

**Forschungsberichte aus dem
Institut für Thermische Strömungsmaschinen**
Hrsg.: Prof. Dr.-Ing. Hans-Jörg Bauer

Maximilian Elfner

Bewertung neuer Verfahren zur Kühlung von Turbinenrotorschaukeln

Infrarotthermographie bei maschinenähnlichen
Randbedingungen

Bewertung neuer Verfahren zur Kühlung von Turbinenrotorschaukeln

Infrarotthermographie bei maschinenähnlichen
Randbedingungen

Zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor der Ingenieurwissenschaften

der Fakultät für Maschinenbau
Karlsruher Institut für Technologie (KIT)

genehmigte

Dissertation

von

Maximilian Elfner, M. Sc.
aus Bonn

Tag der mündlichen Prüfung:

Hauptreferent:

Korreferent:

28.02.2019

Prof. Dr.-Ing. Hans-Jörg Bauer
Prof. Dr.-Ing. Heinz-Peter Schiffer

Forschungsberichte aus dem
Institut für Thermische Strömungsmaschinen

herausgegeben von:
Prof. Dr.-Ing. Hans-Jörg Bauer,
Lehrstuhl und Institut für Thermische Strömungsmaschinen
Karlsruher Institut für Technologie (KIT)
Kaiserstr. 12
D-76131 Karlsruhe



Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über <http://dnb.d-nb.de> abrufbar.

©Copyright Logos Verlag Berlin GmbH 2019

Alle Rechte vorbehalten.

ISSN 1615-4983

ISBN 978-3-8325-4838-4

Logos Verlag Berlin GmbH
Comeniusshof, Gubener Str. 47,
10243 Berlin
Tel.: +49 030 42 85 10 90
Fax: +49 030 42 85 10 92
INTERNET: <http://www.logos-verlag.de>

Bewertung neuer Verfahren zur Kühlung von Turbinenrotorschaukeln

Infrarotthermographie bei maschinenähnlichen
Randbedingungen

Maximilian Elfner

Karlsruhe 2019

Vorwort des Herausgebers

Der schnelle technische Fortschritt im Turbomaschinenbau, der durch extreme technische Forderungen und starken internationalen Wettbewerb geprägt ist, verlangt einen effizienten Austausch und die Diskussion von Fachwissen und Erfahrung zwischen Universitäten und industriellen Partnern. Mit der vorliegenden Reihe haben wir versucht, ein Forum zu schaffen, das neben unseren Publikationen in Fachzeitschriften die aktuellen Forschungsergebnisse des Instituts für Thermische Strömungsmaschinen am Karlsruher Institut für Technologie (KIT) einem möglichst großen Kreis von Fachkollegen aus der Wissenschaft und vor allem auch der Praxis zugänglich macht und den Wissenstransfer intensiviert und beschleunigt.

Flugtriebwerke, stationäre Gasturbinen, Turbolader und Verdichter sind im Verbund mit den zugehörigen Anlagen faszinierende Anwendungsbereiche. Es ist nur natürlich, dass die methodischen Lösungsansätze, die neuen Messtechniken, die Laboranlagen auch zur Lösung von Problemstellungen in anderen Gebieten - hier denke ich an Otto- und Dieselmotoren, elektrische Antriebe und zahlreiche weitere Anwendungen - genutzt werden. Die effiziente, umweltfreundliche und zuverlässige Umsetzung von Energie führt zu Fragen der ein- und mehrphasigen Strömung, der Verbrennung und der Schadstoffbildung, des Wärmeübergangs sowie des Verhaltens metallischer und keramischer Materialien und Verbundwerkstoffe. Sie stehen im Mittelpunkt ausgedehnter theoretischer und experimenteller Arbeiten, die im Rahmen nationaler und internationaler Forschungsprogramme in Kooperation mit Partnern aus Industrie, Universitäten und anderen Forschungseinrichtungen durchgeführt werden.

Es sollte nicht unerwähnt bleiben, dass alle Arbeiten durch enge Kooperation innerhalb des Instituts geprägt sind. Nicht ohne Grund ist der Beitrag der Werkstätten, der Technik-, der Rechner- und Verwaltungsabteilungen besonders hervorzuheben. Diplomanden und Hilfsassistenten tragen mit ihren Ideen Wesentliches bei, und natürlich ist es der stets freundschaftlich fordernde wissenschaftliche Austausch zwischen den Forschergruppen des Instituts, der zur gleichbleibend hohen Qualität der Arbeiten entscheidend beiträgt. Dabei sind wir für die Unterstützung unserer Förderer außerordentlich dankbar.

Aufgrund steigender Leistungsdichten und zur Erreichung höherer Prozesswirkungsgrade nimmt die thermische Belastung insbesondere der ersten Turbinenstufen moderner Flugtriebwerke stetig zu. Turbineneintrittstemperaturen, die weit über der Einsatztemperatur modernster Superlegierungen liegen, sind nur durch die Verwendung fortschrittlicher Kühlmethoden zu beherrschen. Voraussetzung für eine weitere Verbesserung der Effektivität und Effizienz der Kühlung ist die genaue Kenntnis der externen und internen Prozesse der Wärmeübertragung. Im vorliegenden Band der Schriftenreihe verfolgt der Autor den Ansatz, eine geometrisch ähnliche aber gegenüber der realen Anwendung vergrößerte Laufschaufel unter Einhaltung aller relevanten aerodynamischen und thermischen Ähnlichkeitskenngrößen auf einem stationären Heißgasversuchsstand experimentell zu untersuchen. Im Fokus der Untersuchungen stand die lokal und thermisch hoch aufgelöste Ermittlung der Gesamtkühleffektivität der Schaufel unter wohldefinierten Randbedingungen. Es sollte dabei insbesondere ein Vergleich unterschiedlicher Konfigurationen der internen Konvektionskühlung im thermisch besonders hoch belasteten Bereich der Vorderkante der Schaufel durchgeführt werden.

Eine spezielle Herausforderung ergab sich für die eingesetzte Infrarotmesstechnik zur Bestimmung der Oberflächentemperatur. Diese Messtechnik wird seit vielen Jahren am Institut für Thermische Strömungsmaschinen erfolgreich zur Analyse von Kühlsystemen eingesetzt. Sie wurde kontinuierlich in Ihrer Genauigkeit verbessert und bezüglich ihrer Einsatzmöglichkeiten erweitert. Im Gegensatz zu generischen Untersuchungen an abstrahierten Konfigurationen ist die Zugänglichkeit im Falle der untersuchten Laufschaufel stark eingeschränkt. Die von der Schaufel ausgehende Wärmestrahlung muss unter einem weiten Winkelbereich auf stark gekrümmten Oberflächen und für einen großen geometrischen Tiefenbereich mit der Infrarotthermokamera gemessen werden. Dabei ergeben sich große Variationen der Emissivität der Oberfläche. Zudem ist die Schärfentiefe der Kameraoptik nicht ausreichend, um alle interessierenden Bereiche der Schaufeloberfläche in einer einzigen Aufnahme scharf abzubilden. Darüber hinaus ist eine eindeutige Zuordnung zwischen der zweidimensionalen Abbildung auf dem Kamerasensor zur komplex dreidimensional geformten Oberfläche a priori nicht gegeben. Mit Hilfe eines neuartigen genetischen Algorithmus gelingt es dem Autor, die genaue Kameraposition exakt zu identifizieren und auf praktisch beliebig geformten Oberflächen deren Temperatur lokal optisch und thermisch hoch aufgelöst zu messen können. Auf Basis der Ergebnisse der thermischen Untersuchungen gibt der Autor wichtige Anregungen für die weitere Verbesserung der kombinierten Konvektions- und Filmkühlung zukünftiger hochbelasteter Gasturbinenschaufeln.

Karlsruhe, im März 2019

Hans-Jörg Bauer

Vorwort des Autors

Diese Dissertation entstand während meiner Tätigkeit am Institut für Thermische Strömungsmaschinen (ITS) am Karlsruher Institut für Technologie (KIT). Das Forschungsprojekt zur Untersuchung von neuartigen Kühlkonzepten wurde in enger Zusammenarbeit mit Rolls-Royce Deutschland definiert und durchgeführt. Die Arbeiten wurden im Rahmen des LuFo IV/V Förderprogrammes des BMWi gefördert.

Großer Dank gilt Herrn Professor Hans-Jörg Bauer, zum einen für die Übernahme des Hauptreferats, zum anderen aber vor allem für die Möglichkeiten, die mir am Institut für Thermische Strömungsmaschinen geboten wurden. Das personelle Umfeld, die Infrastruktur, das entgegengebrachte Vertrauen sowie die Freiheiten während der Arbeit ermöglichen erst die Durchführung von wissenschaftlichen Arbeiten.

Weiterhin bedanken möchte ich mich auch bei Herrn Professor Heinz-Peter Schiffer, Fachgebietsleiter Gasturbinen, Luft- und Raumfahrtantriebe an der Technischen Universität Darmstadt für die Übernahme des Korreferats und das Interesse an dieser Arbeit.

Besonders danke ich auch Herrn Dr. Achmed Schulz, dem ehemaligen Leiter der Forschungsgruppe Wärmeübergang und Kühlmethode. Die unzähligen persönlichen Gespräche, die Unterstützung im Labor sowie die guten (und pragmatischen) Ratschläge theoretischer und experimenteller Natur haben einen großen Beitrag zum Erfolg dieser Dissertation geleistet.

Ich möchte auch dem ganzen Kollegium danken, das mich während der Zeit am Institut für Thermische Strömungsmaschinen begleitet hat. Die sehr gute Zusammenarbeit, die diversen Besprechungen und gemeinsamen Unternehmungen tragen sehr zum angenehmen Arbeitsklima am Institut bei. So ließen sich auch die (unvermeidbaren) Zeiten, in denen wenig geklappt hatte wie es sollte, angenehm überstehen.

Außerdem dankend erwähnen möchte ich . . .

. . . Johannes Kneer, der die Grundlagen für die 3D-Transformation in Verbindung mit der Thermographie gelegt hat. Außerdem dafür, dass er mir in meinen ersten Wochen am Institut die Verwendung von *python* nahegelegt hat und für die darauffolgende andauernde Beratung im Institutsalltag.

. . . Stefanos Melekidis, der von mir direkt ins kalte Wasser geworfen wurde und mich trotzdem (oder deswegen?) maßgeblich bei der Durchführung von zeitintensiven Industrieprojekten unterstützt hat.

. . . Marco Ochs, der die Infrarotthermographie maßgeblich verbessert hat und trotz dass er seit langem nicht mehr am Institut tätig ist, mir oft beratend zur Seite stand.

. . . Felix von Plehwe, meinen langjährigen Bürokollegen. Die ein oder andere Idee, die in den zahllosen Gesprächen aufgekommen ist und diskutiert wurde, ist auch in diese Dissertation eingeflossen (das hatte ich ja schon währenddessen vermutet). Weitere Diskussionen über Elektronik, das (selbst) Fliegen, Kaffeekonsum oder das ein oder andere FAB sind auch nicht zu kurz gekommen.

. . . Tobias Glasenapp, langjähriger Mitstreiter in der Forschungsgruppe. Immer bereit für fachliche Diskussionen während, aber auch nach den üblichen Arbeitszeiten bei gemütlichen Runden.

... Knut Lehmann, der für die technische Projektbetreuung seitens Rolls-Royce Deutschland verantwortlich war, für die intensive und sehr gute Zusammenarbeit während der gesamten Projektlaufzeit und auch darüber hinaus.

... Philipp Mattern, für die Betreuung meiner Masterarbeit, die Vermittlung der nötigen Improvisationsgabe beim experimentellen Arbeiten und auch die weitere Beratung während meiner Zeit am ITS (gerade wenn es um Laser geht!).

... Felix Schwab, Frieder Kaiser, Moritz Koschitzky, Matthias Zapf, die seit inzwischen über 10 Jahren hier in Karlsruhe mein Leben neben dem Institut (auch das gibt es...) bereichern. Ohne sie wäre eventuell manches schneller gegangen, aber dafür wohl nur halb so lustig gewesen.

... Manfred Heinrich, für die Möglichkeit zur langjährigen Arbeit in der Gastronomie, dem Zugang zum Kochen und die Vermittlung einer gesunden Arbeitseinstellung, die zum Erfolg meines Studiums und auch dieser Promotion beigetragen hat.

Abschließend möchte ich meiner Lebensgefährtin Karin und meiner Familie danken. Karin für die Unterstützung in den vergangenen Jahren im Privaten und Beruflichen und an dieser Stelle speziell während des Schreibens und der Korrektur dieser Arbeit.

Meiner Familie, meinen Eltern, für die Unterstützung meiner Entscheidungen, die ich in meiner bisherigen Ausbildung und auch im Privaten getroffen habe.

Karlsruhe, im März 2019

Maximilian Elfner

Inhaltsverzeichnis

Symbolverzeichnis	iii
1 Einleitung	1
2 Aerothermische Analyse der Strömungen im Laufgitter	5
2.1 Aerodynamik der Außenströmung im rotierenden Bezugssystem	5
2.2 Kühlung von hoch belasteten Rotorschaukeln	7
2.2.1 Konvektive Kühlung	8
2.2.2 Filmkühlung	10
2.2.3 Keramische Schichten	12
2.3 Übersicht aktueller Untersuchungen zur Erhöhung des internen Wärmeübergangs	12
2.3.1 Drallkühlung	17
2.3.2 Kombinierte Untersuchungen zur Gesamtkühleffektivität	25
2.4 Bestimmung der Oberflächentemperaturen mittels Infrarotthermographie	27
2.5 Zielsetzung der Arbeit	32
3 Entwicklung und Inbetriebnahme eines neuen Turbinenprüfstandes	35
3.1 Skalierung und Konstruktion	35
3.2 Interne Kühlung	41
3.3 Erreichte Ähnlichkeit und Betriebsparameter	43
4 Modellierung und Positionsbestimmung der Kamera	51
4.1 Modell der Lochkamera	51
4.2 Einschränkungen des Lochkameramodells	53
4.3 Bestimmung der Kameraparameter	55
4.3.1 Genetischer Algorithmus	56
4.3.2 Plausibilitätsprüfung	61
5 Infrarotthermographie auf dreidimensionalen Oberflächen	63
5.1 Erweiterung des Schärfebereichs im Objektraum	63
5.2 Korrektur des Sichtwinkeleinflusses	65
5.3 Temperaturkalibrierung unter Berücksichtigung des Sichtwinkels	68
5.4 Fehleranalyse	70
6 Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen	75
6.1 Analyse der qualitativen Temperaturverteilung	76
6.2 Untersuchung der Referenzgeometrie	79
6.3 Untersuchung der Drallgeometrien	82
6.3.1 Kühleffektivität der GVI-Geometrie	82
6.3.2 Kühleffektivität der NSG-Geometrie	83
6.3.3 Kühleffektivität der OSG-Geometrien	85
6.4 Vergleich und abschließende Bewertung der Konzepte	88
7 Zusammenfassung und Ausblick	93

Literaturverzeichnis	97
A Anhang	109
A.1 Interpolation der Bilddaten in 3D	109
A.2 Sichtfeldbasierte Maskierung	109
A.3 3D Panorama	110
A.4 Kühleffektivitäten Nennbetriebspunkt, absolut	112
A.5 Kühleffektivitäten Nennbetriebspunkt, relativ	113
A.6 Ablaufplan des genetischen Algorithmus	114

Symbolverzeichnis

Symbol	Einheit	Bezeichnung
<i>Lateinische Symbole</i>		
A		Affine Parameter
C_d		Durchflusskoeffizient
\vec{C}	m	Projektionszentrum, Kamerazentrum
DR		Dichteverhältnis
E	[A.U.]	einfallende Strahlung (Kameradetektor)
G		Bildgradient
I		Impulsverhältnis, Bildmatrix
I	[A.U.]	linearisiertes, skaliertes Detektorsignal
K	kg m/s ²	Impulsfluss, axiale Komponente
L	m	Länge
M		Ausblaserate
M	m · kg m/s ²	Moment des Impulsflusses, axiale Komponente
M		3 × 3-Teil der Kameramatrix
$N(\dots)$		Gauss'sche Normalverteilung
OA		Optische Achse
P		Kameramatrix, Transformationsmatrix
P		diskrete Wahrscheinlichkeit
R	J/(kg K)	spez. Gaskonstante
S		geometrischer Skalierungsfaktor, Sobel-Kernel
T	K	Temperatur
U	[A.U.]	Detektorsignal
$U(\dots)$		Gleichverteilung
V		Wirbelstruktur
W	W/(m ² μm)	spektrale spez. Ausstrahlung
$\{X, Y, Z, W\}$		Objektkoordinaten, homogen
a	m/s	Schallgeschwindigkeit
b	mm	Bildweite
b	m/K	Wiensche Konstante
c	m/s	Geschwindigkeit, Lichtgeschwindigkeit
c_p	J/(kg K)	spez. Wärmekapazität bei $p = \text{const.}$
$c_{x,y}$	px	Bildmitte
d	m	Durchmesser
f	mm	Brennweite
f		Druckverlustfaktor
\vec{f}	kg/(m ² s ²)	Kraftdichte
g	mm	Objektweite
h	W/(m ² K)	Wärmeübergangskoeffizient
h	J s	Plancksches Wirkungsquantum
k	J/K	Boltzmann-Konstante
k		intrinsische Kameramatrix

Symbol	Einheit	Bezeichnung
\dot{m}	kg/s	Massenstrom
p	Pa	Druck
\dot{q}	W/m ²	spez. Wärmestrom
r	m	Radius
r		Recovery-Faktor
r		Reflektivität
$\{r, b, f\}$		Konstanten Infrarot-Kalibrierung
s		Detektor-Schiefe
\vec{t}	m	Translationsvektor
t		Toleranz
t	mm	Wanddicke
t	s	Zeit
u	m/s	Umfangsgeschwindigkeit
\vec{v}		Perspektivische Parameter
w	m/s	Relativgeschwindigkeit
$\{x, y, w\}$		Bildkoordinaten, homogen

Griechische Symbole

∞		unendlich
Δ		Abweichung, Fehler
Γ	m ² /s	Zirkulation
Θ	rad	Drallwinkel, lokaler Sichtwinkel
Σ		Standardabweichung
α		Winkel der internen Anströmung der Kühlluft, Absorptionsgrad
β		<i>compound</i> -Winkel, rel. Anströmwinkel
ε		Emissivität
ζ		Massenstromverhältnis
ζ	mm/px	Pixelabstand
θ		(globaler) Sichtwinkel
κ		Isentropenexponent
λ	W/(mK)	Wärmeleitfähigkeit
λ	μm	Wellenlänge
(λ, μ)		Individuenanzahl im GA
μ	Pas	dynamische Viskosität
ν	m ² /s	kinematische Viskosität
ν		Mittelwert
π		Kreiszahl
ρ	kg/m ³	Dichte
τ		Transmissionsgrad
φ	rad	Umfangswinkel
χ	mm	Auszug

Symbol	Einheit	Bezeichnung
ω	1/s	Winkelgeschwindigkeit
<i>Indizes</i>		
$\dot{\square}$		Stromgröße
$\vec{\square}$		Vektor
$\vec{\square}'$		im Relativsystem
$\hat{\square}$		fehlerbehaftete Größe
\square_{\perp}		normaler Sichtwinkel $\theta = 0^\circ$
\square_{∞}		unendlich
\square_0		Referenz, 0-tes Element, vor Strömungsgitter
\square_1		Zuströmung
\square_2		Abströmung
\square_3		Turbineneintritt Brayton-Prozess
\square_{AB}		Aperturblende
\square_D		Abstand
\square_{DS}		Druckseite
\square_E		Einsatz
\square_F		Fokussierung, Farbe
\square_H		Heißgas
\square_K		Kühlluft
\square_{LE}		Vorderkante
\square_R		Verhältnis
\square_{RE}		<i>rear</i> , hinterer Bereich
\square_S		Solid
\square_{SS}		Saugseite
\square_{TC}		Thermoelement
\square_{ZR}		Auszugsverlängerung
\square_a		adiabat
\square_{ax}		axiale Richtung
\square_c		korrigiert
\square_{char}		charakteristisch
\square_{cx}		Kreuzung
\square_{eng}		Daten der Maschine
\square_f		Fluid
\square_h		hydraulisch
\square_{hew}		Hufeisenwirbel
\square_i		<i>i</i> -tes Element, integriert
\square_{id}		Ideal
\square_{int}		Innen
\square_k		Lochkamera, intrinsisch
\square_{kom}		komplett
$\square_{m,i}$		Mutation (<i>i</i> -tes Element)

Symbol	Einheit	Bezeichnung
\square_{mit}		mitte
\square_{obj}		Objekt
\square_{p1}		<i>purge 1</i>
\square_{p2}		<i>purge 2</i>
\square_{pw}		Passagenwirbel
\square_{r}		radiale Richtung
\square_{rad}		Strahlung
\square_{rec}		Recovery
\square_{rel}		relativ
\square_{rig}		Daten des Prüfstands
\square_{rp}		Reprojektion
\square_{s}		Oberfläche
\square_{sk}		Schwarzkörper
\square_{tot}		Total
\square_{u}		Umfangsrichtung
\square_{v}		Vorgabe
\square_{w}		Wand
\square_{x}		<i>x</i> -Richtung
\square_{y}		<i>y</i> -Richtung

Ähnlichkeitskennzahlen

$\text{Bi} = \frac{h \cdot L_{\text{char}}}{\lambda_{\text{S}}}$	Biotzahl
$\Pi = \frac{p_1}{p_2}$	Druckverhältnis
$\text{Ma} = \frac{u}{a} = \frac{u}{\sqrt{\kappa RT}}$	Machzahl
$\text{Nu} = \frac{h \cdot L_{\text{char}}}{\lambda_{\text{f}}}$	Nußeltzahl
$\text{Pr} = \frac{\rho \cdot v \cdot c_p}{\lambda_{\text{f}}}$	Prandtlzahl
$\text{Re} = \frac{\rho \cdot u \cdot L_{\text{char}}}{\mu}$	Reynoldszahl
$\text{Ro} = \frac{\omega \cdot L_{\text{char}}}{c_{\text{char}}}$	Rotationszahl
$\text{Y} = \frac{M}{r \cdot K}$	integrale Drallzahl
$\Gamma = \frac{T_1}{T_2}$	Temperaturverhältnis

Abkürzungen

ATAG	Air Transport Action Group
CO ₂	Kohlenstoffdioxid
Cu	Kupfer
DS	Druckseite
ECC	Enhanced Correlation Coefficient
EIS	Entry In Service, Termin der Markteinführung

Symbol	Einheit	Bezeichnung
FPA		Focal Plane Array
GS		Grenzschicht
GE		General Electric
HDR		High Dynamic Range
LDA		Laser Doppler Anemometrie
PIV		Particle Image Velocimetry
SS		Saugseite
TCE		Totalkühleffektivität (<i>Total Cooling Effectiveness</i>)
TiAl6V4		Titanaluminium
ZrO ₂		Zirkonoxid

1 Einleitung

Die zivile Luftfahrt ist ein stetig wachsender Sektor. Trotz der schon über 100 Millionen Passagiere, die allein in Deutschland pro Jahr in ein Flugzeug steigen, wird vom Institut für Flughafenwesen und Luftverkehr (2015) weiterhin ein globales Wachstum von 5 % pro Jahr prognostiziert. Neue Studien einer Arbeitsgruppe der *Air Transport Action Group* ATAG (2013a) gehen außerdem davon aus, dass nur 10 % der heutigen Weltbevölkerung für 80 % der globalen Passagierkilometer verantwortlich sind. Mit der weiteren Industrialisierung von Schwellenländern wird die Nachfrage an Flugreisen weiter steigen.

Diese positive Wachstumsprognose führt zu einer großen Herausforderung. So ist die zivile Luftfahrt derzeit schon für ca. 2 % des weltweiten Ausstoßes von CO₂ verantwortlich. Außerdem kann die Bildung von Stickoxiden auch bei modernen Triebwerken nicht vermieden werden. Die Emission dieser beiden Stoffe wird momentan und mit hoher Wahrscheinlichkeit auch in Zukunft stark reguliert. Die Verwendung von elektrischen Antrieben, wie sie in anderen Branchen verfolgt wird, ist für die Luftfahrt nach dem aktuellen Stand der Technik und auch in naher Zukunft noch keine Option. Selbst theoretisch erreichbare Energiedichten von elektrochemischen Speichern liegen noch Größenordnungen unter der Energiedichte von Kerosin (Nitta et al., 2015). Das aus dem Energiebedarf eines Langstreckenfluges resultierende Gewicht des Speichers läge damit weit über technisch umsetzbaren Höchstabfluggewichten. Weitere kritische Aspekte bei der Verwendung fossiler Brennstoffe wie der Massenverlust während des Fluges und die damit erst mögliche Landung großer Flugzeuge können mit elektrochemischen Speichern nicht umgesetzt werden.

Ein klima- und gesetzkonformes Wachstum kann demnach nur durch ein verbessertes, effizienteres Komplettsystem Luftfahrt erreicht werden. Die Ziele dieser Verbesserung werden von führenden Herstellern in Verbund mit der ATAG konkret formuliert und in verschiedenen Berichten festgehalten. So wird bis 2020 eine Kraftstoffeinsparung von 50 % und eine Reduktion der Stickoxidemissionen um 80 % angestrebt (Busquin et al., 2001). Dadurch soll das weitere Wachstum der Branche CO₂-neutral sein.

Bis 2050 soll der Netto-Ausstoß von Kohlenstoffdioxid, trotz des prognostizierten Wachstums, den Wert von 2005 erreicht haben (ATAG, 2013b). Dafür werden von europäischen Gruppen wie Darecki et al. (2011) konkrete Anforderungen formuliert: Eine Reduktion des CO₂-Ausstoßes pro Passagierkilometer um 75 %, eine Reduktion der Stickoxidemissionen um 90 % muss erreicht werden.

Zum Erreichen dieser gesetzten Ziele müssen alle Teilsysteme optimiert werden. Einen hohen Anteil von etwa einem Viertel sehen führende Hersteller wie zum Beispiel Rolls-Royce Deutschland (2017) bei den Strahltriebwerken. Maßgeblich für die effiziente Nutzung der Primärenergie und damit Grundlage für einen niedrigen Ausstoß von Kohlenstoffdioxid ist der Gesamtwirkungsgrad des Triebwerkes, der den zur Verfügung gestellten Schub in Relation zur zugeführten Kraftstoffmenge stellt. Dieser lässt sich weiter aufteilen in das Produkt des thermischen Wirkungsgrades des Kerntriebwerkes und des Vortriebswirkungsgrades. Cazalens et al. (2014) zeigen die angestrebten Ziele der beiden Wirkungsgrade und die damit einhergehenden technischen Herausforderungen auf.

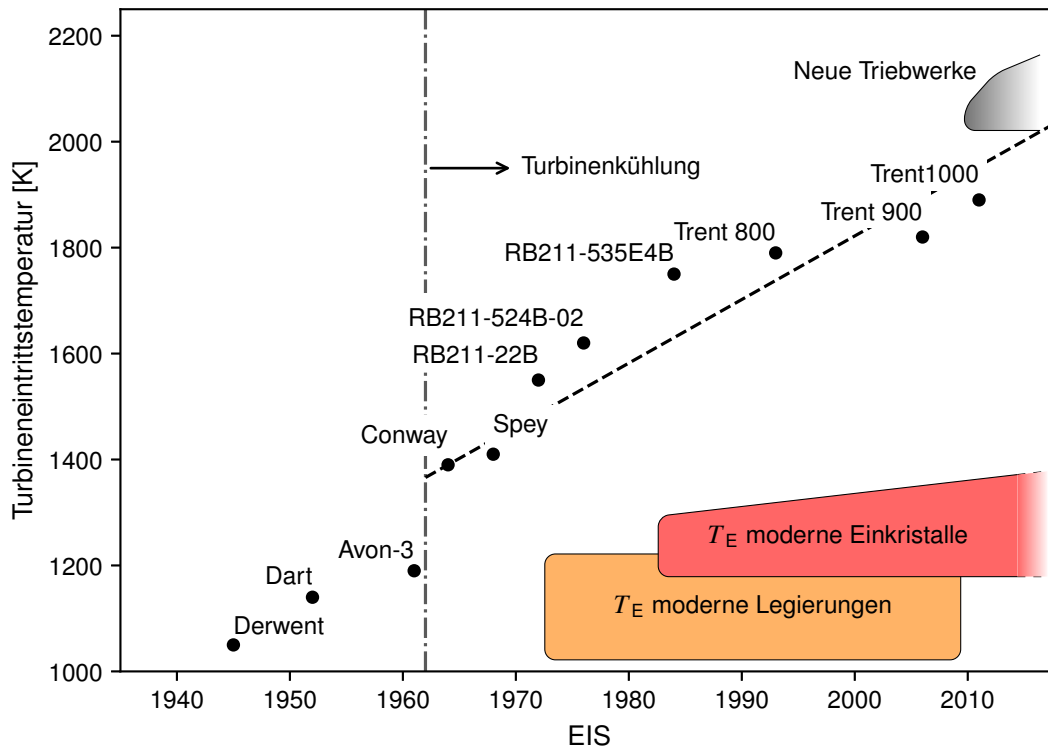


Abbildung 1.1: Entwicklung der Turbineneintrittstemperatur von Rolls-Royce Triebwerken in Abhängigkeit des Zeitpunkts der Inbetriebnahme (EIS) in Anlehnung an *The Jet Engine*, Rolls-Royce PLC (2005) und Rolls-Royce Deutschland (2017)

Die Steigerung des Vortriebswirkungsgrades wird vor allem durch eine aerodynamische Optimierung von Fan und Bypass erreicht. Hier werden größere Fandurchmesser und höhere Nebenstromverhältnisse angestrebt. Als Kerntechnologie gilt ein Untersetzungsgetriebe zwischen Fan und Niederdruckturbine. Das Kerntriebwerk hingegen soll möglichst kompakt bleiben, muss aber den erhöhten Leistungsbedarf des Fans decken können. Gefordert ist eine hohe spezifische Arbeit bei hohem thermischen Wirkungsgrad. Eine Analyse des Joule-Brayton-Prozesses zeigt, dass dies nur durch eine Steigerung des Prozessdruckverhältnisses Π bei gleichzeitig steigender Prozessmaximaltemperatur, der Turbineneintrittstemperatur T_3 , möglich ist. So werden bei heutigen Strahltriebwerken Druckverhältnisse von $\Pi \approx 50$ und Turbineneintrittstemperaturen von $T_3 \geq 1.900 \text{ K}$ erreicht. Zukünftige Triebwerksgenerationen werden schon jetzt mit Druckverhältnissen von $\Pi \approx 70$ und damit auch weiter steigenden Turbineneintrittstemperaturen geplant.

