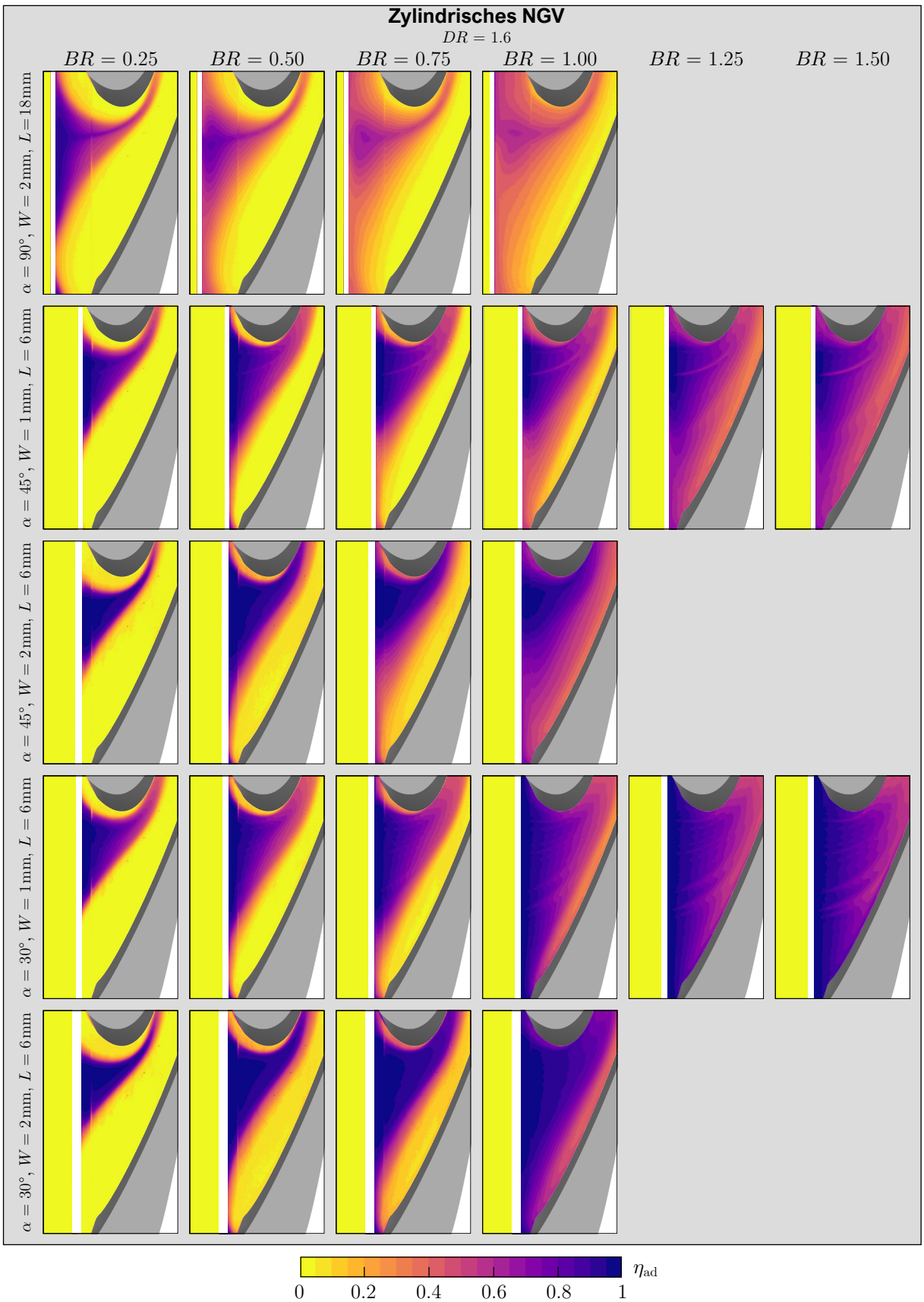


Abbildung B.4: Darstellung der Kühlluftfilmverteilungen für den Fall des Zylindrischen NGVs für $DR = 1.6$ (Teil 2/2)