Die Entwicklung der Turbineneintrittstemperatur von Strahltriebwerken des Herstellers Rolls-Royce ist in Abbildung 1.1 gezeigt. Seit der Einführung von gekühlten Turbinenkomponenten ist ein stetiger Anstieg der Turbineneintrittstemperatur festzustellen. Die Gastemperaturen liegen dabei inzwischen mehrere hundert Kelvin über der Einsatztemperatur T_E hochentwickelter Nickelbasislegierungen. Dies ist nur durch extensive Kühlung der von Heißgas umströmten Bauteile möglich. Die Kühlluft wird dem Prozess in den hinteren Verdichterstufen entnommen, in der Turbine zur Kühlung verwendet und dabei dem Hauptmassenstrom wieder zugeführt. Hierbei ergeben sich mehrere Herausforderungen: Die Kühlluft erreicht durch die Verdichtung

eine erhöhte Temperatur (über 900 K bei $II = 50$), der entnommenen Luft wird keine Wärme zugeführt und bei der graduellen Wiedereinmischung in der Turbine kann nicht die volle Verdichterarbeit zurückgewonnen werden.

So müssen die Bauteile unter Verwendung von möglichst wenig Kühlluft auf Temperaturen nahe der Temperatur des Kühlmediums selbst gekühlt werden. Diese Kühlung muss sowohl die Geometrie der gekühlten Bauteile selbst als auch das externe Strömungsfeld berücksichtigen. Die hoch komplexen Kühlsysteme müssen exakt ausgelegt werden: Eine Abweichung der Bauteiltemperatur von ≈ 20 K ($\approx 2\%$) vom Auslegungspunkt kann nach Schätzungen von Snowsill et al. (2006) eine Lebensdauerreduktion von bis zu 50 % bewirken.

Es existieren weitreichende experimentelle und numerische Untersuchungen und abgeleitete Korrelationen zu einer breiten Spanne verschiedener Kühlverfahren. Diese werden üblicherweise während einer Vorauslegung auf ihre Eignung überprüft, auf die konkreten Geometrien übertragen und dann durch umfangreiche Berechnungen mithilfe von CFD und Festkörperrechnungen überprüft. Aufgrund der Komplexität der Aerothermodynamik ist diese Auslegung oft ungenau. Daher müssen vor Inbetriebnahme neuer Systeme Thermalfarben tests durchgeführt werden. Dafür werden die Prüflinge in sogenannten „Demonstrator Engines“, also Technologieträgern, die für Testreihen zur Verwendung kommen, eingebaut. Diese Tests sind zeit- und kostenintensiv.

Im Rahmen dieser Arbeit wird ein Prüfstand konzipiert und aufgebaut, der erstmals die Untersuchung moderner Kühlkonzepte für Rotorschauflern unter realen Bedingungen ermöglicht. Dies bedeutet, dass reale Schaufel- wie Passagengeometrien verwendet werden und dass sowohl für das Heißgas als auch für die Kühlluft die wichtigen dimensionslosen Kennzahlen so eingestellt werden können, wie sie aus den Betriebserfahrungen für Flugtriebwerke bekannt sind. Zur Untersuchung kommen verschiedene Variationen von internen Geometrien bei unverändertem externen Schaufelprofil sowie unveränderter Filmkühlung.

Diese Bedingungen bedeuten eine große Herausforderung für die angewendete Messtechnik. Oberflächentemperaturen müssen auf gekrümmten, stark gekühlten Oberflächen lokal hoch aufgelöst bestimmt werden. Hierfür wird Infrarotthermographie eingesetzt, die durch neue Verfahren zur Auswertung verbessert wird.

Im folgenden Kapitel wird ein Überblick über den aktuellen Stand der Forschung gegeben. Zur Definition der Ziele dieser Arbeit sind vor allem die bisherigen Errungenschaften aus den Forschungsgebieten der internen Kühlmethoden und der angewandten Infrarotthermographie grundlegend wichtig, die dort diskutiert werden. Im darauf folgenden Kapitel werden der neue Prüfstand sowie aerodynamische Untersuchungen präsentiert, die die erreichte Ähnlichkeit zwischen Prüfstand und Maschine zeigen. Es folgen zwei Kapitel, die sich im Detail mit den neuen Verfahren zur Temperaturmessung mittels Infrarotthermographie bei komplexen Randbedingungen beschäftigen. Im Anschluss werden die durch die neuen Verfahren gewonnenen experimentellen Ergebnisse diskutiert. Ein Fazit und Ausblick schließen die Arbeit ab.

2 Aerothermische Analyse der Strömungen im Laufgitter

Die thermische Belastung von Rotorschaukeln ist direkt abhängig vom Strömungsfeld des Heißgases und dem Strömungsfeld der Kühlluft im Relativsystem der Schaufel. Im Vergleich zum davor liegenden Stator werden diese durch die zwei Scheinkraftdichten der Zentrifugalbeschleunigung \vec{f}_{cent} sowie der Coriolisbeschleunigung \vec{f}_{cor}

$$\vec{f}_{\text{cent}} = \rho(\vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r}')) \quad \text{sowie} \quad \vec{f}_{\text{cor}} = -2\rho(\vec{\omega} \times \vec{v}') \quad (2.1)$$

beeinflusst. Hier beschreibt $\vec{\omega}$ die Winkelgeschwindigkeit, \vec{r}' und \vec{v}' Radius und Geschwindigkeit im Relativsystem.

Die Außenströmung zeigt ähnliche Primär- und Sekundärströmungsstrukturen wie die Statorströmung. Für Unterschiede ist vor allem die zusätzliche Zentrifugalkraft maßgeblich, die Corioliskraft ist gering: Der Axialanteil w_{ax} des relativen Strömungsvektors \vec{w} ist kollinear mit der vektoriellen Winkelgeschwindigkeit $\vec{\omega}$, die aus dem Umfangsanteil w_{u} resultierende Corioliskraft ist wegen der linearen Abhängigkeit in $\vec{\omega}$ wesentlich kleiner als die kollineare Zentrifugalkraft. Der radiale Anteil der Relativgeschwindigkeit w_{r} ist klein. Die resultierende Außenströmung wird in Abschnitt 2.1 beschrieben.

Die Innenströmung der Schaufelkühlung hingegen wird sowohl von der Zentrifugal- als auch der Corioliskraft beeinflusst, da die Hauptströmung meist radial nach außen bzw. innen gerichtet ist, also $\|\vec{v}'_{\text{int}}\| \approx v'_{\text{int,r}}$. Die Zentrifugalkraft führt zu einer Pumpwirkung nach außen, die Corioliskraft zur Beschleunigung in Umfangsrichtung und damit zur Ausbildung von Ausgleichsströmungen mit Wirbelform in der u,ax -Ebene. Die komplexen Formen der Kühlluftströmung sowie der Einfluss der Rotation werden in Abschnitt 2.2 und Abschnitt 2.3 beschrieben.

2.1 Aerodynamik der Außenströmung im rotierenden Bezugssystem

Die Umströmung von Turbinenschaufeln wird meist an ebenen Kaskaden oder zumindest in stationären Bezugssystemen untersucht. Nach Darlegung der Sekundärströmungsstrukturen im nicht rotierenden System werden darauf aufbauend die Unterschiede zum rotierenden Bezugssystem aufgezeigt. In Abbildung 2.1 ist das erwartete Sekundärströmungsfeld im Relativsystem des Laufgitters qualitativ dargestellt.

Frühe Untersuchungen an ebenen Kaskaden werden von Sieverding (1985) in einer Übersicht zusammengefasst. Ausgehend von den theoretischen Untersuchungen von Hawthorne (1955) beschreibt er die entstehenden Strömungsstrukturen durch Interaktion der Grenzschichten der Endwände mit der Schaufel. Sieverding identifiziert ein Aufrollen der Grenzschicht der jeweiligen Endwand an der Schaufelvorderkante und einen sich hieraus bildenden Hufeisenwirbel V_{hew} , der dann sowohl entlang der Druckseite als auch an der Saugseite stromab transportiert wird. Der druckseitige Ast wird in der Passage durch den Druckgradienten zur Saugseite umgelenkt, nimmt dabei Masse aus der Grenzschicht auf und vermischt sich mit dem saugseitigen Ast zum größeren Passagenwirbel V_{pw} . Die Größe dieses Wirbels wird durch die Eindringtiefe (*penetration length*, Sharma et al., 1987), also die vom Wirbel überdeckte Höhe an der Schaufelhinterkante, beschrieben. Des Weiteren wird ein Ablösegebiet (*laminar separation bubble*) im Bereich großer Beschleunigungen auf der Saugseite gezeigt, dessen Intensität und Größe

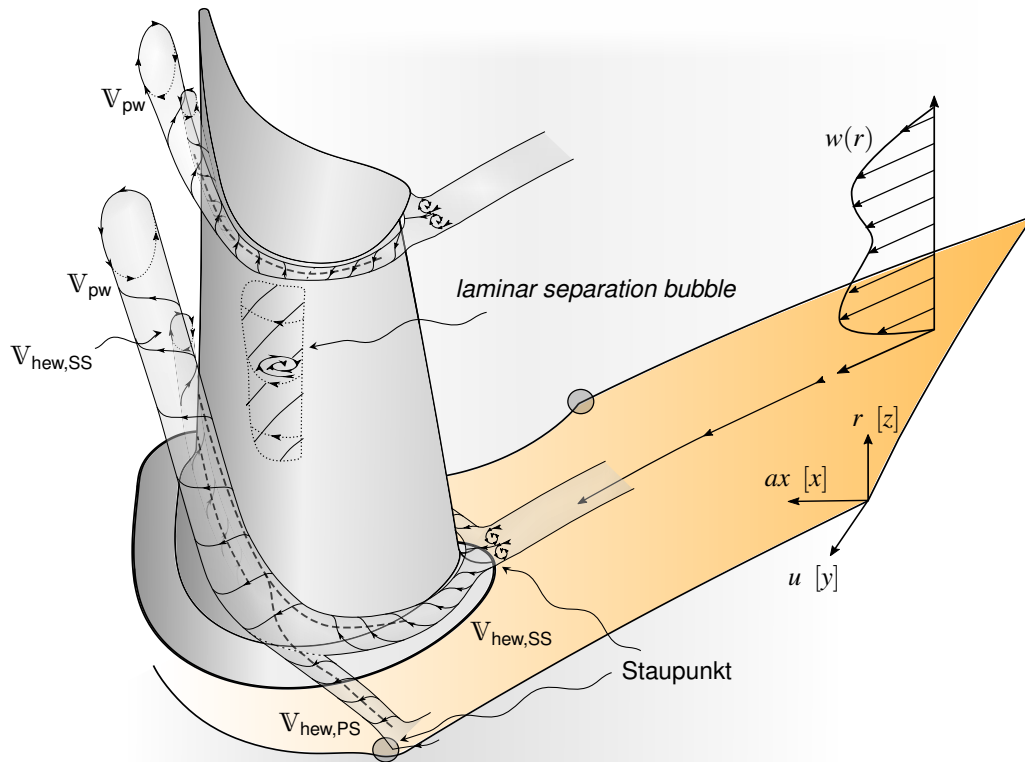


Abbildung 2.1: Sekundärströmungsfeld im rotierenden Bezugssystem, qualitativ. Wirbellinien auf der Schaufeloberfläche als gestrichelte Linien. Wirbelstrukturen V . Staupunkte von drei Schaufeln markiert, eine Schaufel dargestellt. Koordinatensystem der Maschine (Prüfstand in eckigen Klammern).

mit dem Grenzschichtzustand und der Freistromturbulenz variiert. Gregory-Smith et al. (1992) beschreiben vergleichbare Strukturen an explizit als Rotorschaukeln gekennzeichneten Geometrien. Die Experimente werden aber auch ohne Rotation durchgeführt. Wang et al. (1997) bestätigen diese Strukturen experimentell und zeigen zusätzlich kleinere Eckenwirbel zwischen Endwand und Schaufel sowie einen durch den Passagenwirbel induzierten Wandwirbel (in der Abbildung nicht dargestellt).

Untersuchungen im rotierenden System zeigen weitestgehend ähnliche Strukturen, die wichtigen Unterschiede werden im Folgenden erläutert. Durch die beschriebenen Sekundärströmungen im vor dem Rotor liegenden Stator ergibt sich eine w -förmige Verteilung der Axialgeschwindigkeit in radialer Richtung. Joslyn et al. (1992) identifizieren die Passagenwirbel und deren Einfluss auf die Umlenkung an der Statorhinterkante als Ursache. Nach Joslyn et al. (1992) ist der Effekt an der Gehäuseendwand am stärksten. Dies wurde in neueren Messungen von Gallus et al. (1995) und Ristic et al. (1999) widerlegt, hier wird die maximale Axialgeschwindigkeit nahe der nabenseitigen Endwand bestimmt. Diese Verteilung der Axialgeschwindigkeit führt zu einer Verstärkung der nabennahen Sekundärströmungen.

Gallus et al. (1995) beschreiben außerdem den Transport des nabenseitigen Passagenwirbels in Richtung der Kanalmitte durch radiale Beschleunigung im rotierenden System. Dies führt zu einer höheren Eindringtiefe des nabenseitigen Passagenwirbels im Vergleich zum gehäuseseitigen Passagenwirbel. Ristic et al. (1999) bestätigen diese Ergebnisse durch LDA-Messungen im rotierenden System. Auch sie beschreiben das nabenseitige Wirbelsystem relativ zum nicht rotierenden System vergrößert und hoch stabil, während das gehäuseseitige Wirbelsystem kleiner und fragmentierter ausfällt.

Auf Basis der von Wang et al. (1997) gezeigten graphischen Darstellung und der erläuterten Phänomene wird das erwartete Sekundärströmungsfeld in der Rotorpassage in Abbildung 2.1 gezeigt. Dort sind die wichtigsten Wirbelsysteme dargestellt: Der Hufeisenwirbel mit beiden Ästen, wobei der saugseitige Ast vom Passagenwirbel überdeckt wird (Änderung der Drehrichtung) und das analoge Wirbelsystem an der gehäuseseitigen Endwand, das erst weiter stromab in die Kanalmitte wandert. Dadurch kann sich die *laminar separation bubble* stabilisieren. Auf der Saugseite am Schaufelfuß können so zwei Wirbelstaulinien erwartet werden, während an der Schaufelspitze, je nach genauen Strömungsbedingungen, keine explizite Trennung der zwei Wirbel möglich ist.

2.2 Kühlung von hoch belasteten Rotorschaukeln

Bauteile im Turbinenbereich von Gasturbinen sind extrem hohen thermischen Belastungen unterworfen. Vor allem die Endwände und Schaufeln sind dem Heißgas, das bereits heutzutage Temperaturen mehrere hundert Kelvin über den Einsatztemperaturen der verwendeten Werkstoffe erreicht, direkt ausgesetzt. Eine besondere Stellung nehmen die Schaufeln der ersten Laufreihe ein. Da dem Prozessmedium bis zum Eintritt in den Rotor noch keine Arbeit entzogen wird, ist die für die Kühlung maßgebliche relative Recovery-Temperatur $T_{\text{rec},1,\text{rel}}$ des Heißgases hoch. Diese ergibt sich unter Verwendung des Recovery-Faktors r , der Geschwindigkeit c und der spezifischen Wärmekapazität c_p (bzw. Machzahl Ma sowie Isentropenexponent κ) zu

$$T_{\text{rec}} = T + r \frac{c^2}{2c_p} = T_t \cdot \frac{1 + r \frac{\kappa-1}{2} Ma^2}{1 + \frac{\kappa-1}{2} Ma^2} \quad \text{mit} \quad r = \begin{cases} \sqrt{\text{Pr}} & \text{laminare GS} \\ \sqrt[3]{\text{Pr}} & \text{turbulente GS} \end{cases} \quad (2.2)$$

und ist in Abbildung 2.2 als die für den Wärmeübergang maßgebliche Temperatur dargestellt. Zusätzlich zur hohen thermischen Belastung wirken, bedingt durch die hohen Drehzahlen der Hochdruckturbinen, starke Zentripetalkräfte. Diese führen zu Radialspannungen insbesondere im Schaufelfuß und am Übergang zwischen Plattform und Schaufel. Diese kombinierte Belastung begünstigt plastische Schädigungsmechanismen wie Kriechen.

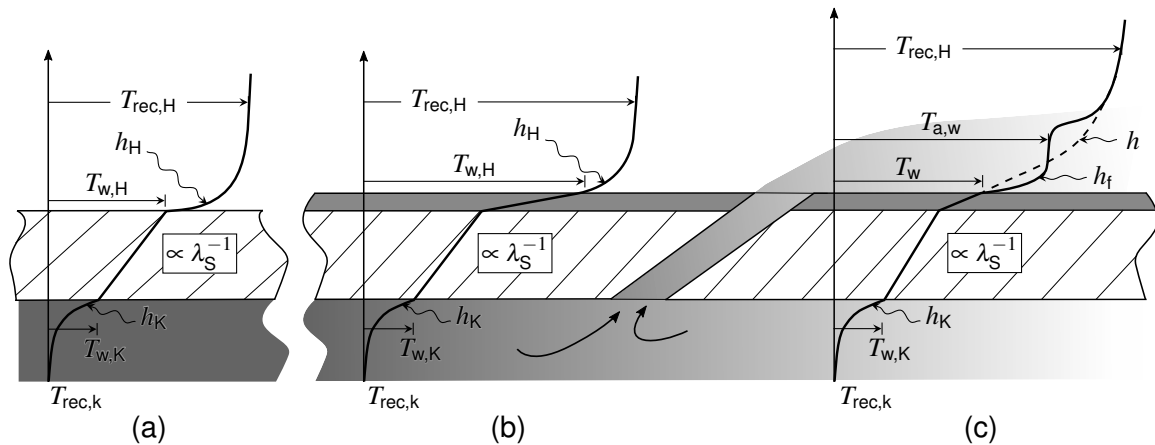


Abbildung 2.2: Temperaturverläufe an der gekühlten Wand, (a) konvektiv gekühlt, (b) konvektiv mit keramischer Dämmschicht, (c) konvektiv mit keramischer Dämmschicht und Filmkühlung

Trotz der Verwendung modernster hochwarmfester Materialien auf Nickelbasis¹ sowie komplexer Fertigungsmethoden wie dem Einkristallguss, kann die geforderte Lebensdauer bei gegebenen Temperaturen nicht erreicht werden. Die Rotorschaukeln müssen daher intensiv gekühlt werden. Hierbei haben sich drei Verfahren etabliert, die meist kombiniert eingesetzt werden.

2.2.1 Konvektive Kühlung

Bei der konvektiven Kühlung, dargestellt in Abbildung 2.2(a), wird die zu kühlende Oberfläche auf der dem Heißgas abgewandten Seite von Kühlluft überströmt. Der Temperaturverlauf ergibt sich aus den zwei Grenzschichten mit den Wärmeübergangskoeffizienten h_H und h_K sowie dem linearen Verlauf im Festkörper unter Annahme Fourierscher Wärmeleitung und konstanter Wärmeleitfähigkeit λ_S . Die für die jeweiligen Wärmeübergänge an Innen- und Außenseite maßgeblichen Temperaturen sind die Recovery-Temperaturen der Fluide nach Gleichung 2.2. Für die meisten Anwendungen kann aufgrund der geringen Geschwindigkeiten auf der Seite der Kühlluft $T_{rec,K} \approx T_{t,K} \approx T_K$ angenommen werden.

Üblicherweise ist die heißgasseitige Nußeltzahl Nu_H durch die externe Strömung vorgegeben und aufgrund hoher Reynolds- und Machzahlen um bis zu eine Größenordnung höher als die interne Nußeltzahl Nu_K . Dies führt dazu, dass auf der Kühlluftseite sowohl die Nußeltzahl als auch die Fläche vergrößert werden müssen, um eine effektive Kühlung zu erreichen. Die verwendeten Geometrien sind vielfältig und basieren meist auf einer partiellen Versperrung des Kühlluftkanals. So wird die Oberfläche vergrößert und Turbulenz erzeugt. Mögliche Ausführungen sind Rippen (*ribs*), orthogonal oder angestellt, kreisförmige Dellen oder Erhöhungen

¹ Einen Einsatz bei noch höheren Temperaturen erlauben nur keramische Werkstoffe. Diese sind aufgrund der Sprödigkeit nicht als Material für Schaufeln geeignet. Neue Entwicklungen von sogenannten *Ceramic Matrix Composite*-Werkstoffen, also Keramik-Keramik-Verbunde, sind zwar Gegenstand der Forschung, ein Einsatz für Rotorschaukeln ist noch nicht absehbar, der amerikanische Hersteller GE baut jedoch inzwischen Prototypen (Angrand, 2018).

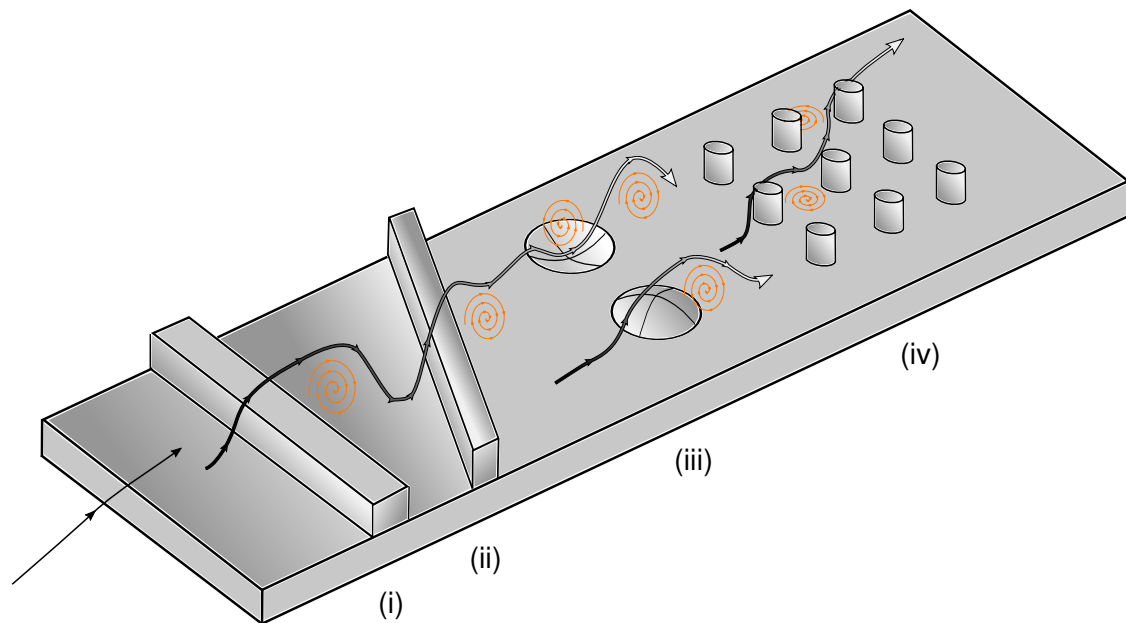


Abbildung 2.3: Geometrische Änderungen der Wand und entstehende Rezirkulationsgebiete. (i) gerade Rippe, (ii) angestellte Rippe, (iii) Dellen und Erhöhungen, (iv) Zylinder

(*dimple and protrusion*), zylindrische Einbauten (*cylinders* oder *pin fins*) sowie Kombinationen derselben. Diese geometrischen Ausführungen sind beispielhaft in Abbildung 2.3 dargestellt. Im Rahmen dieser Arbeit werden neben den genannten konventionellen Geometrien Drallkonzepte für die Vorderkante untersucht. Hier wird der Vorderkantenkanal der Schaukel ohne interne Einbauten ausgeführt. Ein im Schaukelfuß implementierter Drallerzeuger erzeugt eine Wirbelströmung im Kanal, die sich positiv auf den Wärmeübergang auswirken kann. Ein detaillierter Überblick über die zugrunde liegenden physikalischen Effekte und die zum Einsatz kommenden Verfahren wird in Abschnitt 2.3 gegeben.

Als weitere Methode zur Erhöhung des internen Wärmeübergangs, speziell im Bereich der Schaukelvorderkante, kann Prallkühlung eingesetzt werden. Hierbei wird eine gelochte Zwischenwand² im Kühlluftkanal eingebaut. Über diese erste Zwischenwand wird ein hoher Druckabfall realisiert, der zur Ausbildung von Kühlluftstrahlen durch die diskreten Bohrungen führt. Diese Strahlen treffen mit hohem Impuls auf die Innenseite der zu kühlenden Schaukelwand. Die sich einstellende Verteilung des Wärmeübergangskoeffizienten ist komplex. Typische Merkmale sind lokal sehr hohe Wärmeübergangskoeffizienten an den Staupunkten der Kühlluftstrahlen und vergleichsweise niedrige Wärmeübergangskoeffizienten dazwischen. Durch Verwendung von Prallkühlung mit enger Staffelung lässt sich eine hohe Kühlwirkung erreichen. Nachteilig ist ein sehr hoher notwendiger Eintrittsdruck der Kühlluft sowie die lokale Inhomogenität der Verteilung des Wärmeübergangskoeffizienten, die zu hohen Tem-

² Das Verfahren wurde ursprünglich in den mechanisch geringer belasteten Schaukeln des Leitgitters verwendet. Hier wird die Zwischenwand meist durch Einsetzen von Blechen nach dem Gussverfahren realisiert. Durch die verbesserten Feingussverfahren in jüngster Vergangenheit kann diese Zwischenwand auch direkt im Gussverfahren implementiert werden. Durch die so gesteigerte strukturelle Integrität kann das Kühlverfahren auch in Rotorschaukeln verwendet werden.

peraturgradienten im Material führen kann. Aufgrund dieser Komplexität, des sehr hohen Druckbedarfs und des Aufbaus, der sich deutlich von dem der in den späteren Versuchen eingesetzten Geometrien unterscheidet, wird im Folgenden nicht detaillierter auf dieses Kühlkonzept eingegangen.

2.2.2 Filmkühlung

Bei Verwendung von Filmkühlung wird ein Teil der Kühlluft durch diskrete Bohrungen an die Heißgasseite der zu kühlenden Wand geführt. Das sich einstellende Temperaturprofil ist in Abbildung 2.2(c) beispielhaft für eine zylindrische angestellte Bohrung gezeigt. Durch den Kühlfilm wird sowohl der treibende Temperaturgradient als auch der Wärmeübergangskoeffizient beeinflusst. Nach Einführung der adiabaten Wandtemperatur $T_{a,w}$, dem Wärmeübergangskoeffizienten an der filmgekühlten Wand h_f und eines Ersatzwärmeübergangskoeffizienten h lassen sich zwei Wandwärmeströme definieren

$$\dot{q}_w = h_f (T_{a,w} - T_w) \quad (2.3a)$$

$$\dot{q}_w = h (T_{rec,H} - T_w) \quad (2.3b)$$

wobei h dann auch abhängig von der unbekannt, lokalen Temperatur des Kühlfilms ist. Diese zwei Definitionen lassen sich nach Choe et al. (1974) unter Annahme eines stationären Prozesses vergleichen. Zur experimentellen Bestimmung der neuen Unbekannten T_w , $T_{a,w}$ sowie h_f müssen mindestens zwei Versuche mit veränderten thermischen aber konstanten aerodynamischen Randbedingungen durchgeführt werden. Die Ergebnisse sind jeweils Partikulärlösungen der Energiegleichung der Grenzschicht und können mittels dem Superpositionsprinzip der Filmkühlung (siehe Metzger et al. (1971) und Choe et al. (1974)) zur Lösung des mathematischen Problems verwendet werden.

Die Effektivität der Filmkühlung lässt sich dann durch die dimensionslose adiabate Filmkühl-effektivität ($\propto T_{a,w}$), die dimensionslose Wandtemperatur ($\propto T_w$) sowie das dimensionslose Verhältnis der Wärmeübergänge mit und ohne Filmkühlung ($\propto h_f$) vollständig beschreiben. Diese Größen werden von vielen Faktoren beeinflusst und sind daher auch selbst Thema wissenschaftlicher Untersuchungen. Hervorzuheben sind diejenigen Faktoren, die maßgeblich durch komplexe³ Innenströmungen beeinflusst werden:

- Das treibende Druckverhältnis $\Pi = p_{t,K}/p_H$ zwischen Kühlluft und Heißgas. Aufgrund von Druckverlusten und Sekundärströmungen gilt zu beachten, dass sich der Totaldruck der Kühlluftströmung entlang des Strömungskanals ändert.
- Die Geschwindigkeit und Richtung der internen Strömung relativ zur Bohrung, beschrieben durch den Winkel α des (lokalen) Strömungsvektors zur Bohrungshauptachse sowie der Machzahl Ma_K der Kühlluft.

³ komplex beschreibt Bedingungen, die von der Annahme der Ausströmung aus einem Plenum mit ruhendem Fluid abweichen.

Diese Faktoren wirken sich vor allem auf den Durchflusskoeffizienten C_d , das Dichteverhältnis DR , die Ausblaserate M und das Impulsverhältnis I

$$C_d = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{id}}, \quad DR = \frac{\rho_K}{\rho_H}, \quad M = \frac{\rho_K c_K}{\rho_H c_H} \quad \text{und} \quad I = \frac{\rho_K c_K^2}{\rho_H c_H^2} \quad (2.4)$$

aus, die untereinander gekoppelt sind und den Massendurchsatz durch eine Bohrung sowie die Interaktion des austretenden Strahls mit dem Heißgas beschreiben.

Ein weiterer wichtiger Faktor ist die Geometrie der Bohrung. Diese beeinflusst das Durchfluss- und Kühlverhalten in starkem Maße. Durchgesetzt haben sich zylindrische Bohrungen aufgrund der einfachen Fertigung trotz mäßiger Strömungseigenschaften, und Diffusorbohrungen, soweit diese fertigungstechnisch möglich sind. Hier wird meist die *laidback fanshaped*-Konfiguration verwendet: Eine zylindrische Startbohrung, die in einen in zwei Achsen (lateral und vertikal) aufweitenden Diffusor mündet.

Zum Durchfluss- und Kühlverhalten von Filmkühlbohrungen wurden vor allem am Institut für Thermische Strömungsmaschinen weitreichende Untersuchungen durchgeführt. Gritsch et al. (1998a,b,c) analysieren verschiedene Bohrungsgeometrien. Sie variieren das Druckverhältnis Π und die interne Machzahl Ma_K bei interner Parallelanströmung ($\alpha = 0$). Aus umfangreichen Ergebnissen leiten sie Korrelationen für zylindrische Bohrungen ab. Sie zeigen außerdem, dass Diffusorbohrungen höhere Durchflusskoeffizienten erreichen, sowie weniger Variation derselben bei veränderten Randbedingungen zeigen.

Saumweber et al. (2001) führen Untersuchungen zum Durchflussverhalten und zur adiabaten Filmkühleffektivität bei verschiedenen Anströmwinkeln der Kühlluftströmung durch. Sie zeigen, dass die Diffusorgeometrie zwar hohe Durchflusskoeffizienten erreicht, bei senkrechter Innenanströmung ($\alpha = \pi/2$) aufgrund stark gestörter Strömung im Diffusor der Bohrung jedoch eine inhomogene Verteilung der Filmkühleffektivität entsteht. Ein vergleichbares Experiment wird von Gritsch et al. (2003) durchgeführt. Auch hier wird die komplexe Wechselwirkung zwischen Bohrungsgeometrie, Anströmung und Ausblaserate beschrieben. Gritsch et al. (2003) bewerten zylindrische Bohrungen bei senkrechter Anströmung ebenfalls besser als Diffusorgeometrien. Auch aktuelle Untersuchungen von Fraas et al. (2017, 2018) an skalierten Bohrungen unter Variation des Anströmwinkels α sowie der Machzahl Ma_K bestätigen die bisherigen Ergebnisse weitestgehend: Die verwendeten *laidback fanshaped*-Bohrungen zeigen eine starke Variation der adiabaten Filmkühleffektivität bei veränderter Anströmung.

Als weiteren wichtigen Parameter identifizieren Bunker (2005) und Bogard et al. (2006) den sogenannten *compound*-Winkel β , also den Winkel zwischen Heißgasströmung und Bohrungsachse. In einer umfassenden Literaturrecherche fassen sie aerodynamische (Bunker, 2005) und thermische (Bogard et al., 2006) Untersuchungen der heißgasseitigen Strömungsstrukturen stromab von Filmkühlbohrungen zusammen. Die Ergebnisse zeigen wieder, dass die Wechselwirkung zwischen den geometrischen und den aerodynamischen Parametern hochkomplex und schwer vorherzusagen ist. Auch Lim et al. (2013) untersuchen den Einfluss der verschiedenen Anstellwinkel und stellen fest, dass ein Winkel zwischen Heißgas und Bohrungsachse für zylindrische Bohrungen für die adiabate Filmkühleffektivität vorteilhaft sein kann.

Hervorzuheben ist außerdem eine Studie von zum Heißgas angewinkelten Bohrungen (zylindrisch wie auch mit Diffusor mit $\beta > 0$) von Ganzert et al. (2000), die mittels Ölfarben die

lokalen Strömungsstrukturen hinter den Bohrungen untersuchen. Die Ergebnisse, speziell eine beobachtete Aufteilung des Kühlluftstrahles in zwei feine Einzelstrahlen bei zylindrischen Bohrungen, werden in ähnlicher Form in Kapitel 6 beschrieben.

Zusammenfassend ist festzuhalten, dass eine genaue Prognose der Effektivität der Filmkühlung schwierig bleibt. Durch die inzwischen übliche Verwendung komplexer Innengeometrien in Verbindung mit dreidimensional konturierten Schaufeln und Seitenwänden (siehe auch Kneer et al., 2016) sind hohe und lokal variierende Anströmwinkel α sowie *compound*-Winkel β die Regel. Experimentelle Untersuchungen müssen sich meist auf die Variation weniger Parameter beschränken. Zwar existiert ein großer Datensatz zur Auslegung der Filmkühlung, eine Validierung eines konkreten Schaufelkühlsystems kann aber nur im Ganzen erfolgen.

2.2.3 Keramische Schichten

Falls konvektive oder kombinierte Methoden die Materialtemperatur nicht weit genug senken, können zusätzlich keramische Dämmschichten aufgebracht werden. Die Aufbringung einer solchen Schicht ist in Abbildung 2.2(b) dargestellt. Auf die zu kühlende Oberfläche wird eine thermisch hoch resistente, keramische (meist ZrO_2) Schicht aufgetragen. Aufgrund der geringen Wärmeleitfähigkeit λ_{ZrO_2} der Schicht kann trotz geringer Schichtdicke eine deutliche Temperaturabsenkung erreicht werden.

Die komplexe Berechnung der Wärmeübergänge an Heißgas- und Kühlluftseite muss wie in Unterabschnitt 2.2.1 bzw. Unterabschnitt 2.2.2 durchgeführt werden. Der Temperaturverlauf im Festkörper ist bei gegebenem Wärmestrom und konstanter Wärmeleitfähigkeit der Materialien als abschnittsweise stetige Funktion mit den Steigungen $\propto \lambda_{\text{ZrO}_2}^{-1}$ und $\propto \lambda_{\text{S}}^{-1}$ gegeben.

2.3 Übersicht aktueller Untersuchungen zur Erhöhung des internen Wärmeübergangs

Das Ziel einer Variation der Innengeometrie ist die Erhöhung des absoluten, an die Kühlluft übertragenen, Wärmestroms. Dies kann bei gegebenen Temperaturniveaus durch eine Vergrößerung der Fläche sowie die Erhöhung des Wärmeübergangskoeffizienten h (bzw., in dimensionsloser Darstellung, der Nußeltzahl) erreicht werden. Dem Ziel einer großen Fläche und hohen Nußeltzahl steht der Druckverlust im Kühlsystem gegenüber, der möglichst gering sein soll. Aufgrund dieser Überlegungen werden die Ergebnisse von Untersuchungen meist als Kombination aus relativer Erhöhung der Nußeltzahl Nu/Nu_0 und relativer Erhöhung des Druckverlustfaktors f/f_0 angegeben. Die folgenden drei Abschnitte geben einen Überblick über die bisher erzielten Verbesserungen durch Einsatz verschiedener Verfahren. Die Trennung kann nur grob erfolgen, da der Übergang zwischen den Verfahren fließend ist und willkürlich von den jeweiligen Autoren festgelegt wird. Die Leistungsfähigkeit einiger ausgewählter Konzepte ist abschließend in Abbildung 2.5, Seite 24 gezeigt. Die Konzepte, welche im Rahmen dieser Arbeit untersucht werden, können nicht in diesem Diagramm eingefügt werden, da die Druckverluste nur für das gesamte interne System bestimmt werden können und damit deutlich über den

gezeigten Untersuchungen der Teilkonfigurationen liegen. Dies ist ein weiteres Zeichen für die Unzulänglichkeit der bisher gesammelten Daten für die Bestimmung der Effektivität moderner Konzepte.

Rippen

Rippen, orthogonal oder angestellt in Bezug auf die Hauptströmungsrichtung, erzeugen Rückströmgebiete, generieren Turbulenz und fördern das Mischverhalten der Strömung. Zusätzlich kann eine starke Flächenvergrößerung erreicht werden. Dies führt auch dazu, dass Rippen, je nach genauer Konfiguration, häufig hohe Druckverluste erzeugen. Aufgrund zahlreicher geometrischer Parameter (Rippenhöhe bzw. Versperrung, Rippenbreite, Rippenabstand, Winkel, Form) lassen sich Rippen sehr gut an die gegebenen Anforderungen bezüglich f/f_0 bzw. Nu/Nu_0 anpassen und finden so an verschiedensten Positionen Verwendung.

Taslim et al. (1994) untersuchen eine Vielzahl von verschiedenen Geometrien in einem rechteckigen Kanal mit Rippen an zwei Seiten. Sie variieren die Rippenbreite, die Rippenhöhe, die Rippenform (orthogonal, angewinkelt, V-förmig) und den Versatz zwischen den Rippen auf zwei gegenüberliegenden Seiten. Der Rippenabstand wird in Bezug auf die Rippenhöhe konstant gehalten. Sie zeigen, dass angewinkelte Rippen, trotz geringer Versperrung, aufgrund der zusätzlichen Umlenkung der Strömung die höchste thermische Leistungsfähigkeit erreichen. V-förmige Rippen werden ebenfalls positiv bewertet. Orthogonale Rippen hingegen erzielen bei relativ hohen Druckverlusten eine nur geringe Steigerung des Wärmeübergangs.

Mit der gleichen experimentellen Anlage untersuchen Taslim et al. (1997, 1999) außerdem den Effekt des Rippenabstandes sowie weitere Variationen von Rippenhöhen und Versperrungen. Sie zeigen, dass vor allem der Wärmeaustausch an den Rippen selbst, und nicht zwischen den Rippen, maßgeblich ist. Dies kann zu inhomogenen Wandtemperaturverteilungen führen. Außerdem steigt die Nußeltzahl aufgrund steigenden Anteils an Sekundärströmungen mit zunehmender Lauflänge stark an. Dieser Anstieg ist wieder abhängig von der Versperrung. Eine ideale Geometrie kann in keinem Experiment gefunden werden. So interagieren alle geometrischen Parameter, und selbst bei einfacher Kanalgeometrie ist eine Vorhersage der thermischen Leistungsfähigkeit schwierig. In der Anwendung nimmt die Kühllufttemperatur mit der Lauflänge ebenfalls zu, was dem Nutzen durch die steigende Nußeltzahl entgegenwirkt. Eine Vielzahl von weiteren geometrischen Variationen werden von Cho et al. (2001) betrachtet. In einem rechteckigen Kanal bewerten sie die Leistungsfähigkeit von ein- und zweiseitig angebrachten Rippen. Zusätzlich zu den üblichen Konfigurationen mit durchgängigen Rippen werden auch solche mit Unterbrechungen zwischen angrenzender Wand und Rippe (sog. *diskrete* Rippe) oder in der Rippenmitte betrachtet. Auch sie zeigen eine breite Spanne von möglichen Auslegungspunkten und empfehlen unterbrochene Rippen. Aufgrund komplexer, vom rechteckigen Querschnitt abweichender Kanäle in realistischen Schaufeln werden Rippen aktuell meist schon als diskrete Rippen ausgeführt.

Neuere Studien von Salameh et al. (2012), durchgeführt in einem rechteckigen U-Kanal als erweitertes Modell einer internen Passage, bestätigen die bisherigen Studien weitestgehend. Wieder wird der maximale Wärmeübergang an der Rippe selbst gezeigt. Zwischen den Rippen stellt sich ein komplexes, von Sekundärströmungen geprägtes Nußeltzahlfeld ein. Es werden nur orthogonale Rippen untersucht.

Domaschke et al. (2012) bestimmen den Wärmeübergangskoeffizienten und den Druckverlust in glatten und berippten Kanälen. Der Querschnitt des Kanals ist einer realen Geometrie nachempfunden, ansonsten ist der Kanal prismatisch aufgebaut. Die Messung der internen Oberflächentemperatur erfolgt mittels kalibrierter, thermosensitiver Farbe. Domaschke et al. zeigen eine Erhöhung des Wärmeübergangskoeffizienten durch Rippen. Als kritischen Bereich mit niedrigem Wärmeübergangskoeffizienten identifizieren sie die Spitze des Kanals rückseitig des Staupunktes des Heißgases.

Eine experimentelle und numerische Studie von Waidmann et al. (2013) untersucht ebenfalls berippte Kanäle mit realistischen Querschnitten. Zusätzlich wird ein U-Kanal eingesetzt. Die Bestimmung der Zielgrößen erfolgt wieder durch Einsatz von thermosensitiver Farbe und einer transienten Methode zur Ableitung des Wärmeübergangskoeffizienten. Sie zeigen eine lokal stark variierende Verteilung des Wärmeübergangskoeffizienten an den mit Rippen versehenen Wänden. Im Mittel kann eine Erhöhung erreicht werden.

Untersuchungen von Rippen in Kanälen mit Geometrien ähnlich der in Schaufelvorderkanten werden weiterhin von Saxer-Felici et al. (2014) durchgeführt. Sie empfehlen eine verhältnismäßig hohe ($10\%D_h$), angestellte Rippe für einen optimalen Kompromiss aus Druckverlustserhöhung und Wärmeübergangserhöhung. Durch umfangreiche Variation von geometrischen Parametern können Saxer-Felici et al. außerdem Zusammenhänge zwischen diesen und den Zielgrößen Wärmeübergangserhöhung und Druckverlustserhöhung identifizieren.

Eine vergleichbare Studie von Naik et al. (2014) ergänzt die Ergebnisse von Saxer-Felici et al. mit Daten für den Hinterkantenbereich von Turbinenschaufel. Diese Kanäle zeichnen sich meist durch ein hohes Seitenverhältnis aus. Naik et al. zeigen, dass hier die Geometrie der Rippen zwar die lokalen Strömungsphänomene beeinflusst, die flächengemittelten Kenngrößen für verschiedene Rippengeometrien aber vergleichbar sind.

Auch ausschließlich numerische Untersuchungen werden in jüngerer Vergangenheit immer öfter durchgeführt. Amano et al. (2010) führen beispielsweise Berechnungen mit orthogonalen wie auch angestellten Rippen durch. Aufgrund der komplexen Geometrien müssen Turbulenzmodelle verwendet werden. Die gewonnenen numerischen Daten weichen weit von den als Vergleich gezeigten experimentellen Daten ab. Zusätzlich führt die Wahl des Turbulenzmodells zu unsystematischen Abweichungen in der Größenordnung der Messgröße selbst.

In modernen Studien wird zusätzlich der Effekt der Rotation mit berücksichtigt, da vor allem für die interne Strömung eine Beeinflussung zu erwarten ist. Zum Einsatz kommen rotierende U-Kanäle mit verschiedenen Querschnitten, da diese eine gute Repräsentation einer internen Kühlluftführung darstellen: Durch die zwei Hauptkanäle kann die Strömung radial nach außen wie auch die Strömung radial nach innen beurteilt werden. Aufgrund der Berechnung der wirkenden Scheinkräfte nach Gleichung 2.1 werden in den jeweiligen Kanälen gegenläufige Effekte vermutet. Diese Strömungsstrukturen werden von Elfert et al. (2008) im rotierenden und nicht rotierenden System mit und ohne Rippen in einem rechteckigen Kanal experimentell untersucht. Sie zeigen die Ausbildung von Corioliswirbeln bei Rotation, also jeweils einem Wirbel an der linken sowie rechten Innenwand (links-rechts-Richtung senkrecht auf Verbindungslinie Saugseite-Druckseite), und ein dadurch induziertes, weiteres, schwächeres, um 90° versetztes Wirbelpaar. Durch die Umlenkung am maximalen Radius bilden sich Dean-Wirbel, die sich mit den nun in umgekehrter Drehrichtung entstehenden Corioliswirbeln zu einem komplexen Sekundärströmungsfeld überlagern. Durch die eingebrachten Rippen wird eine Abschwächung

der Corioliswirbel beobachtet. Des Weiteren bildet sich ein asymmetrisches Profil der Radialgeschwindigkeit aus: Bei radialer Strömung nach außen steigt die Massenstromdichte an der druckseitigen Wand, bei radialer Strömung nach innen an der saugseitigen Wand.

Fu et al. (2006) untersuchen 45°-angestellte Rippen in einem rotierenden U-Kanal. In einer umfangreichen Studie werden sowohl das Verhältnis von Kanalbreite zu Kanalhöhe (*aspect ratio*), als auch verschiedene Winkel zwischen den Hauptachsen des Kanalquerschnittes und der Rotationsrichtung analysiert. So lassen sich die Ergebnisse auf viele komplexe Kanäle in Turbinenschaufeln übertragen, da das Aspektverhältnis maßgeblich für den Einfluss der Corioliswirbel ist. Fu et al. (2006) zeigen, dass die Rotation vor allem den lokalen Wärmeaustausch an den Wänden mit hoher lokaler Radialgeschwindigkeit der Kühlluft, wie von Elfert et al. (2008) beschrieben, fördert, während die Wände mit niedriger lokaler Radialgeschwindigkeit der Kühlluft geringere Nußeltzahlen zeigen. Dieser Effekt verstärkt sich mit steigender Rotationszahl Ro . Global zeigen sie eine leichte Erhöhung der thermischen Leistungsfähigkeit bei Rotation für glatte sowie verrippte Kanäle.

Experimente mit hohen Rotationszahlen in Kanälen mit dreieckigem Querschnitt und Rippen wurden von Liu et al. (2010) durchgeführt. Diese Kanalform eignet sich, da sie gut in die spitz zulaufende Geometrie der Schaufelvorderkante zu integrieren ist. Auch sie zeigen eine generelle Erhöhung der Nußeltzahl bei Rotation, wobei der Effekt bei verschiedenen Rippengeometrien unterschiedlich stark ausgeprägt ist.

Numerische Simulationen mit modernen Methoden sowie komplementäre experimentelle Studien mit Rotation wurden von Singh et al. (2017) durchgeführt. Hier zeigt sich ebenfalls eine Abweichung zwischen Experiment und numerischer Vorhersage, wobei Trends richtig vorhergesagt werden. Sie beschreiben wieder vergleichbare, durch Rotation induzierte Strömungsstrukturen und den generellen Anstieg der Nußeltzahl.

Dellen und Erhöhungen

Dellen und Erhöhungen (meist in Kreis- oder Tropfenform) erzeugen zwei gegenläufig rotierende, kleinere Wirbel, die advektiv in Strömungsrichtung transportiert werden und dissipieren. Ligrani et al. (2001) beschreiben diese Wirbelentstehung als periodisch und mit starkem Mischverhalten, was sich positiv auf den Wärmeübergang auswirkt. Aufgrund der meist geringen Versperrung ist der Druckverlust gering. Ein typischer Einsatzbereich sind daher oft die hinteren Turbinenstufen, bei denen ein niedriger Kühlluftdruck zur Verfügung steht. Ein weiterer Vorteil von Dellen gegenüber Erhöhungen (und anderen hier vorgestellten Verfahren) ist die Materialentfernung im Gegensatz zu einer Materialaufbringung. Dies kann leichtere Bauteile ermöglichen.

Chyu et al. (1997) untersuchen solche Dellen mit Kreis- und Tränenform. Sie zeigen sowohl lokal aufgelöste als auch gemittelte Nußeltzahlverteilungen für Dellen bei verschiedenen Reynoldszahlen. Die beschriebenen Konfigurationen sind Kombinationen aus entweder kreisförmigen oder tropfenförmigen Dellen an zwei gegenüberliegenden Wänden in einem rechteckigen Kanal. Chyu et al. zeigen, dass die von ihnen verwendeten Konfigurationen eine mit Rippen vergleichbare Erhöhung des Wärmeübergangs erzielen können, dabei aber deutlich niedrigere Druckverluste (\approx Faktor zwei) erzeugen.

Mahmood et al. (2001) führen vergleichbare experimentelle Untersuchungen durch. In einem rechteckigen Kanal werden auf einer Seite kreisförmige Dellen eingebracht, während auf der gegenüberliegenden Seite, an gleicher Position, versetzt, oder keine kreisförmigen Erhöhungen eingebracht werden. Sie können den vergleichsweise niedrigen Druckverlust bei moderater Erhöhung der Nußeltzahl bestätigen. In weiteren Versuchen untersuchen Mahmood et al. (2002) anhand der selben Geometrien die Wechselwirkungen von Aspektverhältnis, Temperaturverhältnis zwischen Fluid und Wand und der Reynoldszahl. Sie betonen die Effektivität von Dellen bei flachen Kanälen und eine Steigerung der thermischen Leistungsfähigkeit bei Temperaturverhältnissen, die wesentlich kleiner als eins sind.

Geometrische Variationen von Dellen werden von S. W. Moon et al. (2002) untersucht. Neben der meist verwendeten halbkreisförmigen Ausführung kommen auch zylindrische Aussparungen zum Einsatz, die sich durch scharfe rück- und vorspringende Stufen auszeichnen. In dem von S. W. Moon et al. (2002) realisierten Bereich der Reynoldszahl (turbulent, aber vergleichsweise niedrig) bewerten sie die zylindrischen Strukturen als leistungsfähiger gegenüber den kreisförmigen Dellen. Eine Fertigung von scharfen, feinen Strukturen ist aber im für Schaufeln meist verwendeten Feingussprozess problematisch.

Zylinder, Pins und ähnliche Einbauten

Zylinder sowie Pins sind senkrecht zur Strömung stehende zylindrische Strukturen. Alternativ können auch diamant- oder würfelförmige Hindernisse verwendet werden. Neben der eigentlichen Ausformung der Körper ist auch deren Anordnung entscheidend, hier wird zwischen einer gleichmäßigen Anordnung im Gitter und einer versetzten Anordnung unterschieden. Je nach Versperrung werden meist hohe Wärmeübergänge bei hohen Druckverlusten und einer starken Flächenvergrößerung erreicht. Typische Einsatzgebiete ergeben sich daher zur Kühlung von Schaufelhinterkanten.

Die meisten Untersuchungen beschränken sich auf die thermische Leistungsfähigkeit, das aerodynamische Verhalten wird wenig beschrieben. Ligrani et al. (2003) fassen die aerodynamischen Strukturen zusammen: So bilden sich an jeder Vorderkante Hufeisenwirbel, die um den Zylinder transportiert werden. Hinter jedem Zylinder entstehen Wirbelstraßen, die dann miteinander interagieren. Die Ausbildung einer jeden Wirbelstraße ist abhängig von den Strömungsbedingungen und der Lage des jeweiligen Zylinders im Feld. So ergeben sich mit zunehmender Lauflänge beliebig komplexe Sekundärströmungen, die aufgrund der hohen Versperrung zu hohem Druckverlust und hohem Wärmeübergang führen.

Chyu (1990) untersucht solche Felder mit Zylindern bei verschiedenen Reynoldszahlen. Außerdem variiert er die Anordnung und die Form: Durch Einbringen einer Verrundung am Zylinderfuß kann der sich ausbildende Hufeisenwirbel gezielt beeinflusst werden. Er zeigt, dass die Einbringung der Verrundung geringen Einfluss hat, wobei die Anordnung des Feldes hingegen großen Einfluss auf die Nußeltzahl hat. Chyu leitet außerdem ab, dass der Wärmeübergangskoeffizient auf den Zylindern selbst wie auch auf den Wänden vergleichbar ist. So kann die Flächenvergrößerung durch die Zylinder voll genutzt werden. Die erzeugten Druckverluste sind hoch.

In neueren Untersuchungen ergänzen Chyu et al. (1998) die vorher gewonnenen Daten durch neue Formen der Einbauten. Sie verwenden Würfel sowie Diamanten (um 45° rotierte Würfel)

in regelmäßiger und versetzter Anordnung. Im Vergleich zu den vorher untersuchten Zylindern erreichen Würfel ähnliche Werte. Diamanten hingegen erreichen schon bei gleichmäßiger Anordnung ähnliche Druckverlust- und Nußeltzahlerhöhungen wie die versetzt angeordneten Zylinder. Eine versetzte Anordnung kann beide Kenngrößen weiter steigern, wobei die Erhöhung der Nußeltzahl deutlich geringer als die Erhöhung des Druckverlustes ausfällt. Abschließend bewerten sie die gleichmäßig angeordneten Würfel als am besten geeignet.

Hwang et al. (2001) untersuchen die Kühlung einer Turbinenhinterkante durch versetzte Einbauten mit zylindrischer, Würfel- und Diamantform bei verschiedenen Reynoldszahlen in einem trapezförmigen Kanal. Im Vergleich zu anderen Untersuchungen realisieren sie einen graduellen Masseverlust (*bleed*) durch Abnahme an einer Seite, wie er in internen Kühlkanälen durch Filmkühlung meistens vorliegt. Der Einfluss der so entstehenden Querströmung wird quantifiziert. Sie zeigen ein Minimum der Nußeltzahl, wenn die durch die Querströmung entstehende Strömungshaupttrichtung nahezu der Versatzrichtung der Elemente gleicht. Des Weiteren können sie quantitativ ähnliche Resultate wie die vorhergehenden Studien zeigen.

Untersuchungen an Turbinenschaufelhinterkanten mit Einbauten wurden auch am Institut für Thermische Strömungsmaschinen durchgeführt. Martini et al. verwenden sowohl experimentelle (Martini et al., 2005) als auch numerische Methoden (Martini et al., 2006) zur Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten und der adiabaten Filmkühleffektivität an zurückgeschnittenen Hinterkanten mit Rippen sowie Zylinderfeldern. Sie konzentrieren sich auf den Bereich nach der Ausblasung aus dem Spalt an der Schaufelhinterkante. Martini et al. können zeigen, dass die den Wärmeübergang dominierende turbulente Mischung am Rückschnitt durch Einbauten nahe der Ausblasung positiv beeinflusst werden kann.

In neueren Untersuchungen versuchen Siw et al. (2012) die Form der Elemente selbst weiter zu optimieren. Durch Verwendung von Halbzylindern und Dreiecken („Halb-Diamanten“), die sie mit Vollzylindern vergleichen, wollen sie das Gewicht der Konfigurationen reduzieren. Die experimentellen Studien werden mit verschiedenen versetzten Anordnungen der drei Geometrien bei verschiedenen Reynoldszahlen durchgeführt. Siw et al. (2012) zeigen eine hohe thermische Leistungsfähigkeit für die dreieckigen Elemente. Auch die halbzylindrischen Elemente können gut bewertet werden: Zwar fällt die erreichte Erhöhung des Wärmeübergangs geringer aus, die hier untersuchten Elemente benötigen jedoch auch eine wesentlich kleinere Fläche auf der Endwand. So kann eine dichtere Besetzung und damit stärkere Wärmeübergangserhöhung erreicht werden, sofern der zusätzliche Druckverlust in Kauf genommen wird.

2.3.1 Drallkühlung

Bei der Verwendung von Drallkühlung wird, meist im Schaufelfuß, ein Drallerzeuger in Vorderkantennähe eingesetzt. Die Drallerzeugung erfolgt durch tangentiale Einblasung oder axiale Leitgitter (siehe auch Abbildung 3.3, Seite 42). Diese Drallerzeuger generieren die in Abbildung 2.4(a) gezeigte Strömungsstruktur mit positiven Eigenschaften für den internen Wärmeübergang. Die Erhöhung der Nußeltzahl wird maßgeblich durch zwei Gegebenheiten erreicht. Bei stationärem Drall gilt das Gleichgewicht zwischen Druckkräften und Zentrifugalkräften

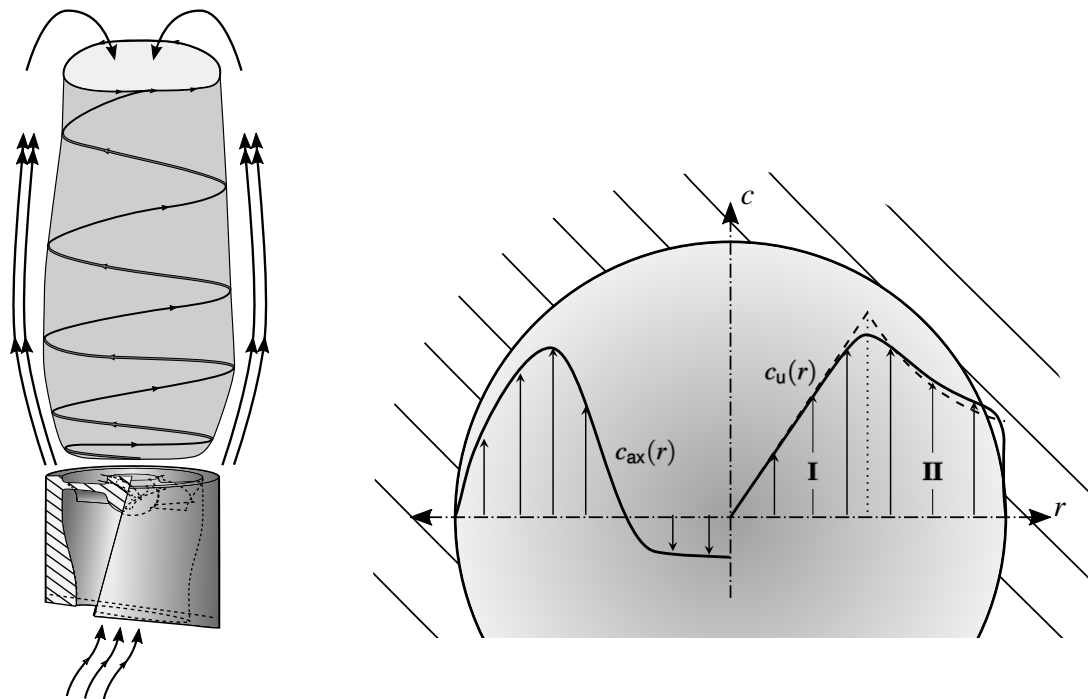
$$\frac{\partial p}{\partial r} = \frac{\rho c_u}{r}, \quad (2.5)$$

das zu einem niedrigen Druck im Kern der Strömung führt. Dieser Druckabfall ist direkt nach dem Drallerzeuger bei höchster Umfangsgeschwindigkeit maximal und nimmt in Strömungsrichtung ab. Dieser positive Druckgradient im Kern bedingt ein Rückströmgebiet und damit, bei gleichem durchgesetzten Massenstrom, eine erhöhte Axialgeschwindigkeit in Wandnähe. In Verbindung mit der hohen Umfangskomponente der Geschwindigkeit ergibt sich eine betragsmäßig hohe Geschwindigkeit nahe der Wand, was Mischung, Turbulenz und damit den Wärmeübergang fördert. Eine mögliche Version eines als Gitter ausgeführten Drallerzeugers mit entstehendem Rückströmgebiet ist in Abbildung 2.4(a) gezeigt. Dieses Rückströmgebiet ist anhand des Verlaufes der Axialgeschwindigkeit über den Kanalradius auch in Abbildung 2.4(b) links dargestellt. In Abbildung 2.4(b) rechts ist der Verlauf der Umfangskomponente der Geschwindigkeit abgebildet. Dieser ergibt sich als Annäherung an einen Rankine-Wirbel (gestrichelter Verlauf) mit Starrkörperwirbelzone (I) und Potentialwirbelzone (II). Durch die sich ausbildende Grenzschicht an der Außenwand fällt die Umfangsgeschwindigkeit plötzlich ab. Dies führt zu lokalen Druckgradienten in die Grenzschicht und damit zum Aufplatzen dieser. Diese Durchmischung der Grenzschicht wirkt sich positiv auf den Wärmeübergang aus.