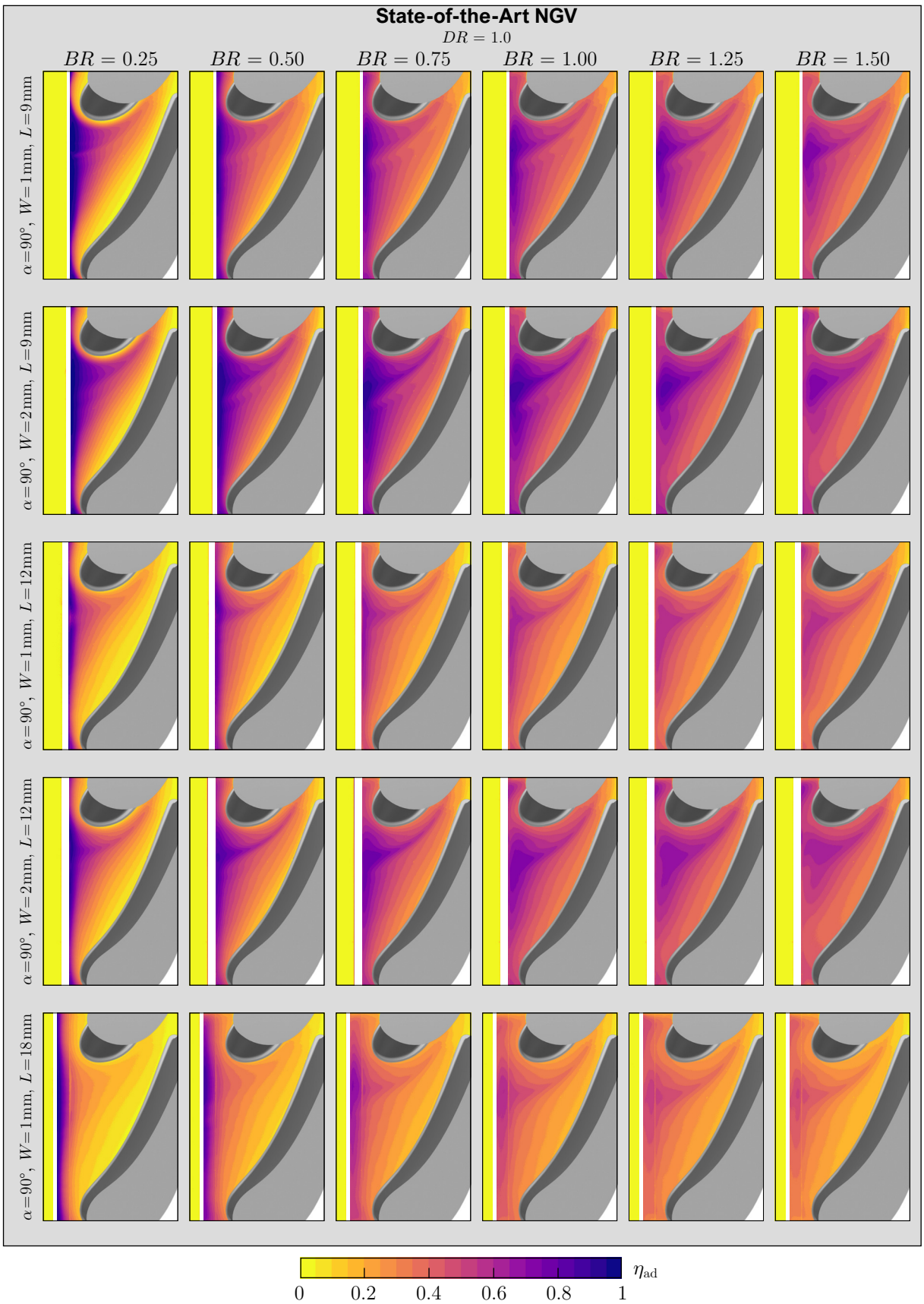


Abbildung B.5: Darstellung der Kühlluftfilmverteilungen für den Fall des State-of-the-Art NGVs für $DR = 1.0$ (Teil 1/2)