Wie auch bei den klassischen Verfahren lässt sich die Druckverlusthöhung als Aufwand des Kühlverfahrens definieren. Diese ist vor allem lokal auf die drallerzeugende Geometrie beschränkt. Da aber bei den klassischen Verfahren auch die integrale Erhöhung des Druckverlustes angegeben wird, bleiben die auf das Gesamtsystem bezogenen Ergebnisse vergleichbar. Als Nutzen wird wieder die Erhöhung der Nußeltzahl verwendet. Drallkonzepte, die in der Literatur untersucht wurden und von denen diese zwei Parameter zur Verfügung gestellt werden, sind in Abbildung 2.5 mit größeren Symbolen dargestellt.

Das aerodynamische Verhalten von Drallströmungen wird schon früh von Hall (1972) beschrieben. Er konzentriert sich vor allem auf die Ausbildung und das Verhalten des axialen Rückströmgebietes, zu erkennen in Abbildung 2.4(b), linke Seite. Maßgeblich für dessen Entstehung ist demnach ein hoher Drallwinkel $\theta = \arctan(u_w/u_{ax})$ von $\theta \gtrsim 40^\circ$ direkt vor dem Entstehungsort und ein positiver Druckgradient in axialer Richtung. Aufgrund der progressiven Instabilität der Drallströmung kann ein Rückströmgebiet auch bei nicht vorhandenem oder sogar leicht negativem Druckgradienten auftreten. Die Versperrung durch dieses sorgt für einen Druckanstieg und dadurch eine Repositionierung und Stabilisierung des Rückströmgebietes. Ein stark negativer Druckgradient, z. B. durch konvergente Kanäle, muss aber vermieden werden. Jacobs et al. (1975) führen erstmals die Drallzahl⁴ $Y = M/r \cdot K$ ein. Diese beschreibt die Drallintensität durch das integrale Verhältnis zwischen Drehmoment des Impulsflusses $M = \int_0^R \rho u_w u_{ax} r^2 dr$ sowie dem Impulsstrom $K = \int_0^R \rho u_{ax}^2 r dr$ und wird mithilfe des Radius r entdimensioniert. Die Autoren beschreiben einen Bereich von einer minimal nötigen Drallzahl von $Y = 0,3 \dots 0,6$ zur Ausbildung eines stabilen Rückströmgebietes. Kleine Werte sind nur ausreichend bei Strömungen mit starkem positivem Druckgradient. Bei Drallzahlen $Y \geq 0,6$ beobachten sie außerdem periodische Störungen in Form von umlaufenden Wirbelfäden um den Hauptkern. Diese Wirbelfäden unterstützen aufgrund ihrer hohen Turbulenzgrade das Mischverhalten der Strömung.

⁴ orig. Drallparameter S , aus Gründen der Konsistenz mit späteren Veröffentlichungen wird die gängigere Bezeichnung der Drallzahl verwendet



(a) Drallkühlung,
Rückströmgebiet,
Drallerzeugung
durch Leitgitter

(b) Querschnitt mit Geschwindigkeitsprofilen, links Axial-, rechts Umfangskomponente

Abbildung 2.4: Erhöhung des internen Wärmeübergangs mittels Drallkühlung

Chang et al. (1994) untersuchen das lokal aufgelöste Strömungsfeld einer Drallströmung (Drallerzeugung durch tangentielle Einblasung) und zeigen die mögliche Aufteilung des entstehenden Wirbels in die zwei Zonen Starrkörperwirbel **I** und Potentialwirbel **II**. Des Weiteren stellen sie erste Korrelationen für den Abfall der Drallzahl mit der Lauflänge (*swirl decay*) auf. Da der erwartete Wärmeübergang stark von der Drallzahl abhängt, können diese Korrelationen für Vorauslegungen genutzt werden.

Mit weit ausgereifter Messtechnik können Grundmann et al. (2012) die vorangegangenen Untersuchungen anhand eines Rohres mit tangentialer Einströmung zur Drallerzeugung bestätigen. Sie zeigen die erhöhte Axialgeschwindigkeit an der Wand und deren inhomogene Verteilung. So wandern Bereiche stark erhöhter Axialgeschwindigkeit helixförmig in Strömungsrichtung (sog. *wall-jets*). Eine generelle Erhöhung der wandnahen Axialgeschwindigkeit kann ebenfalls beobachtet werden (laut Quelle werden bis zu $\approx 98\%$ der Masse in Wandnähe transportiert). Ebenso können die Wirbelfäden gezeigt werden. Sie entstehen durch Interaktion der beiden Wirbeltypen **I** und **II** (siehe Abbildung 2.4(b)). Diese Strukturen wandern in einer Helix um den Hauptkern der Drallströmung und zeichnen sich durch eine positive axiale Geschwindigkeit aus. Sie werden von Grundmann et al. (2012) erstmals experimentell gezeigt und als *core-jet* bezeichnet.

Diese Untersuchungen werden von Wassermann et al. (2012) ergänzt: Das einfache Rohr wird durch eine U-Rohr-Geometrie ersetzt, die näher an einer einsatzfähigen Geometrie liegt. Sie zeigen, dass durch Austrittsblenden und gezieltes Anpassen der 180° -Umlenkung die Wirbel-

strukturen und damit der Wärmeübergang gezielt beeinflusst werden können. Dies bezieht sich nur auf den ersten Teil des Kanals: Nach der Umlenkung bricht das Rezirkulationsgebiet weitestgehend zusammen, ein Abfall des Wärmeübergangs wird vermutet.

Bruschewski et al. (2015) ergänzen diese Untersuchungen mit weiteren geometrischen Variationen des Kanals. So werden verschiedene Austrittsblenden wie auch ein 180°-Austrittskrümmen bei verschiedenen Drall- und Reynoldszahlen verwendet. Sie zeigen eine Veränderung der Strömungsstrukturen bei Variation der Austrittsgeometrie, können aber das für die Erhöhung des Wärmeübergangs wichtige Rückströmgebiet unabhängig davon zeigen. Weiterhin legen sie dar, dass die Drallströmung auch nach der 180°-Umlenkung stabil bleiben kann. Bruschewski et al. definieren einen dafür notwendigen minimalen Radius der Umlenkung, der sowohl von der Drallzahl als auch von der Reynoldszahl abhängt.

Biegger et al. (2013) untersuchen eine durch tangentialer Einblasung erzeugte Drallströmung in einem Rohr mit kreisförmigem Querschnitt mittels 3D-PIV. Auch sie bestätigen das komplexe Strömungsfeld mit den in Abbildung 2.4 gezeigten Geschwindigkeitsverteilungen und Wirbelzonen **I** und **II**. Weiterhin können Biegger et al. durch instationäre Datenerfassung die instantanen Strömungsstrukturen auflösen und vermuten, dass die hoch turbulente Strömung in Wandnähe einen hohen Wärmeübergang fördert.

Die durch die radiale Beschleunigung induzierten Grenzschichtinstabilitäten können aufgrund der zu geringen Auflösung der experimentellen Messungen in der Grenzschicht in diesen modernen Untersuchungen nicht gezeigt werden. Saric (1994) fasst bisherige Untersuchungen zu dieser Instabilität zusammen. Ausgehend vom *Rayleigh circulation criterion*⁵, das diese Instabilitäten bei reibungsfreier Strömung beschreibt und notwendiges Kriterium auch bei reibungsbehafteten Strömungen ist, zeigt Saric die theoretischen Zusammenhänge der Grenzschichtmischung. An konkaven Wänden entstehen durch das Aufbrechen und Mischen der Grenzschicht gegenläufig rotierende Wirbelzöpfe, die sich in Umfangsrichtung erstrecken. Diese werden als Görtlerwirbel bezeichnet (nach Görtler (1941)). Sowohl in der Zusammenfassung von Saric (1994) wie auch in einer weiteren Veröffentlichung von Peerhossaini et al. (1988) können diese Strukturen experimentell nachgewiesen werden. Letztere zeigen, dass diese Strukturen auch bei turbulenten Freiströmungen stabil sind.

Die beschriebenen aerodynamischen Strukturen legen nahe, dass stark verdrallte Strömungen positive Auswirkungen auf den Wärmeübergang an der Kanalwand haben. So zeigen Chang et al. (1995), anknüpfend an die durchgeführten aerodynamischen Messungen, thermische Ergebnisse. Sie leiten neue Korrelationen zur Bestimmung der Wärmeübergangserhöhung in Abhängigkeit von der Drallzahl ab. Diese Erhöhungen liegen in ähnlichen Bereichen wie bei klassischen Verfahren. Auch Glezer et al. (1996) verwenden eine Konfiguration mit tangentialer Einblasung, streben aber erstmals die Verwendung als Kühlverfahren für Turbinenschaufeln an. Erste Untersuchungen an Kanälen ähnlich denen in einer Turbinenschaufel zeigen vielversprechende Resultate mit signifikanten Wärmeübergangserhöhungen (bis zu $Nu/Nu_0 \leq 6$). Als Besonderheit untersuchen sie eine Konfiguration, bei der die gesamte Kühlluft über Filmkühlbohrungen abgegeben wird. Trotz der graduellen Massenentnahme kann ein stabiler Drall erreicht werden. Die Wärmeübergangserhöhungen fallen aufgrund der fehlenden

⁵ Rayleigh postuliert, dass bei einer Strömung in Zylinderkoordinaten mit $\vec{c} = (0, c_u, 0)_{r,\varphi,z}$ Instabilitäten auftreten, sobald $\frac{d\Gamma^2}{dr} < 0$ gilt. Hierbei ist die Zirkulation Γ definiert als $\Gamma = rc_u$.

Axialströmung geringer aus. Aussagen über den Druckverlust werden für keine Konfiguration getätigt.

Hedlund et al. (1999, 2000) untersuchen eine Konfiguration mit zweifacher tangentialer Einblasung bei hohen Drallzahlen ($Y > 10$). Sie können sowohl die aerodynamischen Strukturen der Görtlerwirbel als auch lokal aufgelöste Nußeltzahlverteilungen zeigen. Global gemittelte Daten sind in guter Übereinstimmung mit den vorher durchgeführten Untersuchungen.

Khalatov et al. (2000) führen experimentelle Studien an durch Leitgitter erzeugten Drallströmungen zu Druckverlust und Nußeltzahlerhöhung durch. Sie zeigen hohe erreichbare Steigerungen des Wärmeübergangs bei einer starken Erhöhung des Druckverlustes. Trotzdem sprechen sie eine Empfehlung für das Konzept aus, da bei im Vergleich zu konventionellen Konzepten vereinfachten Geometrien ähnliche Wärmeübergänge erreicht werden. Khalatov et al. (2001) untersuchen außerdem Drall-Jet-Verfahren in einem Kanal, wie er geometrisch auch in einer Schaufelvorderkante implementiert werden kann. Gleichzeitig werden maschinenähnliche Parameter eingestellt (stat. Druck, Reynoldszahl, Wandtemperatur-zu-Kühllufttemperaturverhältnis). Sie können die vorher gewonnenen Ergebnisse trotz der komplexeren Einsatzbedingungen bestätigen. In einer neueren Studie von Khalatov et al. (2011) untersuchen sie erneut eine Drallkonfiguration mit tangentialer Einblasung in einem Rohr mit einer 90° -Krümmung vor dem Auslass. Sie zeigen, dass die Krümmung des Kanals auf den Drall stromauf wenig Einfluss hat. Sie bewerten die untersuchten Konfigurationen positiv: Zwar ist die erreichte thermische Leistungsfähigkeit ähnlich der von Rippen, die Fertigung der Kanäle ist aber deutlich einfacher. Die Thematik der Fertigung wird auch von Bunker (2009) behandelt. In einer Sensitivitätsstudie zeigt er, dass schon kleine Veränderungen der internen Geometrien, wie zum Beispiel eine Änderung des Rippenwinkels um $\pm 5^\circ$ oder der Rippenhöhe um 20 %, den Wärmeübergang maßgeblich beeinflussen. Diese Abweichungen sind aber nicht zu vermeiden. Eine Vereinfachung der Kanalgeometrie durch Verwendung der Drallkühlung kann hier Vorteile haben.

Ahmadvand et al. (2010) verwenden axiale Leitgitter mit verschiedenen geometrischen Drallwinkeln zur Drallerzeugung in einem geraden Rohr. Auch sie zeigen eine Steigerung des Wärmeübergangs und des Druckverlustes, die maßgeblich von der Drallzahl, aber kaum von der Reynoldszahl abhängig ist. Die erreichten Nußeltzahlverhältnisse liegen bei ≈ 2 , während Druckverlustverhältnisse bis ≈ 6 beobachtet werden. Diese nicht ausreichende Leistungsfähigkeit ist auf die von Ahmadvand et al. (2010) verwendete, einfache Ausführung der Drallerzeuger mit nicht konturierten Leitblechen zurückzuführen.

Rao et al. (2017) führen experimentelle und numerische Untersuchungen an einem geraden Rohr mit einzelner und wiederholter tangentialer Einblasung durch. Sie zeigen, dass durch lokale Wirbelstrukturen in Wandnähe hohe Gradienten in der Verteilung der Nusseltzahl auftreten können. Nach Mittelung über die jeweiligen Umfänge an jedem Querschnitt verbleibt eine Steigerung der Nusseltzahl. Bei gleichem Massenstrom erreicht das Rohr mit einzelner Einblasung höhere gemittelte Nusseltzahlen als das Rohr mit wiederholter Einblasung. Dagegen ist bei einzelner Einblasung die Verteilung der Nusseltzahl inhomogener und der Druckverlust deutlich höher.

Der Effekt der Rotation muss auch bei der Verwendung von Drallkühlung berücksichtigt werden. Winter et al. (2009) können zeigen, dass die Drallkühlung wesentlich stabiler bezüglich des Rotationseinflusses ist als eine rein axiale Rohrströmung. So zeigt sich die Ausbildung der

Corioliswirbel und der damit verbundenen saug- und druckseitigen Veränderung der Nußeltzahlen (siehe z. B. Abschnitt Rippen) erst bei hohen Rotationszahlen.

Hier ist mit einer Verschiebung der Lage der lokalen Extrema der Nusseltzahlverteilung zu rechnen. Diese Ergebnisse können durch weitere Untersuchungen von Winter (2010) bestätigt werden.

Dontenville (2015) führt numerische Berechnungen der im Rahmen dieser Arbeit verwendeten Geometrien im rotierenden System durch. Er zeigt ebenfalls, dass die Rotation einen geringen Einfluss auf den Wärmeübergang bei der Verwendung von Drallkühlung hat. Bei hohen Rotationszahlen bilden sich Corioliswirbel und damit lokale Verschiebungen der Nußeltzahlverteilung, die gesamte übertragene Wärme des Systems wird wenig beeinflusst.

Somit kann die Drallkühlung unter dem Aspekt der Rotation, also der Verwendung in Rotor-schaufeln, positiv bewertet werden. Es ergeben sich weniger Inhomogenitäten als bei klassischen Verfahren. Die Gesamtkühlwirkung wird nicht beeinflusst, eine Prognose der Leistungsfähigkeit des Kühlsystems wird vereinfacht.

Wechselwirkung zwischen Drall- und Filmkühlung

Durch den Einsatz der Drallkühlung ergeben sich lokal hohe Umfangsgeschwindigkeiten in den internen Kanälen. Diese können zu einer Beeinflussung der Filmkühlung, wie in Unterabschnitt 2.2.2 beschrieben, führen. Zu diesem komplexen Sachverhalt gibt es wenige Untersuchungen, nennenswert sind die Arbeiten von Lerch et al. (2011a), Lerch et al. (2011b) und die dazugehörige, umfangreiche Dissertationsschrift von Lerch (2012).

In einer ersten Studie (Lerch et al., 2011a) wird ein Kanal mit kreisförmigem Querschnitt in die Vorderkante eines symmetrischen NACA-Profiles integriert. In diesem Kanal kann entweder eine rein axiale Strömung oder eine Drallströmung durch tangentialen Einblasung im Schaufelfuß realisiert werden. Die Drallrichtung ist positiv um die Hochachse. Die Filmkühlung wird aus diesem Kanal gespeist, die Bohrungsachsen schließen einen spitzen Winkel mit der Richtung der lokalen Umfangsgeschwindigkeit ein. Mutmaßlich führt diese Konfiguration zu den niedrigsten Durchflusskoeffizienten C_D aufgrund der Richtungsumkehr der Luft bei Einströmung in die Bohrung. Darauf aufbauend (Lerch et al., 2011b) werden weitere geometrische Variationen untersucht: Es wird eine weitere Reihe von Filmkühlbohrungen an der gegenüberliegenden Wand implementiert, deren Einströmwinkel stumpf ist. Außerdem wird mittels über die Schaufelhöhe verteilten Einblasebohrungen in den Vorderkantenkanal eine weitere Methode zur Drallerzeugung realisiert und so eine große Anzahl von Konfigurationen untersucht. Des Weiteren werden beide Drallrichtungen untersucht. Die Ergebnisse der Untersuchungen von Lerch et al. können wie folgt zusammengefasst werden:

- Das für den Wandwärmeübergang wichtige Rezirkulationsgebiet bleibt bei allen Konfigurationen trotz Massenabnahme durch die Filmkühlbohrungen stabil.
- Die Drallzahl steigt über die Schaufelhöhe an, da die Axialgeschwindigkeit durch Massenabfuhr abnimmt. Dies ist durch die Dichteänderung bei diabaten Messungen nicht übertragbar auf die späteren Versuche.

- Unterschiedliche Drallrichtungen beeinflussen das Strömungsfeld der Filmkühlung bis auf eine nötige Spiegelung nicht.
- Die positive Drallrichtung bei einer Bohrungsreihe mit stumpfen Winkeln (Lerch et al., 2011b) wird positiv bewertet (vergleichbare adiabate Filmkühleffektivität wie ohne Drall), bei negativer Richtung und damit spitzen Einströmwinkeln wird ein starker Einbruch der adiabaten Filmkühleffektivität beobachtet.
- Durch Versuche mit gegenüberliegenden Bohrungsreihen stellen Lerch et al. eine Massenstromverschiebung zu den Bohrungen mit positivem Drallwinkel fest. Dies wiederum führt zu einer Verbesserung der adiabaten Filmkühleffektivität der negativ angeströmten Bohrungen, da durch die verringerte Ausblaserate die Interaktion und Mischung mit der Freiströmung reduziert wird.

Es ergibt sich demnach eine komplexe Wechselwirkung zwischen Drall- und Filmkühlung, welche die Gesamteffektivität des Kühlsystems bestimmt. Die wichtigsten Kriterien sind hier der lokale Einströmwinkel (Beeinflussung von C_D), der Druckgradient über die Bohrungen (bei konstantem Kanaldruck und nicht symmetrischem Profil höher für die saugseitigen Bohrungen) sowie daraus resultierend das lokale Impulsverhältnis I für jede Bohrung. Durch geschicktes Abstimmen sehen Lerch et al. Potenzial für ein hoch effektives Kühlsystem. Sie merken aber an, dass aufgrund der Komplexität des Systems weitere Untersuchungen notwendig sind, die reale Geometrien der Kanäle, Schaufelprofile und Filmkühlbohrungen berücksichtigen. Weitere Untersuchungen, die sowohl diese realen Geometrien als auch realistische thermische Randbedingungen berücksichtigen, sind zum bisherigen Zeitpunkt nicht bekannt.

Drallkühlkonzepte eignen sich demnach vor allem für die Vorderkante von Turbinenschaufeln der ersten oder zweiten Stufe, speziell von Flugzeugtriebwerken. So muss für die Erzeugung der kinetischen Energie der Drallströmung ein hohes Maß an innerer Energie aufgewendet werden, der Druck der Kühlluft muss hoch sein. Aufgrund starker Umlenkung ist die Erzeugung einer hohen Drallzahl weiterhin mit hohen Totaldruckverlusten verbunden. So können solche Drallerzeuger nur eingesetzt werden, wenn der Totaldruck der Kühlluft maßgeblich höher als der statische Druck des Heißgases ist, was gerade bei Flugzeugtriebwerken für die erste Rotorstufe mit niedrigem Reaktionsgrad gilt.

Die bisherigen Konzepte erreichen ähnliche thermische Leistungsfähigkeiten wie konventionelle Konzepte. Jedoch werden in den vorliegenden Studien Abstriche bei der Komplexität der drallerzeugenden Komponenten gemacht. So wurden bisher nur tangentiale Einblasungen oder einfachste, nicht konturierte, axiale Leitgitter untersucht. Dies steht im Widerspruch zu der komplexen, hoch optimierten Gestaltung der Leitgitter der Heißgasströmung. Durch einen Wissenstransfer und die dreidimensionale Optimierung der Drallerzeuger für die interne Kühlung ist mit einer deutlichen Verbesserung der thermischen Leistungsfähigkeit zu rechnen.

Aufgrund der umfangreichen Arbeiten auf dem Gebiet der internen Kühlverfahren kann die hier gegebene Zusammenfassung nur als Überblick dienen. Ein weiterer, umfangreicher Überblick der verwendeten Verfahren ist in Ligrani et al. (2003) und als Erweiterung dazu in Ligrani (2013) zu finden. Während die erste Zusammenfassung klassische Verfahren und erste Drallkühlverfahren bis 2003 untersucht, werden in der zweiten Zusammenfassung klassische

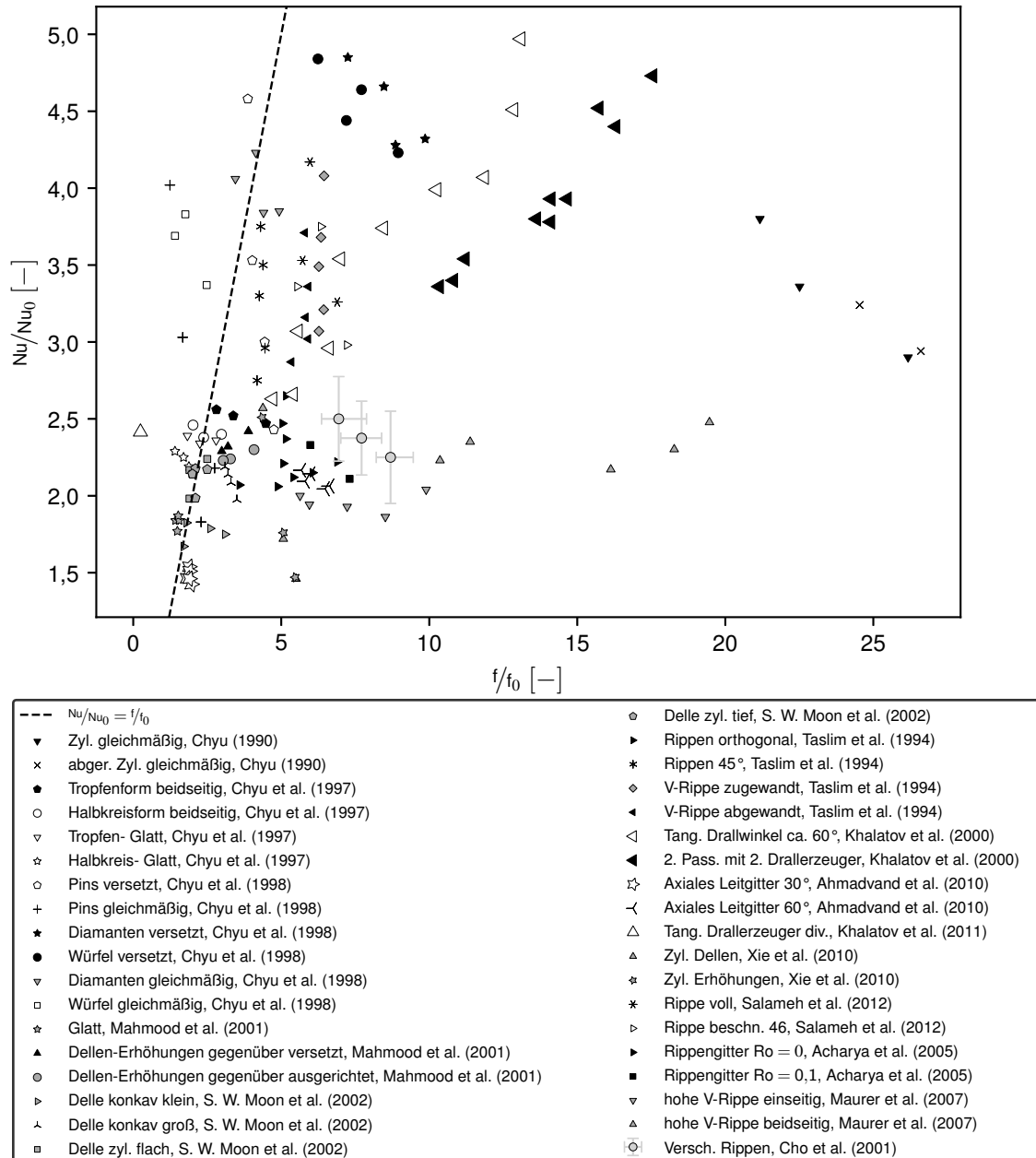


Abbildung 2.5: Übersicht der Literaturdaten zur Erhöhung des internen Wärmeübergangs

Verfahren wie auch Drallkühlverfahren evaluiert. Zusätzlich wird der Effekt der Rotation bei Einsatz in Laufschaufeln thematisiert. Die Autoren betonen die hohe Komplexität sowie die notwendige Berücksichtigung von vielen Einflussfaktoren. Diese Wechselwirkungen werden in den bisherigen Untersuchungen nicht ausreichend berücksichtigt. Des Weiteren ist es von hoher Wichtigkeit, nicht nur globale Parameter zu berücksichtigen, sondern lokal aufgelöste Temperaturfelder zu bestimmen, da lokale Temperaturgradienten die Lebensdauer von Bauteilen stark beeinflussen.

Der Effekt der Rotation wird generell als gering bewertet. Je komplexer die Innengeometrie, desto mehr überwiegt der Einfluss der Reynoldszahl. Die Rotationszahl hat wenig Einfluss auf die gesamte thermische Leistungsfähigkeit. Einzig eine Verschiebung der Nußeltzahlen zwischen

Saug- und Druckseite ist bei hohen Rotationszahlen in Hinblick auf lokale Temperaturverteilungen zu berücksichtigen.

Eine umfangreiche Zusammenstellung zu den aerodynamischen und thermodynamischen Effekten von Drallströmungen ist in Mitrofanova (2003) zu finden. Neben den diskutierten grundlegenden Effekten sowie den Vor- und Nachteilen verschiedener Geometrien wird außerdem ein Überblick über die Herausforderungen bei der numerischen Berechnung von diesen Strömungen gegeben. Mitrofanova betont ebenfalls nochmals die Wichtigkeit von experimentellen Untersuchungen.

Auch Han et al. (2010) fassen den Kenntnisstand zu internen Kühlverfahren mit und ohne Rotation zusammen. Sie thematisieren die Komplexität des Wärmeübergangsproblems, speziell an der Schaufelvorderkante. Han et al. sehen die Weiter- und Neuentwicklung von Kühlverfahren als wichtiges Forschungsthema, das neue Triebwerkskonzepte ermöglichen kann.

2.3.2 Kombinierte Untersuchungen zur Gesamtkühleffektivität

Die bisher gezeigten Studien beschränken sich auf die Bewertung der einzelnen Teilsysteme Innenkühlung und Filmkühlung. Zwar wird die Wechselwirkung der Teilsysteme thematisiert, Untersuchungen von vollständigen Kühlsystemen wurden aber noch nicht vorgestellt. Die für eine solche Beurteilung verwendete Zielgröße ist meist die Totalkühleffektivität TCE

$$\text{TCE} = \frac{T_{\text{H}} - T_{\text{S}}(\vec{X})}{T_{\text{H}} - T_{\text{K}}}, \quad (2.6)$$

welche die im Allgemeinen ortsabhängige Oberflächentemperatur T_{S} unter Verwendung der Freistromtemperatur des Heißgases T_{H} sowie einer Referenztemperatur der Kühlluft T_{K} entdimensioniert. Eine perfekte Kühleffektivität $\text{TCE} = 1$ bedeutet das Erreichen der Kühllufttemperatur, ein Wert von $\text{TCE} = 0$ das Erreichen der Heißgastemperatur und damit keine Kühlwirkung der Oberfläche. Bei gegebenen Randbedingungen in modernen Maschinen und verwendbaren Materialien sollte diese Kühleffektivität über $\text{TCE} \gtrsim 45\%$ liegen (erste Rotorstufe, Rolls-Royce Deutschland, 2017)

H. K. Moon et al. (2000) analysieren diese Kühleffektivität an einer realistischen (orig. *engine hardware*) Leitschaufelreihe mittels Infrarotthermographie. Aufgrund rein konvektiver Kühlung unter Einhaltung von Reynolds- und Machzahlähnlichkeit (global an Ein- und Auslass, über lokale Schaufeldruckverteilungen wird keine Aussage getroffen) ermitteln sie das Temperaturverhältnis Γ zwischen Heißgas und Kühlluft als wichtigste Einflussgröße. Messdaten können nur für die Saugseite erfasst werden: Die Druckseite ist nicht sichtbar, die Sichtwinkel auf die Vorderkante sind zu hoch, um eine genaue Messung zu garantieren. Aufgrund hoher Unsicherheiten bei Messungen mit hohen Freistromtemperaturen (Oberflächentemperatur bis $T_{\text{S}} = 225^\circ\text{C}$) verwenden sie ein reversibles Verfahren, bei der die Innenströmung erhitzt wird und so parasitäre Strahlung von heißen Kanalwänden auf die Messfläche vermieden wird. Durch diese Einschränkungen kann der Messfehler der Totalkühleffektivität auf $\pm 10\%$ reduziert werden.

Nathan et al. (2014) untersuchen die Vorderkante einer Leitschaufel und beschreiben detailliert die für eine Übertragbarkeit der Daten einzuhaltenden Parameter. Diese sind, neben der

aerodynamischen Ähnlichkeit, die Biotzahl gebildet mit der Wärmeleitfähigkeit und Geometrie des Prüflings, das Verhältnis von internen zu externen Wärmeübergangskoeffizienten und der Aufwärmfaktor⁶ (wobei die letzten beiden Ähnlichkeiten bei korrektem Temperaturverhältnis Γ zwischen T_H und T_K und aerodynamischer Ähnlichkeit implizit gegeben sind). Unter Einhaltung dieser Ähnlichkeiten verwenden Nathan et al. stark hochskalierte Geometrien in einer linearen Kaskade.

Ihre Ergebnisse für die Vorderkante zeigen Totalkühleffektivitäten zwischen $TCE \approx 0,4$ (keine Filmkühlung) und $TCE \approx 0,7$ (starke Filmkühlung). Zusätzlich können sie durch adiabate Messungen auch die adiabate Filmkühleffektivität isolieren. Durch den Vergleich der beiden Messgrößen zeigen sie, dass die Wärmeleitung im Material sowie die interne Kühlung dazu führen, dass die Totalkühleffektivität höher und homogener verteilt ist als die adiabate Filmkühleffektivität.

Auch in diesen aktuellen Untersuchungen werden wieder Kompromisse eingegangen: Der geometrische Messbereich ist verhältnismäßig klein, das Dichteverhältnis zwischen dem Heißgas und der Kühlluft kann aufgrund technischer Umstände nicht eingehalten werden. Außerdem wird keine Aussage über die erreichte Machzahlähnlichkeit getroffen.

Kirollos et al. (2016) untersuchen unter Einhaltung der Reynoldszahl, Machzahl und Biotzahl die Oberflächentemperatur und Kühleffektivität einer unskalierten Leitschaufel (Innen- und Filmkühlung) unter Verwendung von Infrarotthermographie. Die Einhaltung des Temperaturverhältnisses Γ zwischen Kühlluft und Heißgas wird nicht realisiert. Über das resultierende Dichteverhältnis der Filmkühlung wird keine Aussage getroffen. Ziel der Arbeit bleibt ein relativer Vergleich zwischen zwei Herstellungsverfahren. Die Übertragbarkeit der Daten muss in Frage gestellt werden. Die thermographische Messung der Druckseite wird aus optisch ungünstiger Position mit hoher Objektstreckung in Tiefenrichtung und unter hohem Sichtwinkel durchgeführt. Eventuelle Einflüsse werden vernachlässigt.

Ramachandran et al. (2015) betonen nochmals die Wichtigkeit der Einhaltung der vollen aerothermischen Ähnlichkeit sowie die Notwendigkeit der Analyse von kompletten Kühlsystemen. Diese Feststellungen stützen sie nur mit numerischen Daten, die anhand von vereinfachten Geometrien erzeugt wurden. Ohne die Einhaltung dieser Ähnlichkeit sei keine genaue Prognose möglich.

⁶ Die dimensionslose, graduelle Erhöhung der Kühllufttemperatur durch kontinuierliche Wärmeaufnahme im Kühlluftkanal.

2.4 Bestimmung der Oberflächentemperaturen mittels Infrarotthermographie

Die Infrarotthermographie eignet sich, um lokal und physikalisch hoch aufgelöste Strahlungsbilder von Oberflächen aufzunehmen. Aufgrund komplexer Strahlungssituationen in heißen Prüfständen kann nur durch eine extensive Kalibrierung hieraus ein Temperaturbild mit geringem Messfehler abgeleitet werden. Im Folgenden sollen die nötigen Grundlagen kurz zusammengefasst werden. Des Weiteren wird ein Überblick über die bisherigen Errungenschaften des Instituts für Thermische Strömungsmaschinen gegeben, die diese hoch genaue Temperaturerfassung ermöglichen.

Jeder Körper, dessen thermodynamische Temperatur von 0 K abweicht, sendet Strahlung aus. Als Infrarot wird hierbei der Wellenlängenbereich von ca. $\lambda = 0,78\mu\text{m}$ bis ca. $\lambda = 1.000\mu\text{m}$ bezeichnet. Die ideale Ausstrahlung eines Körpers wird durch das Plancksche Strahlungsgesetz

$$W_{\text{sk}}(\lambda, T_S) = \frac{2\pi hc^2}{\lambda^5 (e^{hc/\lambda k T_S} - 1)} \quad (2.7)$$

beschrieben. Hierbei repräsentieren h , c und k die physikalischen Konstanten Plancksches Wirkungsquantum, Lichtgeschwindigkeit sowie die Boltzmann-Konstante. Die maximale Ausstrahlung ist sowohl wellenlängen- als auch temperaturabhängig. Die Lage dieses Maximums wird durch das Wiensche Verschiebungsgesetz vereinfacht mit der Wienschen Konstante b

$$\lambda_{\text{W,max}} = \frac{b}{T_S} = \frac{2,898 \cdot 10^{-3} \text{ m/K}}{T_S} \quad (2.8)$$

beschrieben. Hieraus ist zu erkennen, dass bei gegebenen Einsatztemperaturen Strahlungsmaxima im mittleren Infrarotbereich von ca. $\lambda = 3\mu\text{m}$ bis ca. $\lambda = 8\mu\text{m}$ erwartet werden. Eingesetzt wird daher das Kamerasystem FLIR SC6000 mit gekühltem Indium-Antimonid-Detektor, der im Bereich von $\lambda = 3\mu\text{m}$ bis $\lambda = 5\mu\text{m}$ sensitiv ist. Der Detektor ist als FPA mit $512 \cdot 640$ Pixeln ausgeführt. Mit dem verwendeten optischen Aufbau (Objektiv $f = 50 \text{ mm}$, Zwischenringe) wird so eine Auflösung von ca. 6 px/mm bis 10 px/mm erreicht. Diese ist proportional zum Abbildungsmaßstab und damit bei fester Brennweite auch direkt abhängig vom Objektstand.

Werden nun im Experiment reale Oberflächen betrachtet, ergibt sich die Ausstrahlung einer solchen Oberfläche mit der Emissivität ε zu

$$W_S(\lambda, \theta, T_S) = \varepsilon(\lambda, \theta, T_S) \cdot W_{\text{sk}}(\lambda, T_S). \quad (2.9)$$

Jegliche Hindernisse schwächen diese Ausstrahlung ab, bevor sie den Detektor der Kamera erreicht. Hier sind sowohl die Atmosphäre wie auch alle Einbauten im optischen System (Fenster, Linsen und Filter) zu berücksichtigen. Diese können vereinfacht in der totalen Transmission τ_{tot} zusammengefasst werden, die sich als Produkt aller Einzeltransmissionen τ_i ergibt. Die auf dem Detektor einfallende, von der betrachteten Oberfläche ausgesendete Strahlung, E_S ergibt sich dann zu

$$E_S(\lambda, \theta, T_S, T_i) \propto \tau_{\text{tot}}(\lambda, T_i) \cdot W_S(\lambda, \theta, T_S). \quad (2.10)$$

Dieser Strahlung werden noch weitere Anteile überlagert. Dies sind Eigenstrahlungen von optischen Komponenten, Reflexionen, die an optischen Grenzflächen entstehen und, als größter Anteil, die von der zu untersuchenden Oberfläche reflektierte Strahlung. Letztere, sogenannte

Offsetstrahlung E_{off} , ist vor allem bei geschlossenen Umgebungen mit heißen Wänden maßgeblich. Diese Situation, die bei der Untersuchung von gekühlten Bauteilen in heißer Umgebung zwingend vorliegt, erschwert die Kalibrierung und kann als Hauptgrund der kritisierten Skalierungen der in Unterabschnitt 2.3.2 präsentierten Untersuchungen gesehen werden. Die am Detektor einfallende Strahlung kann dann durch die Überlagerung von Oberflächenstrahlung E_S und Offsetstrahlung E_{off} modelliert werden:

$$E_D(\lambda, \theta, T_S, T_i) = E_S(\lambda, \theta, T_S, T_i) + E_{\text{off}}(\lambda, T_i). \quad (2.11)$$

Die komplexe Strahlungssituation kann im Allgemeinen nicht a priori bestimmt werden. Daher wird eine in-situ Kalibrierung notwendig. Martiny et al. (1996) schlagen eine semi-empirische, skalare Kalibrierfunktion vor, die dem Planckschen Gesetz nach Gleichung 2.7 nachempfunden ist (vereinfacht ohne Argumente dargestellt):

$$U_D = \frac{r}{e^{b/T_S} - f} \quad \text{bzw.} \quad T_S = \frac{b}{\ln(r/U_D + f)} \quad (2.12)$$

Hierbei beschreibt U_D die Antwort des Detektors auf eine einfallende Strahlung E_D . Schulz (2000) zeigt die Anwendbarkeit zur Temperaturmessung in geschlossenen Kanälen. Die drei Parameter r, b, f müssen mittels Stützstellen, meistens in Form von Thermoelementen, während des Versuches bestimmt werden. Die in der Funktion beschriebene Antwort U_D trennt noch nicht explizit zwischen Oberflächen- und Offsetstrahlung.

Zur Kalibrierung müssen folglich im Versuchsaufbau mindestens drei Stützstellen vorhanden sein. Die Einbringung dieser ist konstruktiv aufwendig. Des Weiteren hat die Wahl der Stützstellen einen hohen Einfluss auf den Restfehler. Gerade bei hohem Temperaturumfang des Messobjektes kann keine optimale Kalibrierfunktion gefunden werden.

Auf Basis des linearen Zusammenhangs in Gleichung 2.11 präsentieren Ochs et al. (2009, 2010) eine weiter verbesserte Methodik der Bildverarbeitung und Kalibrierung, die genau diese Problematik adressiert. Sie trennen die zu kalibrierende Strahlung in Gleichung 2.12 explizit in Objekt- und Offsetstrahlung und erweitern die Funktion zunächst auf vier Unbekannte, die es zu bestimmen gilt, wobei I das linearisierte, skalierte Antwortsignal des Detektors beschreibt:

$$T_S = \frac{b}{\ln\left(\frac{r}{I_D - I_{\text{off}}} + f\right)}. \quad (2.13)$$

Von diesen vier Unbekannten können nun r, b, f , die die optische Konfiguration beschreiben, vorher unter vereinfachten Bedingungen bestimmt werden, wenn zwei wichtige Forderungen erfüllt werden:

- Die Temperaturabhängigkeit der Transmission der Komponenten i im optischen Pfad $(\partial\tau/\partial T)_i$ ist vernachlässigbar klein. Dies gilt in guter Näherung für Luft bei gegebenen Temperaturen. Außerdem ist das optische System der Kamera nahezu isotherm. Einzig die Transmission der verwendeten Saphirscheiben zeigt eine starke Temperaturabhängigkeit. Ochs et al. zeigen nun, dass durch Verwendung eines Tiefpassfilters mit einer Grenzwellenlänge von $\lambda_{\text{filter}} = 4,1 \mu\text{m}$ diese Temperaturabhängigkeit stark reduziert werden kann. Dadurch wird die Forderung der Temperaturunabhängigkeit der Transmission erfüllt.

- Ein lineares Systemverhalten wird vorausgesetzt, die Strahlungsantwort des Detektors muss linearisiert werden. Dies wird von Ochs et al. durch eine pixelweise, polynomielle Korrektur (Grad 2) erreicht. Die Koeffizientenmatrix der Korrektur kann in einem Vorversuch bestimmt werden.

Zur Bestimmung von r , b und f genügt dann eine Oberfläche mit bekannter und regelbarer Temperatur zur Erzeugung der Stützstellen für Gleichung 2.13. Es müssen die gleiche Oberflächenbeschaffenheit und der gleiche optische Aufbau (Scheiben, Objektiv, Kamera) wie im eigentlichen Versuch realisiert werden. In diesem muss nur noch der vierte Parameter, die Offsetstrahlung I_{off} , bestimmt werden. Es genügt eine Stützstelle. Bei mehreren Stützstellen kann eine Fehlerminimierung durchgeführt werden.

Nach Linearisierung der Strahlungsantwort kann das Detektorsignal außerdem ohne Einschränkung durch die bekannte Belichtungszeit⁷ geteilt werden. Es entsteht die der Strahlungsleistung proportionale Größe I . Die Belichtungszeit kann als zusätzlicher Freiheitsgrad während der Datenerfassung verwendet werden, um eine optimale Detektorausnutzung und damit minimalen Messfehler zu erreichen. Darauf basierend entwickeln Ochs et al. zwei neue Verfahren, die maßgeblich zur Einsatzfähigkeit der Infrarotthermographie bei modernen Filmkühlexperimenten beitragen:

- Eine belichtungszeitunabhängige Ungleichförmigkeitskorrektur (*non-uniformity correction*, *NUC*). Durch Einsatz dieser kann über einen weiten Bereich von Oberflächentemperaturen sichergestellt werden, dass eine homogen strahlende Fläche ein homogenes Sensorsignal erzeugt. Fehler, die durch Linsenfehler (speziell an den Bildrändern) sowie Abschattungen und Absorption im optischen Strahlengang des Objektivs entstehen, werden hierdurch korrigiert.
- Durch Variation der Belichtungszeit und Aufnahme mehrerer Bilder der gleichen Szene kann der Dynamikumfang des Detektors virtuell erweitert werden (sog. *high dynamic range*, *HDR* Aufnahmen). Nach Linearitäts- und Ungleichförmigkeitskorrektur können aus jeder Aufnahme Bildbereiche identifiziert werden, die optimale Belichtungen zeigen. Hieraus wird anschließend das fertige Bild zusammengesetzt. Aufgrund der belichtungszeitunabhängigen Form der Daten kann danach die in-situ Kalibrierung wie zuvor global für das komplette Bild bestimmt werden. Dieses Verfahren ist gerade bei filmgekühlten Bauteilen mit großer Spreizung der Oberflächentemperaturen unabdingbar.

Durch diese am Institut für Thermische Strömungsmaschinen entwickelten Verfahren können selbst bei komplexen Strahlungssituationen und hohen Umgebungstemperaturen durch Verwendung der Infrarotthermographie hoch genau und hoch aufgelöst Oberflächentemperaturen bestimmt werden. Eine wichtige Voraussetzung bei der beschriebenen Kalibrierung ist eine hohe und diffus-homogene Emissivität $\varepsilon \neq f(\lambda, \theta, T_S)$ der zu untersuchenden Oberfläche. Ersteres

⁷ Die verwendete Kamera ist ohne mechanischen Verschluss aufgebaut. Vom Hersteller wird anstelle der Belichtungszeit der Begriff der Integrationszeit (*integration time*) verwendet. Aufgrund der Konsistenz zu anderen Arbeiten und kamerabasierten Messtechniken wird hier der Begriff der Belichtungszeit verwendet. Beide Begriffe beschreiben die selbe physikalische Zeitspanne.

führt zu einem reduzierten Anteil der Offsetstrahlung, letzteres stellt sicher, dass die an wenigen Punkten bestimmte in-situ Kalibrierung für große Bildbereiche (bzw. das komplette Bild) gilt. Für die bisher untersuchten Konfigurationen konnte dies durch die Beschichtung der Oberflächen mit *Nextel Velvet Coating* erreicht werden. Untersuchungen von Lohrengel et al. (1996) zeigen die Konstanz der Emissivität dieser Beschichtung im betrachteten Wellenlängen- und Temperaturbereich. Neuere Studien von Dury et al. (2007) bestätigen diese Ergebnisse über einen breiteren Wellenlängenbereich. Außerdem zeigen sie, dass die geringe Restreflektivität praktisch vollkommen diffus ist. Durch thermische Alterung der Beschichtung bei mehreren Tagen über $\approx 200^\circ\text{C}$ stellen sie einen geringen Anstieg der diffusen Reflektivität (also einen Abfall der Emissivität) fest. Da die Einsatztemperatur der Prüflinge im Rahmen dieser Arbeit in genanntem Bereich liegt, werden alle Kalibrier- und Prüfoberflächen bei 230°C vor dem eigentlichen Einsatz gealtert. Die geringfügig geminderte Emissivität wird zugunsten einer homogenen und reproduzierbaren Oberfläche in Kauf genommen.

Bisher nicht berücksichtigt wurde die Sichtwinkelabhängigkeit der Emissivität. Dies war, wie in Unterabschnitt 2.3.2 dargestellt, aufgrund geringer Sichtwinkel nicht notwendig, wurde vernachlässigt oder Datenbereiche wurden nicht ausgewertet. Bei komplexeren Oberflächen, die sich durch eine Erstreckung in alle drei Raumrichtungen auszeichnen, muss diese Winkelabhängigkeit berücksichtigt werden. In Kapitel 4 und Kapitel 5 werden Verfahren vorgestellt, die diese Sichtwinkelabhängigkeit berücksichtigen und die thermographische Messung auf beliebig geformten Oberflächen mit hoher Genauigkeit ermöglichen.

Alternative Messtechniken

In direkter Konkurrenz zur Infrarotthermographie stehen Verfahren, die eine lokal hoch aufgelöste Bestimmung der Oberflächentemperatur erlauben. Zwar können durch den Einsatz von mehreren Medien und den dabei auftretenden lokalen Konzentrations- oder Partialdruckunterschieden Filmkühl- und Wärmeübergangsgrößen abgeleitet werden, eine genaue Bestimmung der Oberflächentemperatur ist aber nicht möglich.

Als Alternative verbleiben Beschichtungen, die optisch auf ihre Temperatur reagieren. Hier muss zwischen Flüssigkristallen unterschieden werden, die einen Farbumschlag beim Erreichen einer bestimmten Temperatur erzeugen, und thermosensitiven Farben (*thermo sensitive paints*, *TSP*), die bei Anregung Licht einer anderen Wellenlänge aussenden.

Umschlagsfarben für hohe Temperaturen über $\approx 1.100\text{K}$ werden bei Maschinentests eingesetzt, um Konzepte zu validieren. Die Farbe zeigt nach dem Test nur die maximal erreichte Temperatur. Die Auswertung erfolgt qualitativ anhand eines Farbvergleichs. Die erreichte quantitative Genauigkeit ist gering, Fehler im Bereich von 100K werden beobachtet (Rolls-Royce Deutschland, 2017).

Gerade im wissenschaftlichen Bereich sind *TSP* erfolgversprechend. Russin et al. (2009) benutzen diese Farben zur Bestimmung von Oberflächentemperaturen. Die Kalibrierung erfolgt außerhalb der Messung bei Umgebungsdruck, was einen negativen Einfluss auf die erreichte Genauigkeit hat. Jordan et al. (2011) verwenden ein ähnliches Kalibrierverfahren außerhalb des eigentlichen Versuchs. Lorenz et al. (2013) wenden erstmals ein in-situ Verfahren zur Kalibrierung der *TSP* an. Sie erreichen so eine hohe Genauigkeit und Auflösung. Die Autoren

vergleichen die Ergebnisse mit thermographischen Messungen und können eine vergleichbare Qualität erreichen. Ein ähnlicher Vergleich wird von Brack et al. (2016) durchgeführt. Auch sie zeigen eine gute Übereinstimmung der Ergebnisse der Thermographie und der *TSP*. Weiterhin weisen sie darauf hin, dass gerade bei instationären Phänomenen die Ansprechzeit der *TSP* zu einer Messabweichung führen kann.

Pütz (2018) setzt ein auf der Methodik von Lorenz et al. basierendes Verfahren. Er bestimmt erfolgreich Temperaturen und leitet aus diesen Wärmeübergangskoeffizienten auf dreidimensional konturierten Seitenwänden mit glatter sowie rauer Oberfläche ab.

Weiterhin werden thermosensitive Farben zur Bestimmung von Temperaturen auf internen Oberflächen eingesetzt. Durch den Aufbau der zu untersuchenden Kanäle aus transluzentem Material und Beschichtung der inneren Flächen mit *TSP* kann die Reaktion der Farbe von außen (also rückseitig) erfasst werden. So bestimmen beispielsweise Domaschke et al. (2012), Kunstmann et al. (2013), Waidmann et al. (2013) und Rao et al. (2017) Temperaturen an Innenflächen, die dann zur Ableitung von Wärmeübergangskoeffizienten verwendet werden.

Die Vorteile dieser Methode liegen in der geringen Dicke der Beschichtung: So können die von Pütz eingesetzten rauen Oberflächen untersucht werden, die nach Beschichtung mit *Nextel Velvet Coating* für den Einsatz der Thermographie andere Rauheiten zeigen würden. Außerdem ist keine Beachtung der Offset-Strahlung notwendig. Aufgrund der Einbettung der aktiven Bestandteile in transparente Polymerbinder ist die Einsatztemperatur auf ca. 200 °C begrenzt, die Infrarotthermographie kann bei deutlich höheren Temperaturen eingesetzt werden. Die hier verwendete Beschichtung *Nextel Velvet Coating* erlaubt den Einsatz bei bis zu 300 °C. Andere Beschichtungen werden auch bei weitaus höheren Temperaturen eingesetzt. So untersuchen Brandt et al. (2008) erfolgreich hoch emittive Beschichtungen bei bis zu 1.500 K.

Über eine Winkelabhängigkeit bei *TSP*, wie sie für die Infrarotthermographie Thema dieser Arbeit ist, liegen zum jetzigen Zeitpunkt keine Veröffentlichungen vor.

2.5 Zielsetzung der Arbeit

Die präsentierten Studien zeigen die Vor- und Nachteile verschiedener interner Kühlsysteme. Da die Grenzen der Leistungsfähigkeit von konventionellen Systemen, zusammengefasst in Abschnitt 2.3, erreicht werden, müssen neue Methoden entwickelt werden. Vielversprechend ist das Konzept der Drallkühlung, dessen Vor- und Nachteile in Unterabschnitt 2.3.1 erläutert wurden. Die bisher durchgeführten Untersuchungen zeigen, dass dieses Konzept in einfachen Versuchen vielversprechende Erhöhungen der Nußeltzahl erzielen kann. Eine weitere Untersuchung von modernen Kühlkonzepten unter der Verwendung von Drallkühlung ist daher aus technischer Sicht hochaktuell, wie auch aktuelle Patente führender Hersteller zu solchen Konfigurationen zeigen (Rolls-Royce Deutschland et al., 2012).

Bei der Beurteilung der Konzepte werden bisher immer Kompromisse eingegangen. Die thermische Leistungsfähigkeit wird meist an einfachen Kanalgeometrien beurteilt, die so nicht in realen Schaufelgeometrien zu verwirklichen sind. Einige Untersuchungen versuchen zwar den Einfluss der Wechselwirkung verschiedener Parameter zu quantifizieren, es können aber meist nur binäre Zusammenhänge erfasst werden. Auch die Einhaltung von äußeren und inneren Ähnlichkeitskenngrößen, speziell dem Verhältnis von äußerem zu innerem Wärmeübergang h_H/h_K und der Biotzahl, wird nicht gewährleistet.

Weiterhin wird die Interaktion von Innenströmung und Filmkühlung nur wenig betrachtet. Ein Kühlsystem kann nur als Ganzes leistungsfähig sein. Eine komplexe Innenströmung muss auch im Hinblick auf die Einströmung in die Filmkühlbohrungen und die daraus resultierende Filmkühleffektivität optimiert sein. Auch hier gilt wieder, dass mit immer komplexeren Innenströmungen, gekennzeichnet durch eine nicht mehr hauptsächlich radiale Strömung in den Kanälen, eine Zunahme der Interaktion erwartet wird. Die Vorhersage der finalen Bauteiltemperatur wird weiter erschwert. Numerische Vorhersagen des Wärmeübergangs, die nur an ausgewählten Beispielen gezeigt wurden, bleiben ungenau. Aufgrund komplexer Geometrien muss mit geometrischen Vereinfachungen sowie lokaler Mittelung und, daraus resultierend, Turbulenzmodellen gearbeitet werden. Diese zeigen gerade im für den Wärmeübergang maßgeblichen Grenzschichtbereich Unzulänglichkeiten bei der korrekten Prognose der Strömungsgrößen.

Eine Veränderung der Geometrie oder der Parameter während des Einsatzes, entweder bewusst durch nötige Anpassungen zur Implementierung in Schaufelprofilen und Maschinenprozessen oder unbewusst durch Abweichungen während der Fertigung oder im Einsatz, kann die vorhergesagten Eigenschaften deutlich verändern. Diese Überlegungen gelten für bewährte Konzepte, sind aber umso wichtiger bei Drallkühlverfahren. Die hier erreichte Kühleffektivität hängt maßgeblich von der erreichten Drallzahl und der Stabilität der Drallströmung ab. Diese reagieren wiederum hoch sensitiv auf geometrische Veränderung.

Aufgrund dieser Unsicherheiten ist es üblich, neue Kühlkonzepte in kosten- und zeitaufwendigen Tests in der Einsatzumgebung selbst zu validieren. Die erreichte Messgenauigkeit und Auflösung der wichtigen Zielgrößen sind aber so gering, dass gezielte Verbesserungen schwer auf Basis dieser Daten durchzuführen sind. Eine Möglichkeit, moderne Kühlkonzepte in ihrer fertigen und gesamten Funktion vor einem Einsatz in der Maschine mit hoher Auflösung und Genauigkeit zu untersuchen und weiter zu optimieren, existiert bisher nicht. Versuche, solche Messungen durchzuführen, sind in Unterabschnitt 2.3.2 zusammengefasst. Um die Untersu-

chungen zu ermöglichen müssen wieder Kompromisse eingegangen werden. Dies aber macht die Übertragung der in den Studien gewonnenen Daten unsicher, was gerade die Entwicklung von komplett neuen Konzepten (wie z. B. Drallkühlung) verhindern kann, da Hersteller ein großes wirtschaftliches Risiko eingehen müssen.

Diese Arbeit stellt nun Verfahren zur Verfügung, die genau diese Beurteilung von Kühlkonzepten bei realistischen Randbedingungen ermöglicht. Dafür wird zunächst in Kapitel 3 ein neuer Prüfstand vorgestellt, der Untersuchungen an einer skalierten Schaufelgeometrie ermöglicht. Durch weitestgehende Einhaltung aller wichtigen Kennzahlen können anhand der Ergebnisse direkt Rückschlüsse auf die Leistungsfähigkeit in der Maschine gezogen werden.

Die wichtigste Zielgröße, die lokal aufgelöste Oberflächentemperatur, wird mithilfe der Infrarotthermographie bestimmt. Zum Erreichen der geforderten weitgehenden Ähnlichkeit müssen suboptimale Bedingungen für die Messtechnik in Kauf genommen werden. So müssen Oberflächentemperaturen auf stark gekrümmten und gekühlten Oberflächen erfasst werden. Die Anforderungen an die lokale sowie physikalische Auflösung sind hoch. Die Prüfkörper sind zudem in einem komplex geformten Kanal eingesetzt. Die optische Zugänglichkeit wurde für diese Untersuchungen erstmals der geometrischen Ähnlichkeit untergeordnet. Dies führt zu hohen Sichtwinkeln auf den Prüfkörper, die sowohl das emissive als auch das reflektive Verhalten der Oberfläche beeinflussen. Eine genaue Erfassung der Oberflächentemperatur erfordert demnach neue Korrektur- sowie Kalibrierverfahren, die in Kapitel 4 und Kapitel 5 vorgestellt werden. Diese Verfahren ermöglichen erstmals die hoch genaue Erfassung von Oberflächentemperaturen auf nahezu beliebig geformten Bauteilen.