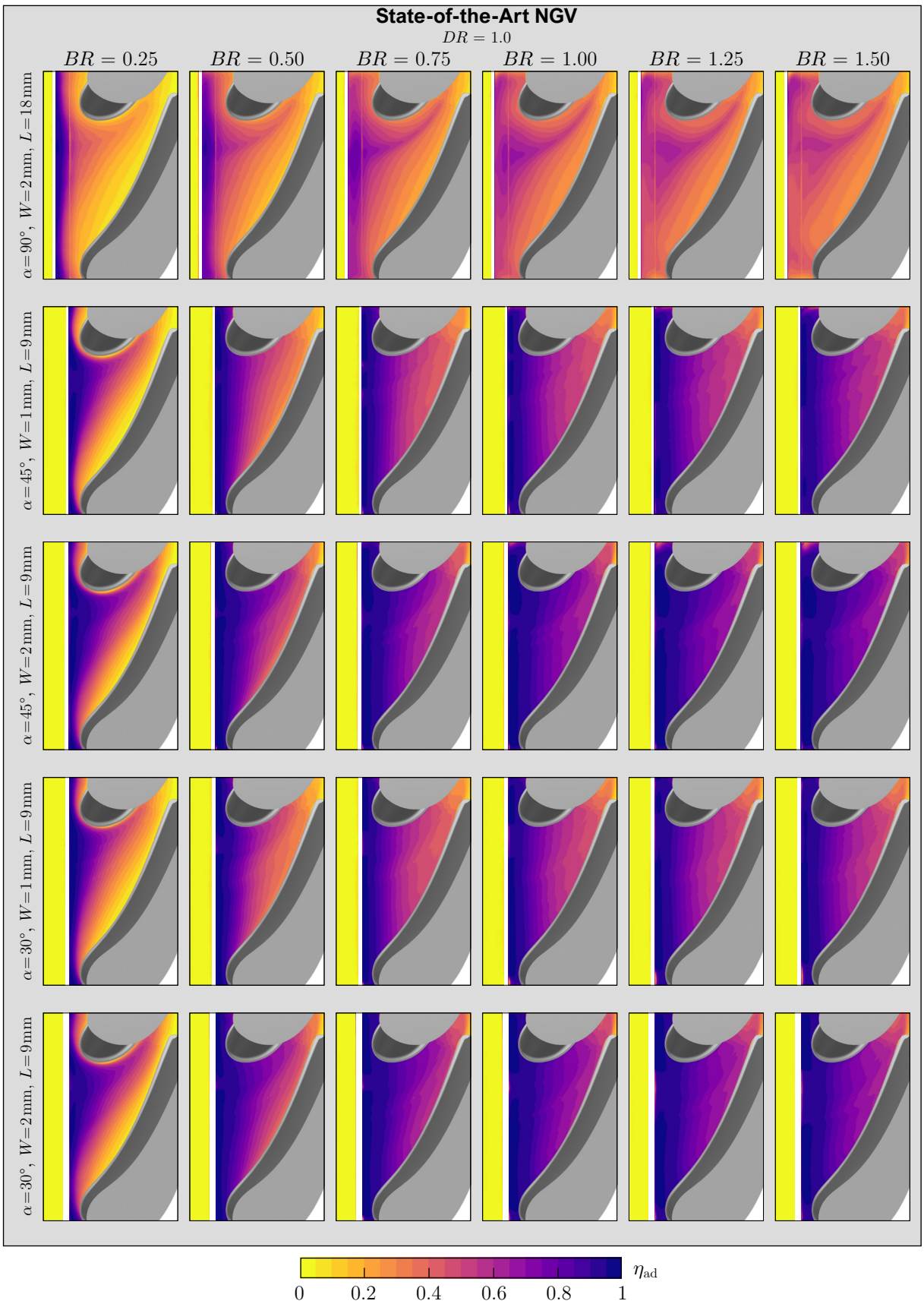


Abbildung B.6: Darstellung der Kühlluftfilmverteilungen für den Fall des State-of-the-Art NGVs für $DR = 1.0$ (Teil 2/2)