Die mit diesen neuen Verfahren gewonnenen Ergebnisse werden in Kapitel 6 vorgestellt und diskutiert. Neben der Beurteilung der Kühleffektivität einer bewährten Geometrie werden neue Kühlkonzepte relativ zu dieser und absolut beurteilt. Durch die hohe Genauigkeit können Designempfehlungen formuliert werden, die neue Kühlkonzepte leistungsfähiger machen, bevor aufwendige Maschinentests durchgeführt werden.

3 Entwicklung und Inbetriebnahme eines neuen Turbinenprüfstandes

Zur Untersuchung der Kühleffektivität von Rotorschaukeln mit den in Abschnitt 2.5 formulierten Zielen musste ein neuer Prüfstand konzipiert und aufgebaut werden. Die wichtigste Anforderung an die Auslegung ist die Einhaltung aller für den Wärmeübergang wichtigen Ähnlichkeitskennzahlen. Wie in Kapitel 2 beschrieben sind dies die Machzahl Ma_H , die Reynoldszahl Re_H , die Nußeltzahl Nu_H und die Biotzahl Bi_H für die Heißgasströmung (Index \square_H) sowie die Reynoldszahl Re_K , die Nußeltzahl Nu_K und die Biotzahl Bi_K für die Kühlluft (Index \square_K). Um die lokale Verteilung dieser Größen im Versuch abzubilden, muss die Abströmung des in der Maschine stromauf liegenden Stators nachgebildet werden. Außerdem soll das korrekte Temperaturverhältnis von Kühlluft zu Heißgas $\Gamma = T_K/T_H$ und letztlich das Verhältnis der Wärmeübergangskoeffizienten h_H/h_K eingehalten werden. Auf die Rotation der Domäne wird im experimentellen Aufbau verzichtet. Im Folgenden werden die Skalierung, die Auslegung, und darauf aufbauend, die Inbetriebnahme des Prüfstandes beschrieben.

3.1 Skalierung und Konstruktion

Die Entwicklung und Inbetriebnahme des Prüfstandes gliedert sich in mehrere Teilschritte: In einer Vorauslegung wurde, ausgehend von Betriebsdaten eines Referenztriebwerkes, zunächst eine 1D-Skalierung durchgeführt und so ein geeigneter geometrischer Skalierungsfaktor sowie daran gekoppelt die thermodynamischen Betriebsparameter festgelegt. Diese Betriebsparameter und deren Abweichung zu den Maschinendaten sind in Tabelle 3.1 in den Spalten *Prüfstand* und *Abweichung 1D* ← zusammengefasst. Auf Basis dieser Skalierung und der Turbinengeometrie wurde dann ein Prüfstandsmodell abgeleitet. Im Rahmen einer Inbetriebnahme wurde die Machzahlverteilung des Profils an die bekannte Zielverteilung der Maschine angepasst. Die finalen, experimentell ermittelten Betriebsparameter und deren Abweichung zur 1D-Skalierung sind in den Spalten *Experiment*, beziehungsweise *Abweichung Exp.* ↔ *1D* von Tabelle 3.1 zusammengefasst. Abschließend wurden zusätzlich qualitative Strömungsvisualisierungen mithilfe von Ölanstrichfarben durchgeführt.

Bestimmung der Skalierungsfaktoren

Als primäre Vergleichsgröße der 1D-Skalierung wurde die Abströmmachzahl $Ma_{H,2}$ des Heißgases gewählt, da diese betriebspunktunabhängig und für die hoch kompressible Strömung um das Schaufelprofil maßgeblich ist. Zwar wird der Wärmeübergang vor allem von der Reynoldszahl beeinflusst, diese ist aber stark abhängig vom Betriebspunkt und den thermodynamischen Randbedingungen. Durch die Einhaltung der Abströmmachzahl sowie der lokalen Machzahlverteilung wird die Kinematik der Strömung und damit die lokale Verteilung der Reynoldszahl festgelegt. So muss nur noch überprüft werden, ob die skalare Abströmreynoldszahl $Re_{H,2}$ vergleichbar zu der der Maschine ist.

Eine Betrachtung der Ähnlichkeit liefert nach Umstellen den geometrischen Skalierungsfaktor S in Abhängigkeit der thermodynamischen Verhältnisse $x_R = x_{\text{rig}}/x_{\text{eng}}$ zwischen Prüfstand und Maschine (jeweils statisch, an Punkt 2):

$$S_{\text{Ma}} = \left(\dot{m}_R \cdot \kappa_R^{-0,5} \cdot T_R^{0,5} \cdot p_R^{-1} \right)^{0,5}. \quad (3.1)$$

Bei dieser Skalierung sind für die Prüfstandsgrößen wichtige Grenzen zu beachten. Der Massenstrom ist aufgrund der Anlagenkapazität begrenzt. Der statische Druck im Prüfstand muss aufgrund der komplexen Konstruktion begrenzt sein. Das Temperaturverhältnis zwischen Kühlluft und Heißgas $\Gamma = T_{\text{K,tot,1}}/T_{\text{H,tot,1}} \approx 0,54$ soll eingehalten werden und die Kühlluft soll nicht gekühlt werden. Daraus ergibt sich:

$$\dot{m}_{\text{rig}} \approx 0,6 \text{ kg/s}, \quad p_R = 0,05 \dots 0,2, \quad p_{\text{rig}} \approx 1 \text{ atm}, \quad \text{und} \quad T_{\text{rig}} \geq 480 \text{ K}. \quad (3.2)$$

Zusätzlich zur Machzahl soll außerdem die Reynoldszahl vergleichbar sein. Diese bestimmt den Wärmeübergang durch Einfluss auf die Nußeltzahl (bei näherungsweise konstanter Prandtlzahl) und damit auch die Biotzahl. Analog zu Gleichung 3.1 kann ein Skalierungsgesetz für die Reynoldszahl abgeleitet werden:

$$S_{\text{Re}} = \dot{m}_R \cdot \kappa_R^{-0,5} \cdot T_R \cdot p_R^{-1}. \quad (3.3)$$

Für eine Reynoldszahlähnlichkeit ist also immer ein größerer geometrischer Skalierungsfaktor notwendig, wenn das Druckskalierungsverhältnis p_R die oben genannte Grenze nicht überschreiten soll. Bei gegebenem, machzahlbasierten Skalierungsfaktor wird demnach eine im Vergleich zur Maschine geringere Reynoldszahl im Prüfstand erreicht.

Auf Basis dieser Überlegungen wurde ein Skalierungsfaktor von $S = 3$ gewählt. Neben den günstigen aerothermischen Betriebsbedingungen führt die so erreichte Vergrößerung der Geometrie zu einer höheren Auflösung der Ergebnisse bei gleichem optischen System. Die erreichte Reynoldszahl liegt dann $\approx 30\%$ unter der erwarteten *MTO*-Reynoldszahl des Triebwerkes, damit aber immer noch in einem triebwerkstypischen Bereich.

Die Nußeltzahlen an verschiedenen Schaufelpositionen ergeben sich für die Maschine aus dem bekannten Wärmeübergangskoeffizienten und der temperaturkorrigierten Wärmeleitfähigkeit des Heißgases. Über eine Dittus-Bölder-Skalierung (Dittus et al., 1930) bei konstanter Prandtlzahl ($\text{Nu} \propto \text{Re}^{0,8}$) werden die Nußeltzahlen sowie, mithilfe der Wärmeleitfähigkeit der Luft, die Wärmeübergangskoeffizienten des Prüfstandes bestimmt. Hieraus ergeben sich letztlich unter Verwendung der jeweiligen Materialkoeffizienten und Wärmeübergangskoeffizienten die Biotzahlen.

Mit korrekter Skalierung der Geometrie und den Betriebsparametern des Heißgases werden die Betriebsparameter der Kühlluft implizit festgelegt. Durch Einhaltung des Temperaturverhältnisses Γ verbleiben als Freiheitsgrade der Eintrittstotaldruck $p_{\text{K,tot,1}}$ der Kühlluft und der Kühlluftmassenstromanteil $\zeta = 2\dot{m}_K/\dot{m}_H$. Diese beiden Größen sind durch die Druckverluste der jeweiligen internen Geometrie gekoppelt.

Im Rahmen dieser Untersuchungen wurde der Massenstromanteil ζ als vorgegebene Größe verwendet¹, der sich einstellende Einlasstotaldruck $p_{K,tot,1}$ variiert zwischen verschiedenen Konfigurationen.

Anhand der so festgelegten thermodynamischen Parameter kann die Reynoldszahl $Re_{K,1}$ und die Machzahl $Ma_{K,1}$ am Eintritt bestimmt werden. Aufgrund der niedrigen Strömungsgeschwindigkeiten ist hier vor allem die Reynoldszahl zu beachten. Die Ableitung der Nußelt- sowie der Biotzahl erfolgt wieder durch die Dittus-Bölder-Skalierung der Maschinendaten unter Berücksichtigung der temperaturabhängigen Stoffgrößen.

Tabelle 3.1: Skalierung zwischen Maschine und Prüfstand, Randbedingungen des Experiments

	Maschine*	Prüfstand	Abweichung 1D ←	Experiment [†]	Abweichung Exp.↔ 1D
Heißgas					
$Ma_{H,2}$	0,822	0,822	0,0 %	0,83	1,2 %
$Re_{H,2}$	942.335	709.581	-24,7 %	593.754	-16,3 %
$Nu_{H,LE}$	2.717	2.165	-20,3 %	1.877	-9,1 %
$Bi_{H,LE}$	0,341	0,379	10,0 %	0,329	-13,2 %
$T_{H,tot,1}$	-	559 K	-	579,4 K	3,6 %
$p_{H,tot,1}$	-	150.968 Pa	-	125.450 Pa	-16,9 %
$T_{H,stat,2}$	-	495 K	-	497,6 K	0,5 %
\dot{m}_H	-	1,37 kg/s	-	1,17 kg/s	14,6 %
Kühlluft					
$Ma_{K,1}$	0,274	0,227	-17,2 %	0,222	-2,2 %
$Re_{K,1}$	167.613	108.361	-35,4 %	94.754	-12,6 %
$Nu_{K,LE}$	253,8	179,0	-29,4 %	160,8	-10,6 %
$Bi_{K,LE}$	0,171	0,168	1,7 %	0,151	-10,1 %
$T_{K,tot,1}$	-	304,3 K	-	306,4 K	0,7 %
$p_{K,tot,1}$	-	158.466 Pa	-	141.039 Pa	11,0 %
ζ	-	3,4	-	3,42	0,6 %
Sonstige					
Γ	0,543	0,548	0,9 %	0,529	-3,5 %
h_H/h_K	1,988	2,256	13,4 %	2,18	-3,4 %

* Thermodynamische Maschinendaten sind zur Skalierung bekannt, unterliegen aber der Geheimhaltung

[†] Experimentelle Daten ermittelt mit der Referenzgeometrie der Innenkühlung beim Nennbetriebspunkt

¹ Die untersuchten Konzepte sollen in der ersten Laufreihe eines Triebwerkes eingesetzt werden. Hier ist, je nach Konfiguration, der Druck der Kühlluft teilweise so hoch, dass dieser verlustbehaftet gedrosselt werden muss, um eine sichere Filmkühlung zu gewährleisten (Rolls-Royce Deutschland, 2017). Ein hoher Eintrittstotaldruck kann, je nach Anwendungsfall, sogar positiv bewertet werden. Als Vergleichsgröße der Kühlung wird daher der Massenstrom verwendet.

Neben den Kennzahlen für Heißgas und Kühlluft konnten damit auch die weiteren, in Unterabschnitt 2.3.2 eingeführten Verhältnisse Γ und h_H/h_K weitestgehend eingehalten werden.

Die als Ziel gesetzte Reproduktion der betriebspunktunabhängigen Machzahl konnte erreicht werden. Die restlichen Kenngrößen der Maschine sind stark betriebspunktabhängig und von einem Hochlastbetriebspunkt abgeleitet. Eine Verschiebung zu niedrigeren Reynoldszahlen auf bis zu $\approx 25\%$ der ursprünglichen Werte (und damit eine Reduktion der Abweichung zwischen Prüfstand und Maschine, speziell der Reynoldszahl) bei Betrachtung von variierenden Betriebspunkten ist zu erwarten.

Prüfstands Aufbau

Die 1D-Skalierung der Betriebsparameter ist nur eine notwendige Bedingung für die Ähnlichkeit des Versuchs. Soll die Schaufelumströmung auch lokal aufgelöst ähnlich sein, muss die Geometrie von der Maschine übernommen werden. So wurde auf Basis der Passagengeometrie vom Laufgitter des Triebwerks die Versuchsgeometrie abgeleitet. Hierbei wurden die notwendigen Zugänge für die Messtechnik so implementiert, dass ein Kompromiss aus minimaler Strömungsstörung und guter Sichtfeldabdeckung der Schaufel erreicht wurde. Die finale Konstruktion wird in Abbildung 3.1 als Seitenansicht und als planarer Mittelschnitt gezeigt.

Das Heißgas strömt von rechts nach links durch die Kaskade. Nach einem Beruhigungsgitter folgt die Messstelle der Anströmbedingungen $M_{H,1}$. Ein folgendes, durch iterative CFD-Rechnungen ausgelegtes Strömungsgitter² erzeugt die Anströmung der folgenden Rotorschaukel im Relativsystem. Eingestellt werden der Anströmwinkel $\beta_1 = f(r)$ und die Massenstromdichteverteilung $\frac{\dot{m}}{\rho A} = f(r)$. Dieses Strömungsfeld wird nicht weiter überprüft: Bei korrekter Staupunktlage sowie korrekter Machzahlverteilung an der Schaufeloberfläche wird von einer korrekten Anströmung ausgegangen. Der Abströmwinkel sowie die saug- und druckseitigen Abströmquerschnitte können über verstellbare Seitenwände, sog. *Tailboards*, angepasst werden. Hierbei ist das saugseitige Tailboard in drei Freiheitsgraden beweglich. So lässt sich der Strömungsquerschnitt an der nabenseitigen und der äußeren Endwand getrennt einstellen.

Das druckseitige Tailboard ist nur rotatorisch einstellbar. Da die Strömung vor allem durch die transsonische Durchströmung des saugseitigen Kanals bestimmt wird, ist diese Einstellmöglichkeit hier ausreichend. Die Austrittsbedingungen werden am Punkt $M_{H^*,2}$ gemessen und unter Verwendung der Isentropenbeziehungen auf die Schaufelhinterkante $\square_{H,2}$ bezogen.

Die Kühlluft wird dem Prüfling am Schaufelfuß zugeführt. Die Betriebsparameter werden direkt am Eintritt in die Schaufel gemessen³. Nach Durchströmen der prüflingsspezifischen Innengeometrie, die detailliert in Abschnitt 3.2 vorgestellt wird, wird ein Teil der Kühlluft an der Schaufelspitze entnommen (Messstellen $M_{K,2i}$). Die für die Filmkühlung verwendete Luftmenge ergibt sich aus der Massenbilanz.

Zur Anwendung der Infrarotthermographie wurden drei optische Zugänge vorgesehen. Zur Verwendung kommt geschliffenes Saphirglas in optischer Qualität. Durch den ersten Zugang (**oz1**) können die Vorderkante und der stromab folgende Teil der Saugseite beobachtet werden. Der zweite Zugang (**oz2**), der wegen des beweglichen Tailboards als Doppelscheibe ausgeführt wurde, ermöglicht die Untersuchung der restlichen Saugseite bis zur Schaufelhinterkante. Diese zwei Sichtfelder überlappen theoretisch, die Sichtwinkel sind im Überlappungsbereich aber so hoch ($> 85^\circ$), dass selbst nach Anwendung der später vorgestellten Korrekturverfahren keine sichere Datenerfassung in diesem Bereich möglich ist. Der dritte Zugang (**oz3**) ist in die äußere Endwand implementiert und erlaubt die Erfassung der Vorderkante (Überlappung mit (**oz1**)) und eines Teils der stromab gelegenen Druckseite.

² Die Auslegung des Strömungsgitters wurde von der Rolls-Royce Deutschland Ltd & Co KG durchgeführt. Das Strömungsgitter wurde im Rahmen eines Forschungsprojektes zur Verfügung gestellt.

³ Die Messung der Eintritts- und Austrittsparameter der Kühlluft $\square_{K,1}, \square_{K,2i}$ erfolgt in separaten Messadaptern, die bei einem Austausch des Prüflings erhalten bleiben. So kann die Messabweichung zwischen den Prüflingen verringert werden.

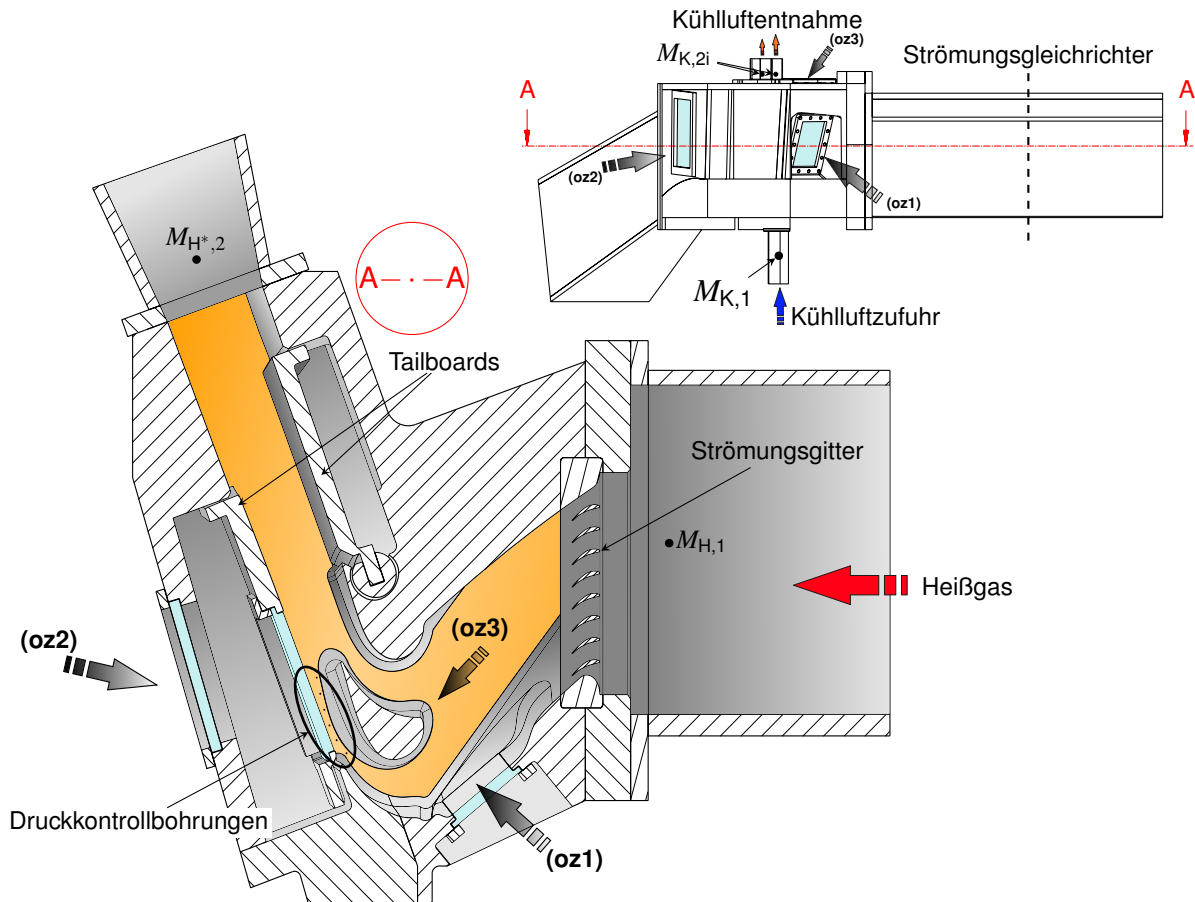


Abbildung 3.1: Darstellung der Prüfstandskonstruktion, Außenansicht und Schnitt

Bilder in ähnlicher Form veröffentlicht in Elfner et al. (2017)

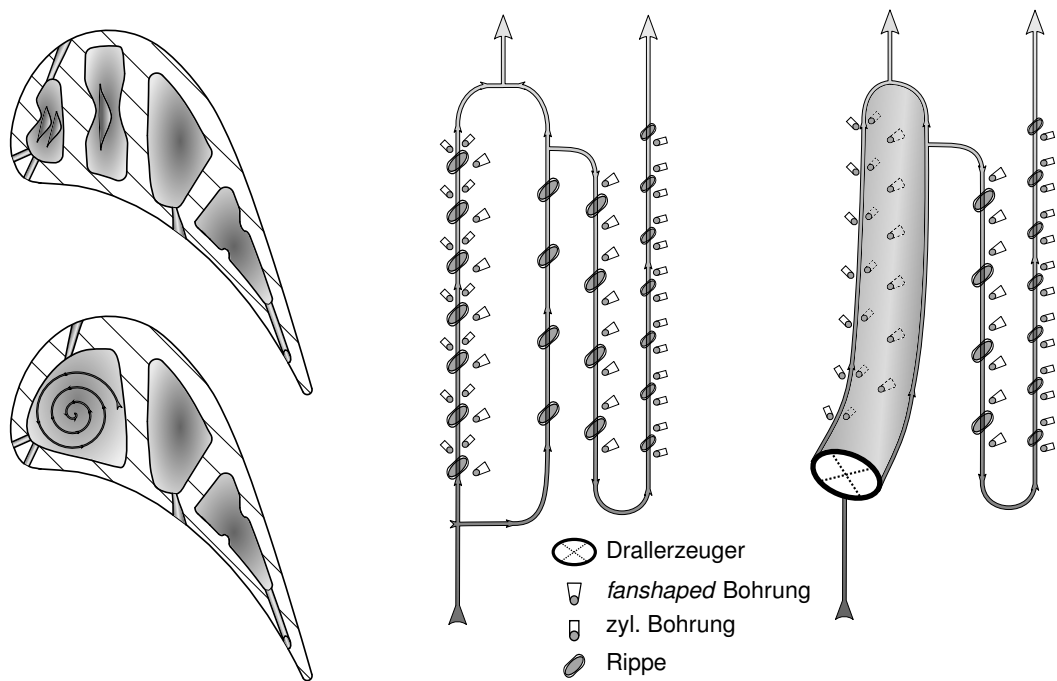
Herstellung der Prüflinge

Aufgrund der komplexen internen Geometrie können die Prüflinge nicht mit konventionellen Fertigungsverfahren hergestellt werden. Daher werden diese durch das *selective laser melting*, SLM hergestellt. Die allgemeine Formhaltigkeit der Außenflächen wurde mittels optischer Scanverfahren überprüft und durch iterative Anpassung der Fertigungsparameter auf unter 0,2 mm Oberflächenabweichung in Richtung der lokalen Normalen reduziert.

Die Rauheit der Oberflächen ist vergleichbar mit der in Feingussverfahren erreichbaren Rauheiten. Die Außenflächen mussten zur besseren Beschichtung zuerst geglättet werden, bevor die für die Infrarotthermographie notwendige hoch emittive Beschichtung aufgetragen wurde⁴. Die Oberflächen der Innengeometrie können nicht nachbearbeitet werden. Sie zeigen nach der Fertigung und im Einsatz eine vergleichbare Rauheit wie die Außenflächen.

Eine Herausforderung für dieses neue Fertigungsverfahren bleiben feine sowie, relativ zur Aufbauichtung gesehen, überhängende Strukturen. An dieser Stelle sind vor allem die Filmkühl-

⁴ Nach Fertigung liegt die Rauheit bei $R_z = 30 \dots 45 \mu\text{m}$. Durch die Nachbehandlung wird eine Oberflächenrauheit von $R_z = 1 \dots 5 \mu\text{m}$ erreicht. Die Rauheit der Beschichtung ist nicht bekannt, ist aber qualitativ mit der Fertigungsrauheit vergleichbar.



(a) Querschnitt der internen Kanäle, oben Konventionell, unten Drall
 (b) Schema der internen Kanäle, links Konventionell, rechts Drall

Abbildung 3.2: Interne Geometrien der vorliegenden Untersuchung

bohrungen zu nennen. Die Genauigkeit des *SLM*-Prozesses ist hier noch nicht ausreichend, die Abweichungen zwischen einzelnen Bohrungen sind zu groß. Dieses Verhalten wurde auch von Gritsch et al. (2013) und Kirolos et al. (2016) beobachtet. Um reproduzierbare Ergebnisse zu erzielen, werden diese Bohrungen daher kleiner produziert und darauffolgend auf den gewünschten Nenndurchmesser aufgebohrt. So kann die Vergleichbarkeit zwischen verschiedenen Prüflingen sichergestellt werden.

Aus Gründen der Fertigung und der gewünschten Biotzahl-Ähnlichkeit wurde TiAl6V4 als Werkstoff ausgewählt. Das im Bauteil verschmolzene Material zeigt im Vergleich zum Strangmaterial ähnliche physikalische Eigenschaften. Für den Versuchsaufbau nennenswert ist die thermische Leitfähigkeit λ_s , die bei $\lambda_s \approx 6,5 \text{ W}/(\text{mK})$ liegt (intern überprüft) sowie die Isentropie derselben.

3.2 Interne Kühlung

Die Außengeometrie und der Betriebspunkt der Außenströmung werden in den durchgeführten Versuchen nicht variiert. Die untersuchten Konzepte unterscheiden sich nur anhand der Innengeometrie und den Betriebspunkten der Kühlluft. Diese Geometrien und die Variation der Betriebspunkte werden im Folgenden vorgestellt.

Im Rahmen dieser Arbeit werden neue, auf Drallkühlung basierende Verfahren untersucht. Zur besseren Einordnung der Ergebnisse wird zusätzlich eine konventionelle Innengeometrie

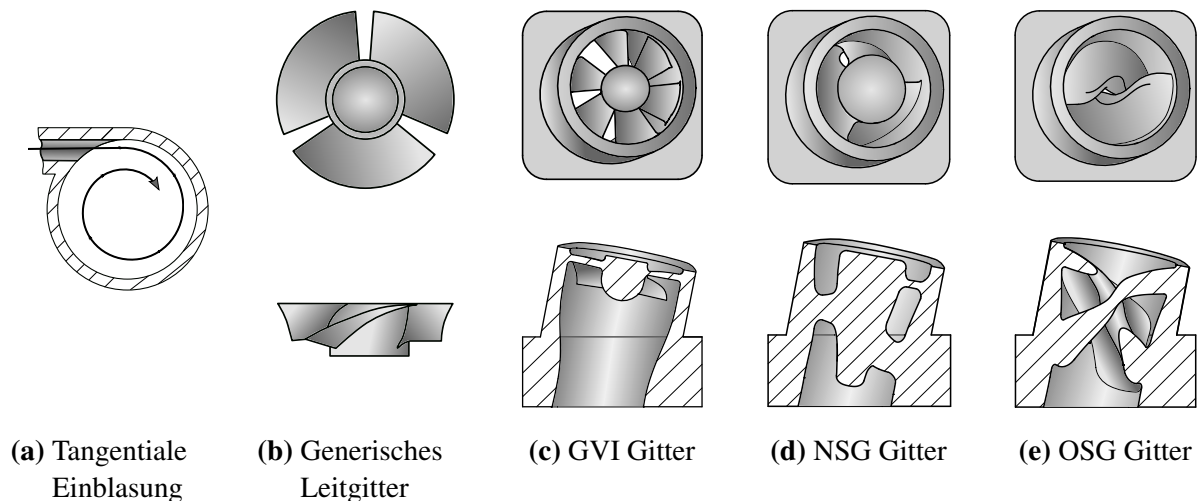


Abbildung 3.3: Geometrische Versionen zur Drallerzeugung

evaluiert. Beide Konfigurationen sind in Abbildung 3.2 dargestellt. Links (a) ist jeweils ein repräsentativer Mittelschnitt gezeigt, rechts (b) der schematische Strömungskanal mit Wandelementen zur Wärmeübergangserhöhung sowie den Filmkühlreihen. Ausgehend von der konventionellen Geometrie wurde eine Drallgeometrie abgeleitet. Die beiden Vorderkantenkanäle mit kleinem Querschnitt wurden zu einem Kanal mit größerem Querschnitt zusammengefasst. Die Verrippung der Innenwand wurde entfernt. Am Fuß dieses neuen Kanals wird der Drallerzeuger eingesetzt. In den untersuchten Modellen wird nur der Drallerzeuger variiert, mögliche Versionen zur Drallerzeugung sind in Abbildung 3.3 gezeigt. Verwendet werden axiale Leitgitter, dargestellt in Abbildung 3.3(c) - Abbildung 3.3(e). Der Abströmwinkel ist mit $\approx 65^\circ$ nahezu konstant zwischen den Konfigurationen. Es kommen folgende Variationen zum Einsatz:

- GVI:** Dem generischen Leitgitter nachempfundene Konstruktion. Sechs Leitschaufeln mit kurzer Sehnenlänge, daher starke Umlenkung und leichte Falschanströmung bei rein axialer Kühlluftströmung. Geringe Versperrung durch die Nabe.
- NSG:** Gitter aus drei stark verwundenen Leitschaufeln. Große Sehnenlänge, moderate Umlenkung. In Strömungsrichtung zunehmende, am Austritt starke Versperrung durch die Nabe.
- OSGi:** Aufbau mit zwei überlappenden Leitapparaten mit großer Sehnenlänge. Keine Nabe. Dieser Aufbau bietet zwei wichtige Vorteile: Eine Fertigung im Feingussverfahren ist prinzipiell möglich, dadurch wird eine Serienfertigung ermöglicht. Außerdem ist eine parametrische Anpassung der Geometrie einfach möglich. So wurden neun Variationen vorausgelegt und fünf dieser Variationen untersucht. Drei davon werden im Detail analysiert (Nummer 0, 3, 8). Hierbei nimmt mit steigender Nummer die Überlappung der beiden Leitapparate und damit die Versperrung des Strömungskanals zu. So wird eine Steigerung der Drallzahl bei gleichzeitiger Erhöhung des Eintrittstotaldrucks $p_{K,tot,1}$ erreicht.