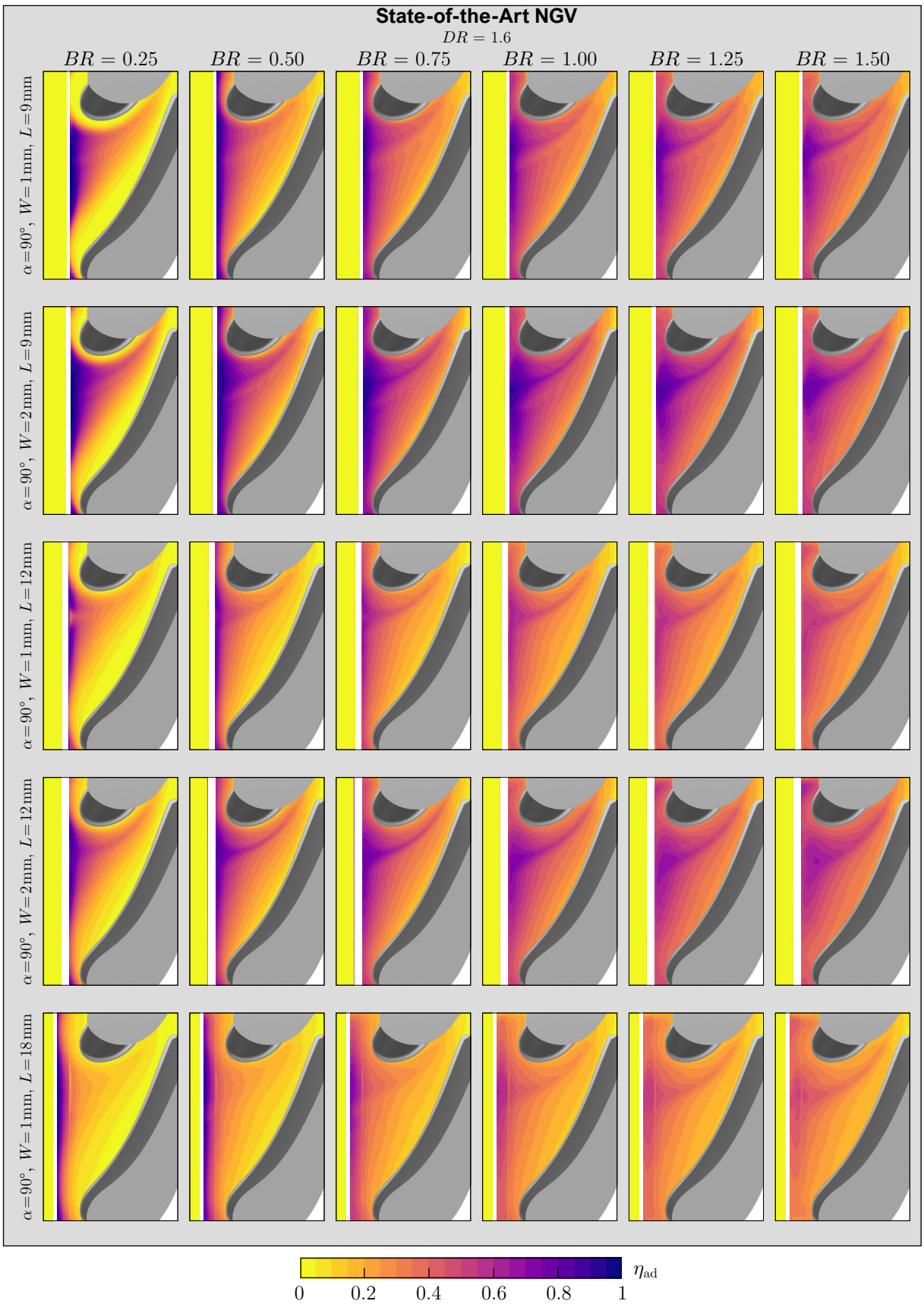


Abbildung B.7: Darstellung der Kühlluftfilmverteilungen für den Fall des State-of-the-Art NGVs für $DR = 1.6$ (Teil 1/2)

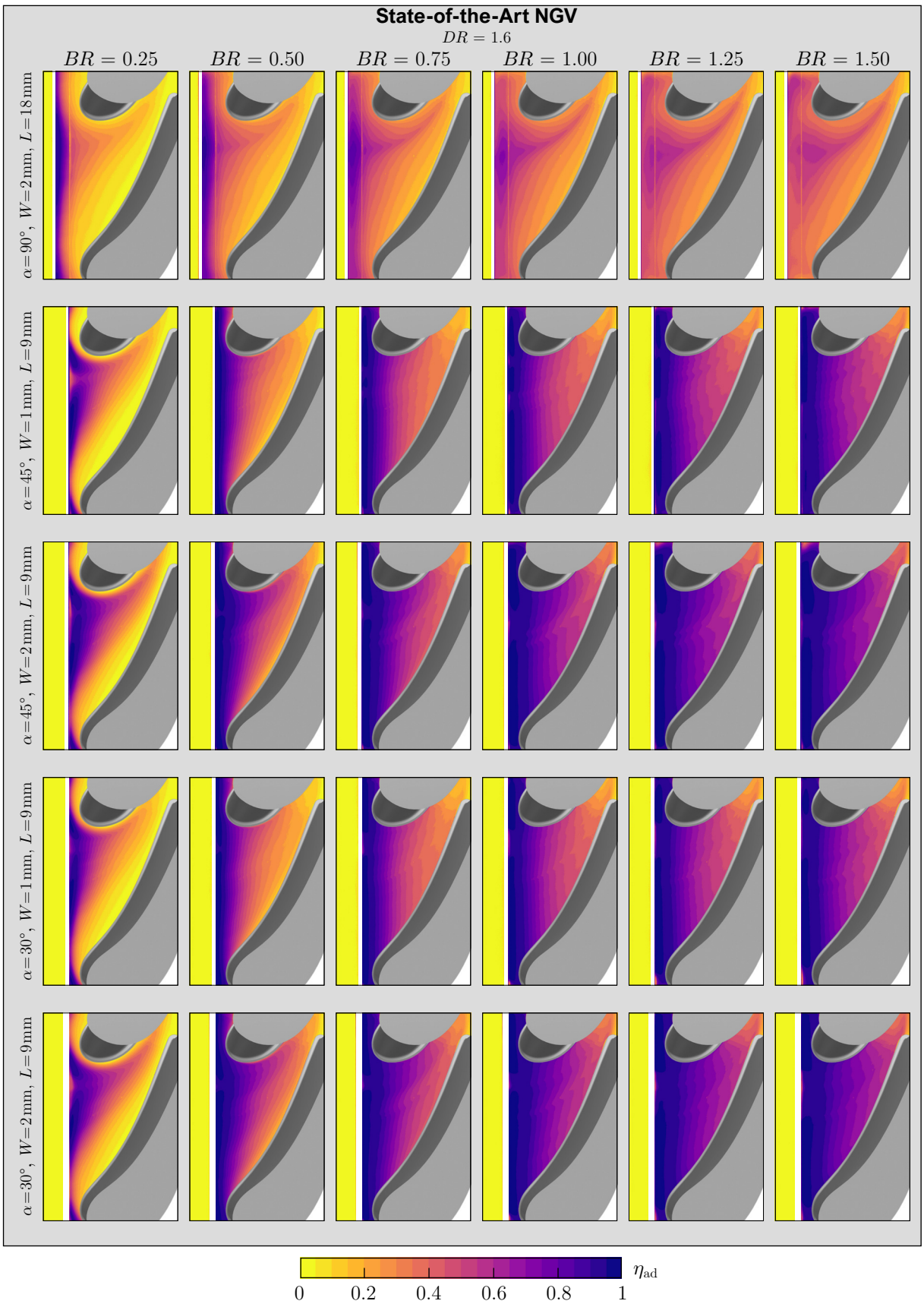


Abbildung B.8: Darstellung der Kühlluftfilmverteilungen für den Fall des State-of-the-Art NGVs für $DR = 1.6$ (Teil 2/2)