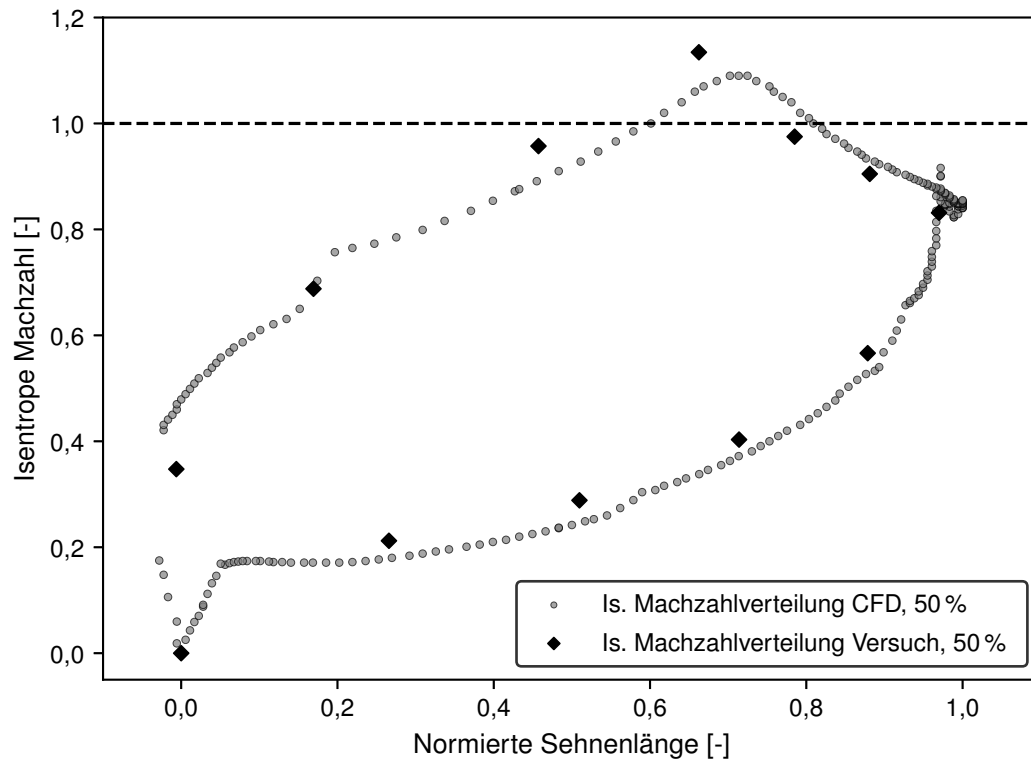


Abbildung 3.4: Verteilung der isentropen Machzahl bei 50 % Schaufelhöhe

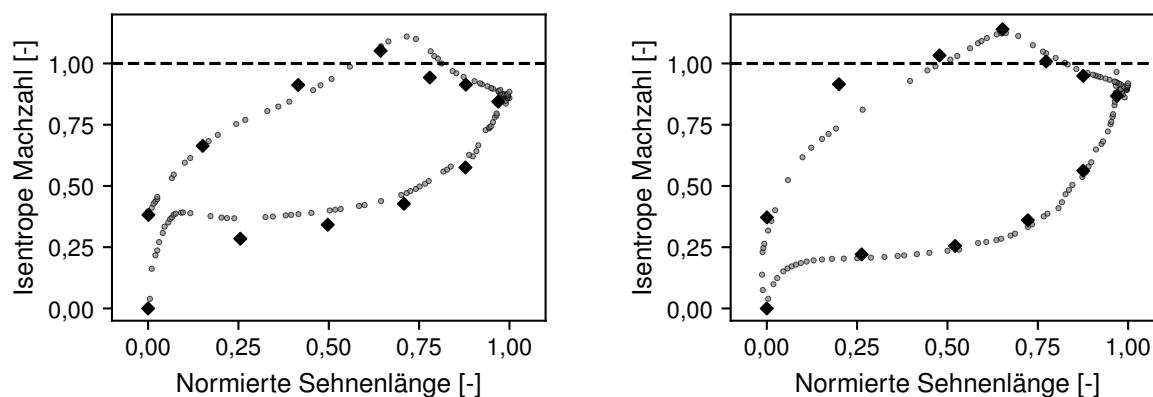
Die jeweiligen Gitter wurden numerisch (durchgeführt von der Rolls-Royce Deutschland Ltd & Co KG) vorausgelegt. Eine weitere, experimentelle Überprüfung der erreichten Drallzahl ist nicht vorgesehen. Die genaue Geometrie unterliegt der Geheimhaltung (Rolls-Royce Deutschland, 2017).

Neben der Geometrie wird der Betriebspunkt der Kühlluft variiert. Ausgehend vom Nennbetriebspunkt $\zeta = 3,4\%$ wird der Kühlluftmassenstromanteil auf $\zeta_{120} = 120\%\zeta$ sowie $\zeta_{90} = 90\%\zeta$ eingestellt.

3.3 Erreichte Ähnlichkeit und Betriebsparameter

Die Inbetriebnahme und Bestimmung der Betriebsparameter gliedert sich in zwei Teilschritte. Zuerst wird die externe Druckverteilung am Prüfling ohne Zuführung von Kühlluft untersucht. Anschließend werden am vorher bestimmten Betriebspunkt Ölanstrichfarben eingesetzt, um das Strömungsfeld qualitativ zu beurteilen. Hier wird sowohl der Fall ohne Kühlung als auch der Fall mit Kühlung analysiert.

Für die aerodynamischen Untersuchungen wird eine spezielle Druckmessschaufel verwendet. In diese Schaufel sind, anstelle der Kühlgeometrie, statische Druckmessbohrungen auf der Oberfläche implementiert, welche die Bestimmung der isentropen Machzahl entlang des Profils ermöglichen. Diese Machzahlverteilung um das Profil kann bei 10 %, 50 % und 90 % Schaufelhöhe ermittelt werden. Auf jeder Schaufelhöhe sind zwölf Messstellen vorhanden, die jeweils Erste liegt auf der geometrischen Staulinie (Erfassung des Totaldrucks, $Ma_{H,LE} := 0$). Entlang



(a) Isentrope Machzahl bei 10 % Schaufelhöhe

(b) Isentrope Machzahl bei 90 % Schaufelhöhe

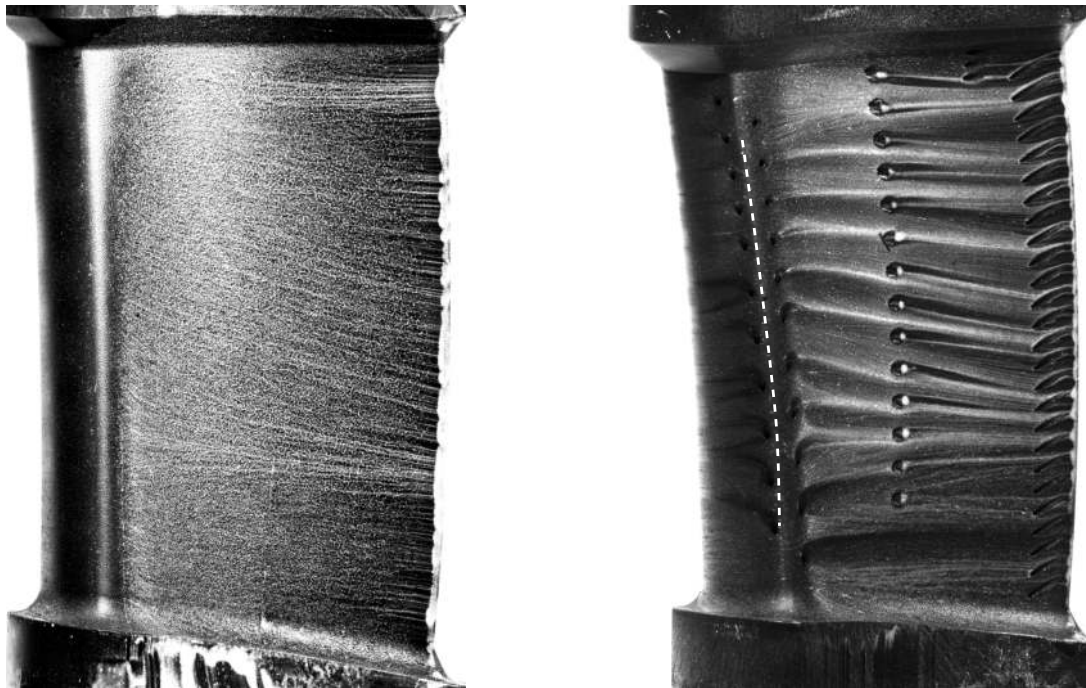
Abbildung 3.5: Verteilung der isentropen Machzahl, weitere Positionen

der Saugseite befinden sich jeweils sieben Bohrungen⁵, auf der Druckseite jeweils weitere vier. Die so bestimmten Machzahlverteilungen können durch Verstellung der Tailboards gezielt beeinflusst werden. Hierbei werden zwei Ziele verfolgt: Das Erreichen der korrekten Abströmmachzahl $Ma_{H,2}$ und das Erreichen der korrekten Verteilung der isentropen Machzahl entlang des Profils auf allen drei Schaufelhöhen. Die resultierende geometrische Verstellung (Winkel und Verschiebung) wird nicht eingeschränkt oder überprüft. Als Referenz für die Profilverteilung dient eine numerische Berechnung der Verteilung für die unskalierte, reale Maschinengeometrie mit Rotation, Kühlluftausblasung und Schaufelspitzenspalt (Daten bereitgestellt von Rolls-Royce Deutschland). Die Verteilung auf dem Mittelschnitt ist in Abbildung 3.4 gezeigt, die erreichte Übereinstimmung ist sehr gut. In den Messdaten ist über die gesamte Druckseite und im vorderen Bereich der Saugseite eine leichte Erhöhung der Machzahl zu erkennen. Dies muss in Kauf genommen werden, um die korrekte Abströmmachzahl $Ma_{H,2}$ zu gewährleisten. Eine weitere Abweichung ergibt sich im engsten Querschnitt und auch leicht stromauf des Selbigen. Dies ist der Bereich höchster Massenstromdichte, minimale geometrische Abweichungen haben großen Einfluss auf die resultierende Machzahl. Hier befindet sich der Übergang von der festen Seitenwand auf das bewegliche Tailboard (siehe Abbildung 3.1), was zu einer solchen geometrischen Abweichung zwischen Maschine und Prüfstand führt.

Die Verteilungen bei 10 % Schaufelhöhe und 90 % Schaufelhöhe, gezeigt in Abbildung 3.5, konnten ebenso sehr gut an die Referenz angepasst werden. Die Beeinflussung dieser beiden Verteilungen ist durch das starre Tailboard gekoppelt, es musste eine mittlere Einstellung gefunden werden. Auf 10 % Schaufelhöhe, nahe des Schaufelfußes, verbleibt eine Abweichung der Messdaten zu niedrigeren Machzahlen im Bereich der Vorderkante, speziell entlang der Druckseite. Hier befindet sich in der Maschine ein Spalt, aus dem Sperrluft ausgeblasen wird. Dieser wird nur in der CFD berücksichtigt und führt lokal zu höheren Massenströmen im Bereich der nabenseitigen Endwand.

Auf 90 % Schaufelhöhe, nahe der Schaufelspitze, ist die größte Abweichung stromauf des engsten Querschnittes an der Saugseite zu erkennen. Aus den bereitgestellten Informationen zu den

⁵ Die letzte Bohrung auf der Saugseite liegt unmittelbar stromauf der Hinterkante und dient zur Bestimmung der Abströmmachzahl.



(a) Verteilung ohne Filmkühlung auf glatter Oberfläche

(b) Verteilung mit Filmkühlung

Abbildung 3.6: Ölanstrichvisualisierung der Druckseite

CFD-Vergleichsdaten und der bekannten Geometrie des Prüfstandes lässt sich hierfür keine Erklärung ableiten. Da die Schaufelspitze der Prüflinge aus fertigungstechnischen Gründen jedoch leicht verändert und der Schaufelspitzenspalt entfernt wurde, wird eine geringe Änderung der Sekundärströmungsfelder im Bereich der Schaufelspitze vermutet.

In einem finalen Schritt werden die Drücke der Druckkontrollbohrungen (jeweils sechs pro Endwand, siehe auch Abbildung 3.1) am vorher bestimmten Betriebspunkt aufgezeichnet. Diese Druckverteilungen auf den Endwänden werden nach Entfernen der Druckmessschaufel als Referenz verwendet. So kann auch bei den thermischen Messungen, bei denen der Einsatz von Druckmessbohrungen auf der Schaufeloberfläche nicht möglich ist, der Betriebspunkt kontinuierlich überwacht werden. Weiterhin ist eine Anpassung des Heißgasmassenstroms möglich, die zur Kompensation der durch die Filmkühlung zugemischten Luft nötig ist.

Neben der quantitativen Bestimmung des Betriebspunktes, der auf der Erfassung von isentropen Machzahlen an diskreten Messpunkten basiert, wurden Ölanstrichfarben eingesetzt. Durch die Verteilung des hochviskosen Öls auf der Schaufel können zwar nur qualitative Aussagen über das Strömungsfeld getroffen werden, dafür wird eine vollflächige Visualisierung möglich. Diese Informationen können bei der Beurteilung der thermischen Daten verwendet werden, um die einzelnen physikalischen Effekte und deren Einfluss auf die resultierenden Oberflächentemperaturverteilungen qualitativ zu trennen. Hierfür wurden beim Nennbetriebspunkt zwei Versuche durchgeführt:

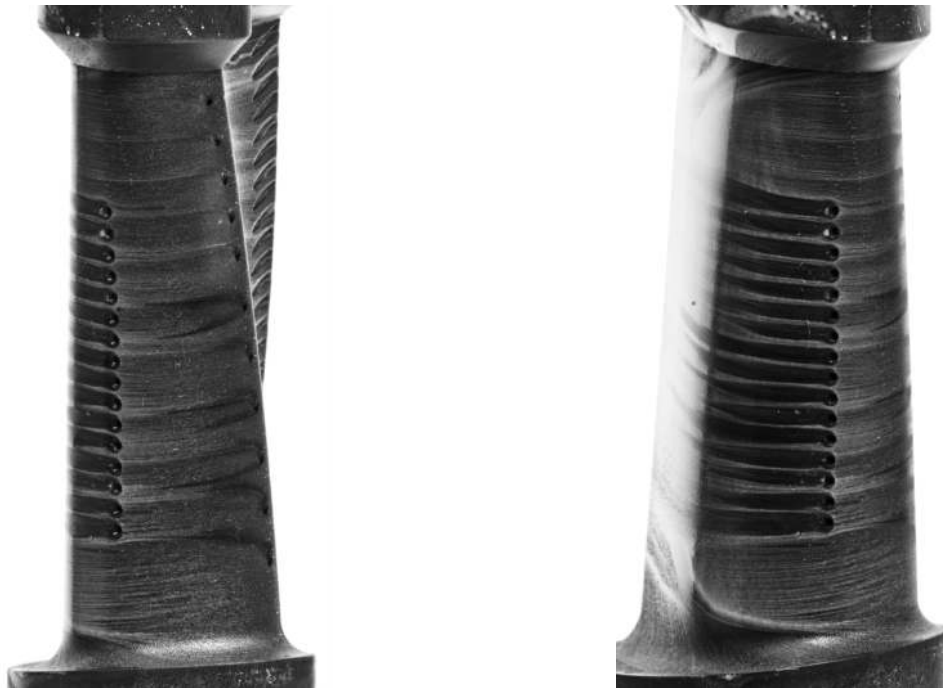
1. Prüfling mit Filmkühlungsgeometrie, Kühlung ebenfalls bei Nennbetriebspunkt. Vergleichbar mit der späteren Messsituation.
2. Keine Kühlung, Prüfling mit glatter Außenfläche ohne Filmkühlungsgeometrie.

Die Prüflinge werden hierbei an der Vorderkante mit dem Öl benetzt und dann der Strömung ausgesetzt. Sobald keine weitere Veränderung der Ölverteilung zu beobachten ist, werden die Prüflinge entnommen und umgehend fotografiert. Diese Bilder können mit dem in Kapitel 4 präsentierten Verfahren auf die Prüflingsgeometrie projiziert und so im dreidimensionalen Raum bewertet werden. Die wichtigsten Erkenntnisse dieser Untersuchungen werden im Folgenden kurz zusammengefasst. Es werden zunächst nur Bilder⁶ betrachtet, die genaue Projektion auf die Prüflingsgeometrie und der Vergleich mit thermischen Strukturen wird in Abschnitt 6.1 durchgeführt.

In Abbildung 3.6 sind die Daten der Druckseite für beide Versuche dargestellt. Der Versuch mit glatter Schaufel zeigt eine anliegende Strömung. Eine leichte Akkumulation von Öl ist stromab der Vorderkante bis zu einer Höhe von ca. einem Drittel der Schaufelhöhe zu erkennen, die auf eine leichte Instabilität in diesem Bereich deutet. Der druckseitige Ast des Hufeisenwirbels kann nicht visualisiert werden. Es wird vermutet, dass dieser durch den starken Druckgradienten sofort in Richtung der gegenüber liegenden Saugseite transportiert wird. Die Staulinie, erkennbar als helle Linie und gestrichelt eingezeichnet in Abbildung 3.6(b), ist in guter Deckung mit der erwarteten Position. Weiterhin kann eine leichte Ablenkung der Strömung zu niedrigeren Radien beobachtet werden. Dies ist auf die fehlenden Zentrifugalkräfte zurückzuführen, die bei der ursprünglichen Auslegung des Profils berücksichtigt wurden. Mit Filmkühlung zeigt sich ein vergleichbares Ergebnis. Die Umlenkung zu niedrigeren Radien wird durch die Filmkühlstrahlen noch deutlicher sichtbar.

In Abbildung 3.7 wird für den gekühlten Versuch 1 die Verteilung an der Vorderkante, Abbildung 3.7(a), sowie stromab entlang der Saugseite bis zu den Filmkühlbohrungen, Abbildung 3.7(b), gezeigt. Wieder lässt sich eine anliegende Strömung erkennen, die stromauf der Filmkühlbohrungen auf der Saugseite durch deren Versperrung aufgestaut und nahe der jeweiligen Endwand beschleunigt wird. An der gehäuseseitigen Endwand zeigt sich eine schwache Staulinie, die auf einen instabilen Hufeisenwirbel hindeutet. Die Staulinie des nabenseitigen Hufeisenwirbels ist deutlich stärker ausgeprägt. Dies ist in Einklang mit den in Abschnitt 2.1 gezeigten Strömungsstrukturen. Anhand der Bilder der verbleibenden Saugseite stromab der Filmkühlbohrungen, dargestellt in Abbildung 3.8, können mehrere Effekte gezeigt werden. Im Bereich des engsten Querschnittes kann an der glatten Schaufel, Abbildung 3.8(a), ein Gebiet der Strömungsablösung beobachtet werden, das sich aufgrund der Lage sowie Größe mit der in Abschnitt 2.1 beschriebenen *laminar separation bubble* erklären lässt. Sobald der Prüfling mit Filmkühlung, Abbildung 3.8(b), untersucht wird, verschwindet das Ablösegebiet auf dem Großteil der Schaufel. Die erhöhte Turbulenz der Grenzschicht durch die eingebrachte Störung durch Filmkühlung stabilisiert diese. Es verbleiben eine schwache Instabilität (Ölakkumulation an der Position der Ablöselinie, rote Linie) und ein lokal begrenztes Ablösegebiet (rot gepunkteter Bereich). An der Hinterkante wurde zusätzlich die nach Sharma et al. (1987) berechnete

⁶ Die Ausrichtung der gezeigten Ergebnisse ist zur besseren Orientierung zusätzlich in Abbildung 6.3, Seite 80 eingezeichnet.

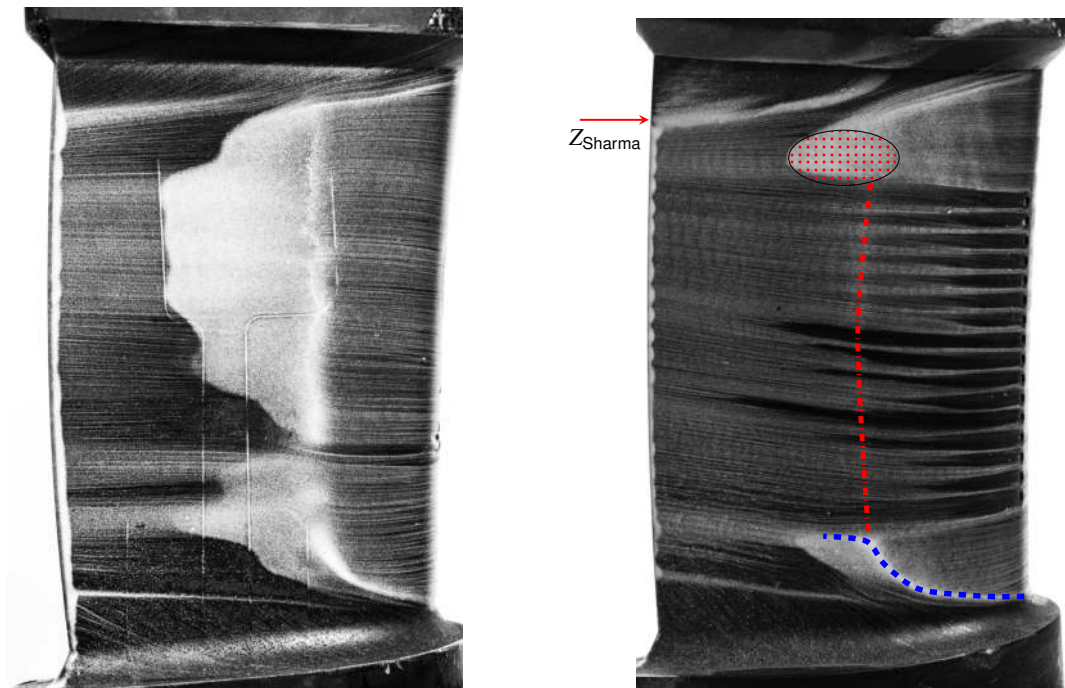


(a) Verteilung mit Filmkühlung, Vorderkante (b) Verteilung mit Filmkühlung, vordere Saugseite

Abbildung 3.7: Ölanstrichfarben im vorderen Schaufelbereich

Eindringtiefe Z_{Sharma} eingetragen. Diese ist in guter Übereinstimmung mit der durch die Öl-farben visualisierten Wirbelposition, so dass sich die Grenzlinien im hinteren Schaufelbereich dem Hufeisenwirbel zuordnen lassen. Radial innen weiter stromauf ist eine zusätzliche definierte Staulinie (blau) zu erkennen. Diese ist in guter Übereinstimmung mit dem in Abbildung 2.1 gezeigtem Gebiet der Entstehung des Passagenwirbels durch die Interaktion der beiden Äste des Hufeisenwirbels (druckseitiger Ast von der nächsten Schaufel). Radial außen ist die Wirbelstaulinie im stromauf liegenden Schaufelbereich nicht klar zu erkennen. Mutmaßlich interagiert der Passagenwirbel schwach mit dem saugseitigen Ast des Hufeisenwirbels. Diese stabilere Ausprägung des nabenseitigen Hufeisenwirbels im Vergleich zum gehäuseseitigen sowie die Bildung eines ausgebildeten Passagenwirbels an der Nabenseite konnten auch numerisch von Stichling (2018) gezeigt werden.

Es konnte damit nachgewiesen werden, dass die Schaufelumströmung wie von Literaturdaten prognostiziert ausfällt. Die in Abschnitt 2.1 erläuterten und in Abbildung 2.1 qualitativ gezeigten Strukturen konnten identifiziert werden. Die positive radiale Beschleunigung durch die gekrümmte, nabenseitige Endwand führt dazu, dass die nabenseitigen Wirbel, wie im rotierenden Fall, stabilisiert und in den Kanal getragen werden. Diese Beschleunigung ist deutlich niedriger als im eigentlichen rotierenden System, wie sich an den zu niedrigeren Radien umgelenkten Filmkühlstrahlen auf der Druckseite zeigt.



(a) Verteilung ohne Filmkühlung auf glatter Oberfläche

(b) Verteilung mit Filmkühlung

Abbildung 3.8: Ölanstrichvisualisierung der Saugseite

Unterschiede zwischen Maschine und Prüfstand

Die für diese Untersuchungen wichtigen aerodynamischen und thermischen dimensionslosen Kennzahlen konnten, wie in Abschnitt 3.1 und Abschnitt 3.2 beschrieben, weitestgehend eingehalten werden. Es musste auf eine Rotation des Prüfstandes verzichtet werden. Der geringe Einfluss der fehlenden Scheinkraftdichten, gerade bei komplexen Innenströmungen, wurde im vorherigen Abschnitt beschrieben. Die Abweichungen werden daher im Folgenden vernachlässigt.

Durch die Skalierung wurde die Heißgastemperatur abgesenkt. Außerdem müssen die Prüflinge für den Einsatz der Infrarotthermographie mit einer Oberflächenbeschichtung versehen werden. Diese Effekte wurden in den dimensionslosen Kennzahlen des Wärmeübergangs berücksichtigt. Ein weiterer Effekt ist die in der Maschine an die Schaufel übertragene Strahlungsleistung. So muss aufgrund der stark nichtlinearen Proportionalität dieses Wärmestroms ($\dot{q}_{\text{rad}} \propto T^4$) und der veränderten radiativen Eigenschaft der Oberfläche ($\epsilon_S \approx \alpha_S \uparrow$) mit einer Steigerung desselben gerechnet werden. Dies führt zu einer höheren thermischen Belastung des Schaufelmaterials im späteren Einsatz.

Es wurde ein neuer Prüfstand konzipiert und erfolgreich in Betrieb genommen, der erstmals die Einhaltung aller für den Wärmeübergang wichtigen dimensionslosen Kennzahlen garantiert. Diese Ähnlichkeit konnte in aerodynamischen Messungen nachgewiesen werden. Weiter-

hin wurden die verbleibenden Unterschiede zu einer Turbinenschaufel, die in einer Maschine eingesetzt wird, erläutert sowie der Resteinfluss dieser Unterschiede qualitativ abgeschätzt. Mit dem präsentierten Prüfstand können demnach thermische Messungen durchgeführt werden, die die Beurteilung der Oberflächentemperatur verschiedener Prüflinge zum Ziel haben. Aufgrund der Ähnlichkeit können diese Daten für finale Auslegungen herangezogen werden. Zur Durchführung der Messungen mit vertretbarem Messfehler müssen, aufgrund der komplexen Geometrien und ungünstigen Strahlungsverhältnisse, neue Kalibrierverfahren entwickelt werden. Diese neuen Verfahren werden in den folgenden zwei Kapiteln präsentiert.

4 Modellierung und Positionsbestimmung der Kamera

Wichtige Grundlage für die später in Kapitel 5 vorgestellten Korrekturverfahren ist die genaue Modellierung und Positionsbestimmung der Kamera. Die nötigen Annahmen sowie Berechnungsverfahren werden in folgendem Kapitel präsentiert. Zuerst wird auf das Modell der Lochkamera eingegangen, das eine hinreichend genaue Modellierung der verwendeten Infrarotkamera erlaubt. In einem weiteren Schritt wird darauf aufbauend ein neues Verfahren präsentiert, das die Bestimmung des Kameramodells anhand eines Bildes und der Geometrie des Prüflings erlaubt. Die Anwendbarkeit auf die gegebene Geometrie wird dargelegt.

4.1 Modell der Lochkamera

Das Modell der Lochkamera beschreibt die einfachste Umsetzung einer Kamera. Strahlen aus dem dreidimensionalen Objektraum fallen durch eine infinitesimal kleine Öffnung auf einen hinter dieser Öffnung liegenden Schirm, es entsteht ein zweidimensionales Abbild im Bildraum. Dies entspricht einer Zentralprojektion mit der Öffnung als Projektionszentrum und der Skalierung f , wobei f den Abstand zwischen Öffnung und Schirm in Normalenrichtung definiert. Durch geometrische Analyse lässt sich

$$(X, Y, Z)^T \mapsto (fX/Z, fY/Z, f) \mapsto (x, y, -) \quad (4.1)$$

ableiten. Hierbei (und im Folgenden) beschreibt der Vektor $\vec{X} = (X, Y, Z)^T$ die Koordinaten im Objektraum und der Vektor $\vec{x} = (x, y)^T$ die Koordinaten im Bildraum. Aufgrund der Skalierung ist die Beschreibung der Transformation durch eine einzelne lineare Abbildung im euklidischen Raum nicht möglich. Für die mathematische Beschreibung dieser Projektion ist daher die Einführung des projektiven Raumes und der homogenen Koordinaten zweckmäßig. Für die Berechnung werden die Koordinatenvektoren um den Skalierungsfaktor W bzw. w ergänzt. Dies bedeutet, dass Punkte, die im euklidischen Raum im Unendlichen liegen, nicht gesondert behandelt werden müssen. Das Konzept der Parallelität (Schnittpunkt im Unendlichen) wird fallengelassen. Euklidisch parallele Linien schneiden sich im Unendlichen, erfasst durch $W = w = 0$. Außerdem lassen sich komplexe euklidische Transformationen, die Skalierungen und Translationen beinhalten, mittels einer einzelnen projektiven Transformationsmatrix \mathbb{P} analog zu linearen Abbildungen im euklidischen Raum darstellen.