B.2 Druckverlustverteilungen

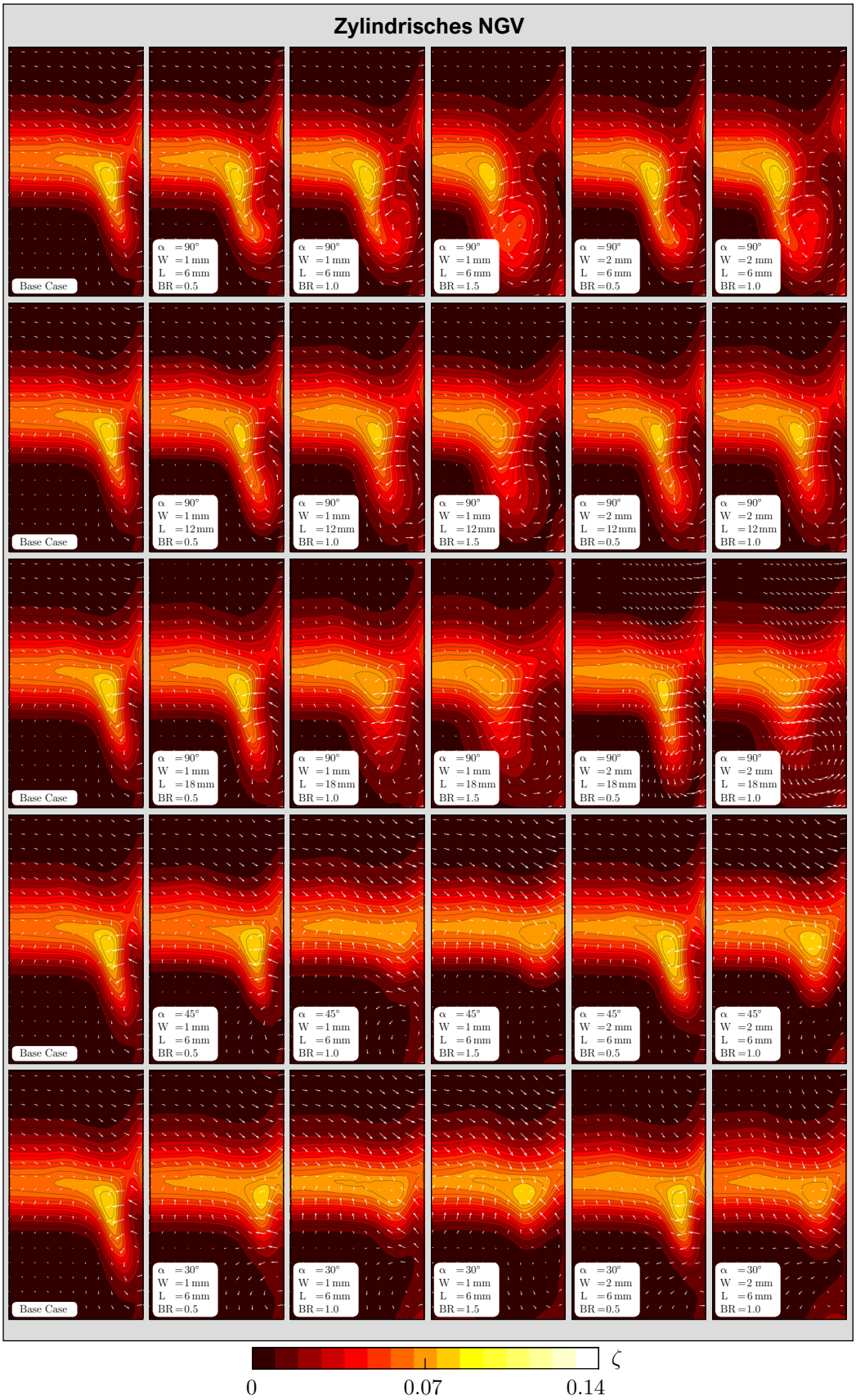


Abbildung B.9: Darstellung der Druckverlustverteilungen für den Fall des Zylindrischen NGVs ($DR = 1.0$)

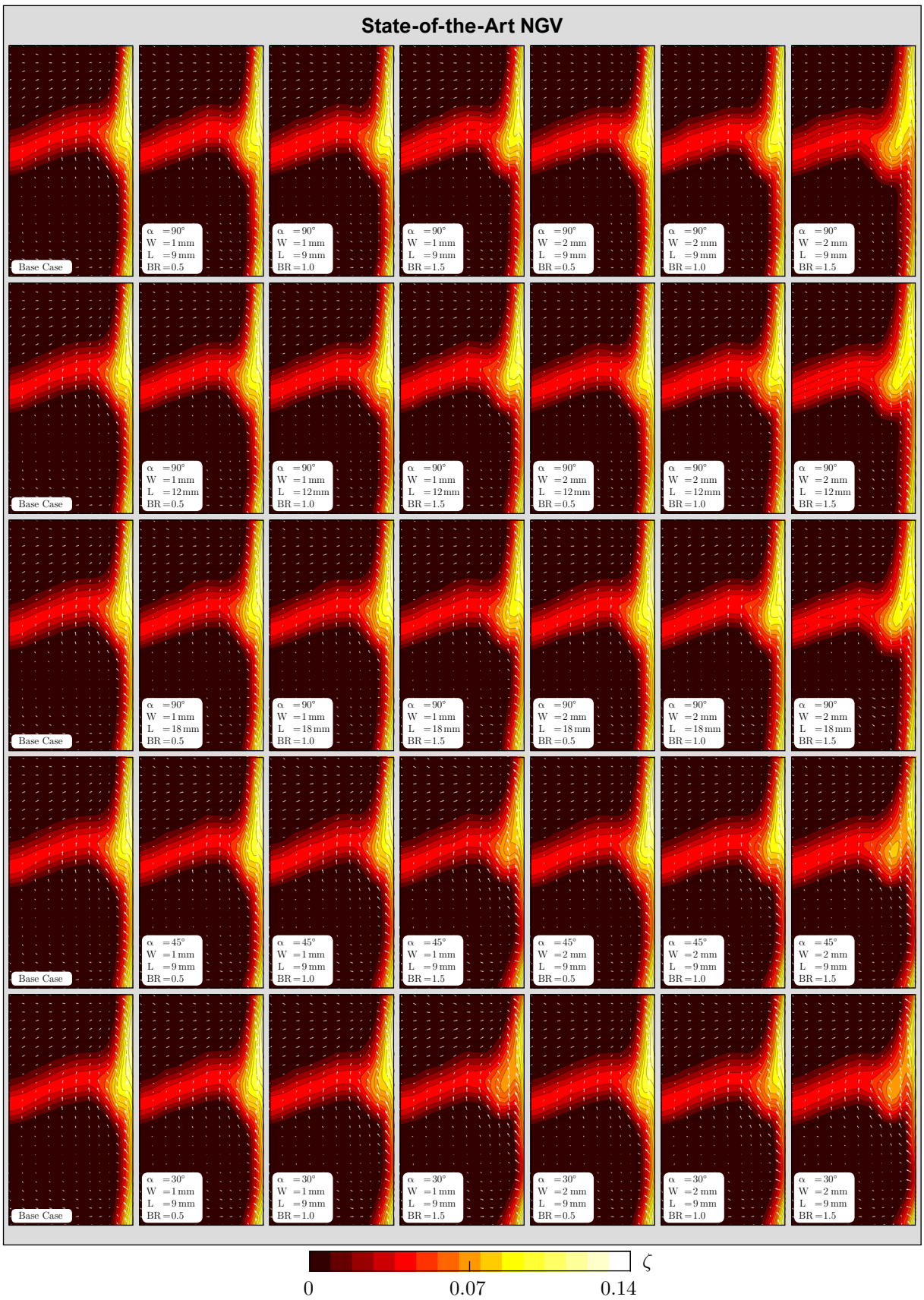


Abbildung B.10: Darstellung der Druckverlustverteilungen für den Fall des State-of-the-Art NGVs ($DR = 1.0$)

Betreute Studentische Arbeiten

Marc Vollmer	Studie zur effizienten Vernetzung von Filmkühlspalten mit variablen Geometrieparametern	2017
Sebastian Schmoll	Voruntersuchung zur Anwendbarkeit der Pressure Sensitive Paint Messtechnik an einem Heißgasprüfstand	2017
Alexander Keiler	Konstruktion und Auslegung einer Traverse zur Positionierung von Mehrlochsonden an einem gekrümmten Testträger für eine Energy Efficient Engine Kaskade (NASA Projekt E^3)	2018
Sebastian Schmoll	Auslegung und Implementierung eines Massenstromzählers in die Grenzschichtabsaugung eines Heißgasprüfstandes	2019
Benedikt Rauber	Entwicklung eines Algorithmus zur projektiven Transformation von Bilddaten in den dreidimensionalen Raum	2020
Patrick Lindner	Entwicklung einer kompakten motorischen Fokusverstellung	2020
Gregor Kuhlbusch / Jonas Krautkrämer	Externe Kühlung in Gasturbinen – Überblick über die Arten und Anwendungsgebiete sowie Ansätze zur experimentellen Untersuchung	2020
Christina Lignowski	Numerische Untersuchung der parametrischen Randbedingungen im Rahmen der Hilfswandmethode zur Bestimmung von Wärmeübergängen	2021
Prinon Chowdhury	Numerische Untersuchung zum Einfluss einer Seitenwandkonturierung & Schaufelfußverrundung auf die Sekundärströmung einer hochbelasteten Turbinenschaufel	2021

Veröffentlichungen

R. Franze, **G. Müller**, C. Bihlmaier, M. Böhle and R. Krewinkel (2016). AG Turbo 2020 3.2.11: Ausführung und Validierung eines Prüfstandes zur Untersuchung von Seitenwandeinflüssen filmgekühlter Schaufelreihen einer Industriegasturbine. *15. Statusseminar der AG Turbo - Tagungsband.*

G. Müller, C. Landfester, R. Krewinkel and M. Böhle (2018). COOREFLEX-turbo 3.3.5: Untersuchung von Krümmungseinflüssen filmgekühlter Schaufelsegmente einer Industriegasturbine in einem Heißgasprüfstand. *Schlussbericht: 01.10.2015-31.03.2018.*

G. Müller, C. Landfester, M. Böhle and R. Krewinkel (2019). Turbine Vane Endwall Film Cooling Effectiveness of Different Purge Slot Configurations in a Linear Cascade. *ASME Turbo Expo 2019: Turbomachinery Technical Conference and Exposition*, Volume 5B: Heat Transfer, (GT2019-90236).

C. Landfester, **G. Müller**, M. Böhle and R. Krewinkel (2019). Aerodynamic Effects of Turbine Vane Endwall Film Cooling for Different Purge Slot Configurations in a Linear Cascade. *International Gas Turbine Conference (IGTC)*, (IGTC-201-60).

G. Müller, C. Landfester, M. Böhle and R. Krewinkel (2020). Turbine Vane Endwall Film Cooling Effectiveness of Different Purge Slot Configurations in a Linear Cascade. *Journal of Turbomachinery*, 142(3):031008.

C. Landfester, **G. Müller**, M. Böhle and C. Domnick (2021). Endwall Film Cooling Effectiveness for Different Purge Slot Configurations in a Contoured Endwall Nozzle Guide Vane Stage. *14th European Conference on Turbomachinery Fluid Dynamics and Thermodynamics*, (ETC2021-654). European Turbomachinery Society.

C. Landfester, **G. Müller**, R. Krewinkel, C. Domnick and M. Böhle (2021). Comparison of Film Cooling Performance for Different Purge Slot Configurations in a Cylindrical and State-of-the-Art Nozzle Guide Vane. In *ASME Turbo Expo 2021: Turbomachinery Technical Conference and Exposition*, Volume 5B: Heat Transfer, (GT2021-59229).

C. Landfester, **G. Müller**, R. Krewinkel, C. Domnick and M. Böhle (2021). Comparison of Film Cooling Performance for Different Purge Slot Configurations in a Cylindrical and State-of-the-Art Nozzle Guide Vane. *Journal of Turbomachinery*, 144(3):031014

Lebenslauf

Persönliche Daten

Name:	Gunther Müller
Staatsangehörigkeit:	deutsch

Ausbildung

10/2005 - 05/2015	TU Kaiserslautern Studium Maschinenbau und Verfahrenstechnik Schwerpunktfach: Produktionstechnik Abschluss: Diplom-Ingenieur Maschinenbau
08/1997 - 05/2004	Gauß-Gymnasium, Worms Abschluss mit allgemeiner Hochschulreife

Beruflicher Werdegang

06/2015 - heute	Wissenschaftlicher Mitarbeiter Technische Universität Kaiserslautern Lehrstuhl für Strömungsmechanik und Strömungsmaschinen
01/2011 - 05/2015	Wissenschaftliche Hilfskraft Technische Universität Kaiserslautern Lehrstuhl für Strömungsmechanik und Strömungsmaschinen
05/2010 - 11/2010	Fachpraktikum KSB SE & Co. KGaA, Shanghai, Volksrepublik China
04/2009 - 04/2010	Wissenschaftliche Hilfskraft Technische Universität Kaiserslautern Lehrstuhl für Strömungsmechanik und Strömungsmaschinen
05/2005 - 08/2005	Praktikum KSB SE & Co. KGaA, Frankenthal, Deutschland
05/2004 - 02/2005	Zivildienstleistender Deutsches Rotes Kreuz e.V., Worms, Deutschland