Der Wechsel von euklidischen in homogene Koordinaten ergibt sich durch das Ergänzen des Koordinatenvektors mit dem Skalierungsfaktor $W = w = 1$, die euklidischen Koordinaten ergeben sich aus den Homogenen zu $(X/W, Y/W, Z/W)$ bzw. $(x/w, y/w)$. Punkte im Unendlichen ($W = w = 0$) können so weiterhin identifiziert werden. Die Projektion der Lochkamera nach Gleichung 4.1 kann dann als lineare Abbildung dargestellt werden:

$$\begin{pmatrix} x \\ y \\ w \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} f & & 0 \\ & f & 0 \\ & & 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} X \\ Y \\ Z \\ W \end{pmatrix} = P \begin{pmatrix} X \\ Y \\ Z \\ W \end{pmatrix}. \quad (4.2)$$

Für die Erweiterung auf FPA-Kameras mit Sensoren mit diskreten Elementen (*Pixeln*) werden wichtige Begrifflichkeiten eingeführt:

- Das **Kamerazentrum** \vec{C} beschreibt das Projektionszentrum der Zentralprojektion. Wird im Folgenden von der Position der Kamera gesprochen, ist die Lage des Kamerazentrums gemeint.
- Der Vektor durch das Kamerazentrum und senkrecht auf die Bildebene wird als **optische Achse** bezeichnet. Wird im Folgenden von der Ausrichtung der Kamera gesprochen, ist die Richtung der optischen Achse gemeint.
- Der Schnittpunkt der optischen Achse mit der Bildebene wird als **Bildmitte** \vec{c} bezeichnet. Diese Bildmitte liegt nicht zwingend in der Mitte des Sensors, der später in der Bildebene liegt.
- Der **Bildabstand** b und der **Objektabstand** g bezeichnen die Abstände von der Bildebene zum Kamerazentrum bzw. vom Objektpunkt zum Kamerazentrum, jeweils projiziert auf die optische Achse.
- Die **Brennweite** f beschreibt den Abstand des Projektionszentrums zur Bildebene b . Wenn ein Objektiv verwendet wird, wird hierunter häufig die physikalische, durch das Linsensystem festgesetzte Brennweite verwendet. Diese ist aber nur bei Fokussierung auf ∞ gleich dem Bildabstand b .

So ergibt sich für beliebige FPA-Kameras die Kameramatrix P zu:

$$\begin{pmatrix} x \\ y \\ w \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} f & s & c_x & 0 \\ & f & c_y & 0 \\ & & 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} X \\ Y \\ Z \\ W \end{pmatrix}. \quad (4.3)$$

Hierbei beschreibt s die Scherung eines jeden Pixels und damit des gesamten Detektors (im Allgemeinen gilt $s = 0$ aufgrund rechtwinkliger Detektoren). Die intrinsische Kameramatrix k kann hier direkt aus der linken 3×3 -Teilmatrix abgelesen werden. Soll nun noch berücksichtigt werden, dass die Kamera in einem beliebig gewählten Koordinatensystem nicht im Ursprung liegt, muss die Transformation um eine Rotation R und eine Translation \vec{t} bzw. die extrinsische Kameramatrix $r = [R|\vec{t}]$ ergänzt werden:

$$P = k[R|\vec{t}]. \quad (4.4)$$

Diese Zusammenhänge sind graphisch in Abbildung 4.1 gezeigt. Hierbei wird eine exemplarische Strahlungsverteilung von einer komplexen Oberfläche mittels der gezeigten Transformationen auf ein diskretes Gitter (den Bildsensor) abgebildet. Die Bildebene wird im Bildabstand b vor das Projektionszentrum \vec{C} gelegt. Dies ist geometrisch äquivalent zu dem bei Kameras üblichen Aufbau mit dem Bildsensor hinter dem Projektionszentrum. Die Rotation des Bildes um 180° entfällt¹.

¹ Die nötige Rückrotation bei Lage der Bildebene hinter dem optischen Zentrum \vec{C} wird von den meisten Kameras intern vor Bereitstellung der Rohdaten durchgeführt.

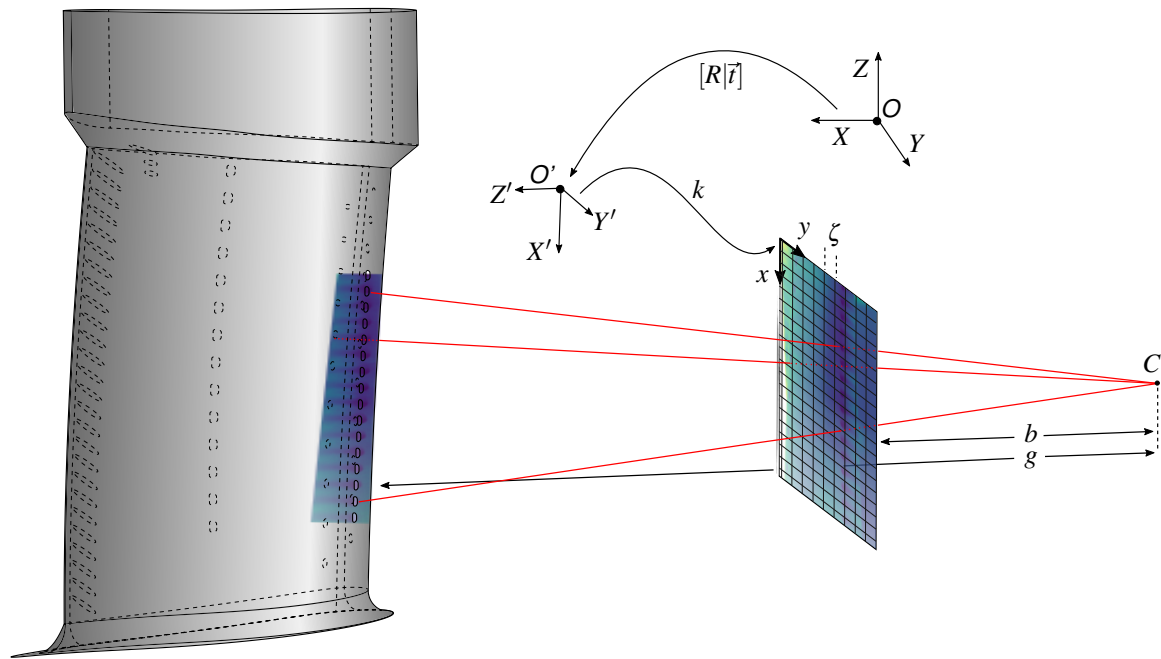


Abbildung 4.1: Zentralprojektion mittels Lochkameramodell. Koordinatensystem O' zur besseren Anschauung verschoben, es gilt $\vec{O}' = \vec{C}$

Es ist zu beachten, dass die Kameramatrix (als Kombination aus intrinsischer und extrinsischer Teilmatrix) des Lochkameramodells bei Abbildung vom dreidimensionalen Objektraum in den zweidimensionalen Bildraum nicht invertierbar ist. Diese mathematische Tatsache lässt sich leicht geometrisch erklären: Zwar kann einem Punkt im Raum exakt ein Punkt im Bild zugeordnet werden, ein Punkt im Bild definiert jedoch einen kontinuierlichen Strahl, der durch das Kamerazentrum sowie den Punkt selbst verläuft. Die Tiefeninformation im Objektraum geht demnach verloren. Bei Verwendung von nur einer Kamera kann die Rekonstruktion der Szene aus Bilddaten nur erfolgen, wenn Annahmen über die Objekte in der Szene getroffen werden. Für die Korrekturverfahren, die im Rahmen dieser Arbeit vorgestellt werden, ist die Annahme mit geringstem Fehler eine Diskretisierung der zu untersuchenden Oberfläche. Diese Diskretisierung wird so fein gewählt, dass die lokale Auflösung unter der der Kamera liegt. Anhand dieser Diskretisierung lassen sich Bilddaten in den Objektraum transformieren. Das genaue Verfahren wird in Abschnitt A.1 beschrieben.

4.2 Einschränkungen des Lochkameramodells

Das vorgestellte Modell der Lochkamera ist für die Fragestellungen dieser Arbeit ausreichend umfangreich. Für die weitere Anwendung müssen Einschränkungen beachtet werden, um eine genaue Modellierung der verwendeten Kamera zu erreichen.

So wird von einer idealen Abbildung ausgegangen. Eventuelle radiale oder tangentielle Verzerrungen, die durch Objektivfehler entstehen, können nicht berücksichtigt werden. Eine Möglichkeit zur Verwendung der vorgestellten Modelle bei vorhandener Verzerrung ist die Korrektur im

Bildraum. Dies ist bei dem verwendeten Kamerasystem nicht notwendig, da diese Verzerrungen sehr gering sind (Willmann, 2014).

Ein weiterer Unterschied ergibt sich in der Definition der Brennweite. Diese ist beim Modell der Lochkamera **immer** der Abstand b zwischen dem optischem Zentrum \vec{C} und der Bildebene, eingetragen in Abbildung 4.1. Bei Verwendung einer realen Kamera mit Sammellinse, beziehungsweise eines komplexen Objektivs, beschreibt die Brennweite üblicherweise die physikalische Eigenschaft der Sammellinse oder des Objektivs und damit den Abstand des optischen Zentrums \vec{C} zur Bildebene bei Fokussierung auf Unendlich. Dies ist in den meisten Fällen eine gute Näherung: Der Auszug χ_F , der bei realen optischen Systemen mit fixer Bildebene benötigt wird, um Punkte näher als Unendlich in der Bildebene abzubilden, ist wesentlich kleiner als die Brennweite. Zusätzlich ist der Objektabstand meist wesentlich größer als der Bildabstand

$$\chi_F \ll f \ll g. \quad (4.5)$$

Der Winkelfehler durch Verlagerung des optischen Zentrums in Richtung der optischen Achse ist daher auch gering. Bei ansteigender Brennweite steigt zwar der nötige Auszug, aber auch Bildabstand b und Objektabstand g .

Ist ein großer Abbildungsmaßstab β gefordert, werden diese Bedingungen verletzt. Durch Verwendung von Zwischenringen² steigt der Auszug um das Maß der verwendeten Verlängerung χ_{ZR} an, bei Auszug um die Brennweite $\chi_{ZR} = f$ wird genau der Abbildungsmaßstab $\beta = 1$ erreicht. Daraus folgt also:

- Wird das Lochkameramodell benutzt, um eine reale Kamera im Nahbereich zu berechnen, muss die Brennweite der intrinsischen Matrix auf das Maß der physikalischen Brennweite plus Auszugsverlängerung gesetzt werden:

$$f_k = f + \chi_{ZR}. \quad (4.6)$$

- Der Fehler durch den nicht genau bekannten Auszug χ_F ist weiterhin gering. Gleichung 4.5 gilt auch nach Ersetzen von f durch f_k . Eine genaue Bestimmung von χ_F müsste für jede Aufnahme durchgeführt werden und ist praktisch nur mit großem Aufwand durchzuführen. Da die Kamera üblicherweise weder an der Nah- noch an der Ferneinstellgrenze fokussiert ist, wird der Fehler durch Setzen von

$$f_k = f + \chi_{ZR} + \frac{\chi_{F,\max}}{2} \quad (4.7)$$

weiter reduziert.

- Eine Berechnung der objektseitigen Schärfebene ist durch die Linsengleichung möglich, wobei die Bildweite b durch die geschätzte Brennweite der Lochkamera f_k ersetzt werden muss:

$$\frac{1}{f_k} + \frac{1}{g} = \frac{1}{f}. \quad (4.8)$$

² Im Rahmen dieser Untersuchungen werden zwei verschiedene Zwischenringe mit den Längen $\chi_{ZR,1} = 0,5''$ sowie $\chi_{ZR} = 1''$ eingesetzt.

Nach der Schätzung der Kamera durch die später vorgestellten Methoden kann die Brennweite der Lochkamera von der Vorgabe abweichen und der Auszug χ_F angepasst worden sein (siehe Gleichung 4.11c). Da aber gerade im Nahbereich kleine Auszugsänderungen $\Delta\chi_F$ einen großen Einfluss auf die Lage der objektseitigen Schärfenebene haben, bleibt die Berechnung ungenau.

4.3 Bestimmung der Kameraparameter

Zur vollständigen Beschreibung der Kamera ist die Kameramatrix P ausreichend. Diese Matrix hat im Allgemeinen elf Freiheitsgrade: drei für die Rotation, drei für die Translation (extrinsisch), zwei Brennweiten f_x und f_y , die Bildmitte \vec{c} und letztlich die Schiefe s . Der zwölfte Eintrag verbleibt als abhängiger Skalierungsfaktor. Die Bestimmung erfolgt nach dem DLT³-Algorithmus (Hartley et al., 2003). So soll die Kamera Gleichung 4.2 für alle Punkte erfüllen. Im projektiven Raum kann dies durch Kolinearität erfüllt werden, was zu einem linearen Problem führt:

$$\vec{x} \times P\vec{X} = \vec{0} \quad \text{bzw.} \quad A\vec{p} = \vec{0} \quad \text{mit} \quad \vec{p} = \begin{pmatrix} P_{00} \\ \vdots \\ P_{34} \end{pmatrix} \quad (4.9)$$

Durch Bestimmung von korrespondierenden Punkten in Bild und Objektraum $\{\vec{x}_i, \vec{X}_i\}$ lässt sich die Matrix A bilden. Hier werden aus jedem Punkt zwei Zeilen abgeleitet, also zwei Freiheitsgrade bestimmt. Zur Lösung sind mindestens 5,5 Bildpunkte notwendig. Die Lösung des Gleichungssystems erfolgt numerisch vorteilhaft durch Singulärwertzerlegung von A . Nach erfolgter Bestimmung von P lassen sich die gesuchten Kameraparameter ableiten. Zusätzlich werden die Reihen von P als \vec{p}_i , die Zeilen von P als \vec{p}^i und die Matrix $M_{3 \times 3}$ mit $P = [M|p^4]$ eingeführt.

- Das Kamerazentrum \vec{C} ergibt sich aus $P\vec{C} = \vec{0}$ durch Singulärwertzerlegung von P .
- Die Richtung der optischen Achse ergibt sich zu $\vec{OA} = \det(M)\vec{m}_3$ mit \vec{m}_3 als dritte Zeile von M . Hierbei bestimmt \vec{m}_3 wegen $\vec{p}_3\vec{X} = 0$ die Richtung und $\det(M)$ die Orientierung der Achse.
- Die intrinsische Kameramatrix k folgt aus Gleichung 4.4 durch RQ -Zerlegung von M . Durch Multiplikation mit dem Pixelabstand $\zeta_x = \zeta_y = \zeta$ lässt sich die Brennweite in mm bestimmen.

Diese Bestimmung der Kameramatrix setzt voraus, dass die gewählten Punktkorrespondenzen entweder fehlerfrei sind oder dass eine starke Überbestimmung vorliegt, also wesentlich mehr Korrespondenzen als nötig vorhanden sind. Beides kann nicht gewährleistet werden. Eine fehlerfreie Auswahl ist bei gegebener Auflösung nicht möglich, eine Überbestimmung, wie sie in anderen Anwendungsbereichen praktisch umgesetzt wird, setzt oft mehrere tausend Korrespon-

³Direkte Lineare Transformation

denzen voraus. Auch ein nicht systematisches Probieren ist bei gegebener Problemgröße nicht zielführend.⁴ Es müssen daher neue Möglichkeiten gefunden werden, die Kameramatrix mit wenig Korrespondenzen robust zu bestimmen.

4.3.1 Genetischer Algorithmus

Wenn der komplexe funktionale Zusammenhang eines Problems nicht bekannt ist, eignen sich genetische Algorithmen zum Lösen. Diese optimieren durch geschicktes Probieren ohne genaue Kenntnis der Übertragungsfunktion und können so schnell zu guten Lösungen finden. Hierbei wird eine mögliche Lösung als Individuum bezeichnet. Jedes dieser Individuen besitzt ein einzigartiges Genom, welches die nötigen Eingangsgrößen des Problems enthält. Die Lösung des Problems wird dann für jedes Individuum bestimmt und die Qualität der Lösung diesem als Eignung zugeordnet. Dies wird für eine Menge an Individuen (eine Population) durchgeführt. In einem weiteren Schritt werden nur die bestgeeigneten Individuen der Population genutzt, um neue Permutationen dieser Individuen, eine neue Population, durch zufällige Veränderungen abzuleiten. Mit dieser neuen Population (einer neuen Generation) beginnt der Prozess erneut (Mitchell, 1998).

Nachteile dieser Algorithmen sind eine schwierige Beurteilung der Konvergenz (sowohl der Verlauf als auch das finale Ergebnis) und eine eventuell erhöhte Rechenzeit durch unsystematische Optimierung.

Diese Art der Bestimmung der Kameramatrix wird erstmals von Kneer (2017) eingesetzt. Er definiert die Objektkoordinaten \vec{X}_i der Korrespondenzen als unveränderlich und führt die Bildkoordinaten \vec{x}_i als Genom eines jeden Individuums ein. Auf Basis einer ersten manuellen Auswahl der Bildkoordinaten wird durch zufällige Veränderung dieser eine Menge an j Individuen erzeugt. So lässt sich für jedes Individuum eine Kameramatrix P_j bestimmen. Als einzigen Optimierungsparameter definiert Kneer nach Hartley et al. den Reprojektionsfehler

$$\Delta_{rp,j} = \sum_i \left\| P_j \vec{X}_i - \vec{x}_i \right\|. \quad (4.10)$$

Der von Kneer (2017) eingesetzte genetische Algorithmus wird von einem proprietären MATLAB-Paket ausgeführt. Weitere Informationen über die Methoden zur Reproduktion und Selektion des Algorithmus können der Dokumentation (Stand R2018A) entnommen werden: Reproduktion kann durch elitäre Weitergabe, Mutation oder Kreuzung an einzelnen Teilen des Genoms (sog. *one-point crossover*) erfolgen. Selektion erfolgt gewichtet durch den Qualitätswert Δ_{rp} . Zwar lassen sich die einzelnen Teilschritte konfigurieren, der Aufbau eines erweiterten genetischen Algorithmus mit gegebenenfalls mehreren Qualitätskriterien pro Individuum ist aber nicht möglich (Matlab, 2018).

⁴ Mit beschriebenen Freiheitsgraden und dem verwendeten, verhältnismäßig niedrig auflösenden Kamerasystem ergibt sich die Anzahl möglicher Lösungen, ähnlich einem beliebigen Glücksspiels, zu $\binom{6}{n}$. Hier gilt für n im schlechtesten Fall $n = n_0 = n_{\text{Pixel}} \approx 350.000$ und selbst bei sehr genauer Wahl der Punkte immer noch $n = n_1 = n_{\text{Tol}} \approx 10.000$ unter Annahme von einem $4\text{mm} \times 4\text{mm}$ großen Toleranzfenster. Die zugehörigen Lösungsmengen müssen komplett ausgewertet werden und ergeben sich zu $N(n_0) = \mathcal{O}(10^{30})$ sowie $N(n_1) = \mathcal{O}(10^{21})$.

Bei komplexen Geometrien und wenigen Korrespondenzen findet dieser Algorithmus keine zufriedenstellende Lösung und muss daher erweitert werden. Als Grundlage dient der $(\mu + \lambda)$ -Algorithmus, bei dem in jedem Iterationsschritt aus μ bestgeeigneten Elternindividuen λ Neue erzeugt werden. Aus diesen $\mu + \lambda$ Individuen werden für die nächste Generation wieder nur die μ bestgeeigneten weiterverwendet. Beyer et al. (2002) geben einen Überblick über die verschiedenen Methoden und fassen die Vorteile der $(\mu + \lambda)$ -Strategie zusammen. Bei dieser Version ist Divergenz nicht möglich, maximal eine Stagnation bei lokalen Minima. Die Evaluation von vielen Individuen pro Generation ist gut parallelisierbar und damit numerisch schnell. Der so umgesetzte hohe Selektionsdruck λ/μ kann die benötigten Generationen bis zum Erreichen der gewünschten Lösung verringern. Der Ablauf ist im Folgenden beschrieben, ein Ablaufplan ist im Anhang in Abbildung A.3 zu finden.

0. Als Eingangsgröße dient weiterhin eine erste Auswahl an Bildpunkten \vec{x}_i , wobei die Objektkoordinaten \vec{X}_i festgehalten werden. Die Erzeugung der Initialpopulation, bestehend aus μ Individuen, erfolgt durch elementweise Variation des Genoms \vec{x}_i . Mit 50% Wahrscheinlichkeit wird ein Element variiert. Falls variiert wird, erfolgt eine Verschiebung um $\Delta_{px} = U(-t, +t)$, wobei aus der Gleichverteilung mit Toleranz t gezogen wird. Die Toleranz (Einheit px) sollte abhängig von der Auflösung des Kamerasystems im Objektraum gewählt werden. Geeignet sind Werte, die ca. 1 mm entsprechen. Bei größerer Unsicherheit in der Wahl der Punkte kann dieser Wert auch erhöht werden.
1. Die Population der j Individuen wird evaluiert: Es werden zuerst alle Kameramatrizen P_j nach Gleichung 4.9 berechnet. Eine reine Optimierung des Reprojektionsfehlers nach Kneer kann nicht sicherstellen, dass die restlichen Kameraparameter, also die Position und die intrinsische Matrix, korrekt bestimmt werden. Daher werden weitere Zielgrößen eingeführt, die die Optimierung dieser Größen sicherstellen:

$$\Delta_{c,j} = \|\vec{c} - \vec{c}_j\| = \|\vec{c} - (M\vec{m}_3)_j\| \quad (4.11a)$$

$$\Delta_{s,j} = \arctan((k_{12}/k_{22})_j) \quad (4.11b)$$

$$\Delta_{fl,j} = f_k - \|k_j \cdot (\zeta \mathbb{1})\|. \quad (4.11c)$$

Die erste Größe nach Gleichung 4.11a beschreibt die Abweichung der Bildmitte von der erwarteten Bildmitte. Bei einer perfekten Kamera sollte diese Bildmitte in der Mitte des Sensors liegen. Die Zielgröße wird minimiert. Die zweite Größe nach Gleichung 4.11b beschreibt den Scherungswinkel des Detektors. Dieser wird minimiert, da die verwendeten FPA-Detektoren rechtwinklig sind. Die letzte Größe nach Gleichung 4.11c beschreibt die Abweichung des Abstandes von Detektor zu Kamerazentrum vom erwarteten Abstand nach Abschnitt 4.2. Auch diese Zielgröße wird minimiert. Zusammen mit dem vorher definierten Reprojektionsfehler ergeben sich vier Zielgrößen. Abschließend wird die Konvergenz beurteilt. Sollten die definierten Kriterien nicht erfüllt sein, wird mit Schritt 2 fortgefahren.

2. Anhand der bestimmten Kameramatrizen P_j und der daraus abgeleiteten Zielgrößen nach Gleichung 4.10 sowie Gleichung 4.11 müssen aus $(\lambda + \mu)$ Individuen die μ besten ausgewählt werden. Hierfür wird der von Deb et al. (2002) vorgeschlagene *NSGA-II*-Algorithmus mit einem verbesserten Sortierverfahren (Fortin et al., 2013)

verwendet. Dieser sortiert alle Individuen auf Paretofronten im vierdimensionalen Lösungsraum. Falls auf den definierten Fronten nicht genügend Individuen vorhanden sind, werden die Übrigen anhand ihres normierten Abstandes zu den umliegenden Individuen sortiert und die mit großem Abstand gewählt. Diese Methode hat mehrere Vorteile: Es muss kein skalarer Parameter, abgeleitet aus den Zielgrößen, definiert werden: Eine echte Pareto-Optimierung wird durchgeführt. Elitäre Individuen werden in die nächste Population übernommen. Durch die Verbesserung der Sortierungsverfahren ist die Methode, im Vergleich zu anderen Verfahren, schnell. Eine Implementierung des *NSGA-II*-Algorithmus wird von Fortin et al. (2012) zur Verfügung gestellt.

3. Aus den ausgewählten μ Individuen muss eine neue Generation von λ Individuen erzeugt werden. Dies geschieht durch Kreuzung, Mutation oder Weitergabe. Jedes der λ neuen Individuen kann nur durch einen der drei Modi entstehen, jedes Elternindividuum kann beliebig oft eingesetzt werden. Für die Mutationswahrscheinlichkeit $P_m = P(\text{Mutation}) = 0,4$ und die Kreuzungswahrscheinlichkeit $P_{cx} = P(\text{Kreuzung}) = 0,45$ gilt damit $P_m + P_{cx} \leq 1$. Die verwendete Methodik für Kreuzung und Mutation wird in Abbildung 4.2 gezeigt.

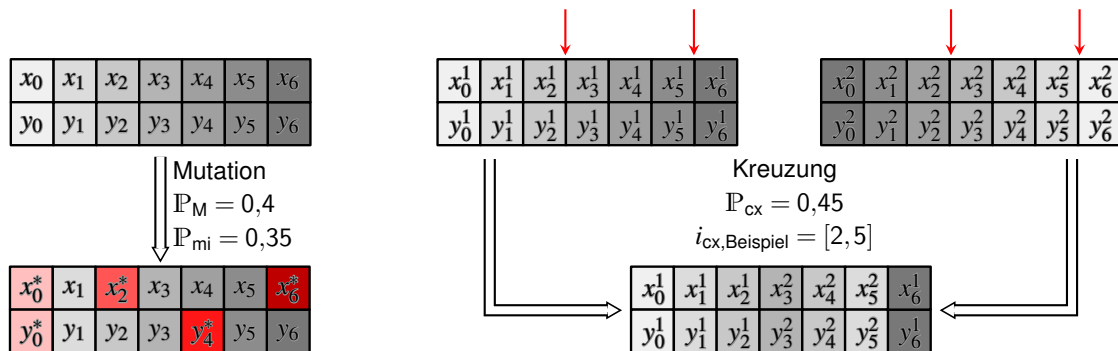


Abbildung 4.2: Mutation und Kreuzung am Beispiel eines Genoms aus sieben Punkten, zweidimensional. Mutierte Größen mit \square^*

Bei einer Kreuzung werden sowohl Ein- als auch Aussprungspunkt zufällig gewählt. Nach Übernahme des Genoms von Elternindividuum 1 wird dann der durch die Grenzen bestimmte Teil von Elternindividuum 2 ersetzt (sog. *two-point crossover*). Es wird immer der gesamte Punkt (beide Koordinaten) übernommen. Bei einer Mutation werden, ausgehend vom Elternindividuum 1, eine zufällige Anzahl von Punkten ($P_{mi} = P(\text{Mutation}, \text{Indiv.}) = 0,35$) verändert. Dies kann auch nur einzelne Koordinaten betreffen. Der Betrag der Mutation wird aus einer Gaußschen Verteilung $N(v, \Sigma)$ mit $v = U(-v_v, v_v)$, $v_v = 1,5 \text{ px}$ und $\Sigma = 3$ gezogen. Bei Weitergabe wird das Elternindividuum übernommen. Weitergabe kann nur bei $P_m + P_{cx} < 1$ stattfinden. Dies sichert in Verbindung mit dem $(\mu + \lambda)$ -Schema sowie dem *NSGA-II*-Algorithmus den Elitismus der Evolution.

4. Der Algorithmus wird bei Schritt 1 fortgesetzt.

Nach Beendigung der Evolution verbleiben μ paretooptimale Individuen, die jeweils eine Kameramatrix P definieren. Im vorliegenden Fall kann das Individuum mit dem geringsten Reprojektionsfehler ausgewählt werden. Dies kann bei Betrachtung der anderen Zielgrößen erklärt werden: Die Bildmitte weicht aus fertigungstechnischen Gründen und Objektivfehlern von der theoretischen Detektormitte ab (Willson et al., 1993). Die Optimierung der Schiefe gelingt sehr gut, der Restfehler liegt bei $\mathcal{O}(10^{-4})$. Der Bildabstand des Sensors b bzw. f ist a priori nicht genau bekannt (siehe Abschnitt 4.2), eine gewisse Abweichung muss daher toleriert werden. Die durch das Genom \vec{x}_i des Individuums mit geringstem Reprojektionsfehler aus den μ paretooptimalen Individuen und den fixen Objektpunkte \vec{X}_i definierte Kameramatrix ist dann die optimale Kameramatrix.

Konvergenzverhalten

Die Beurteilung der Konvergenz stellt bei genetischen Algorithmen eine Herausforderung dar, da die Optimierung nicht systematisch verläuft. So können je nach Güte der ersten Auswahl an Punkten schon in den ersten Iterationen optimale Lösungen gefunden werden. Außerdem kann der Optimierer, je nach Fall und Mutationsstärke, auch über mehrere Iterationen (im schlechtesten Fall auch dauerhaft) bei lokalen Minima stehen bleiben. Dies kann aufgrund des komplexen funktionalen Zusammenhangs des Problems und der daher unbekanntes Lösungsfläche nicht verhindert werden. Im vorliegenden Fall wird daher der minimale Reprojektionsfehler und dessen arithmetisches Mittel der momentanen Population zur Beurteilung der Konvergenz verwendet. Als Abbruchkriterien dienen sowohl ein Schwellwert, der für diese Größen unterschritten werden muss, als auch die Änderungsrate des minimalen Reprojektionsfehlers. Durch diese Kombination und die Verwendung der in Unterabschnitt 4.3.1 beschriebenen Methoden wird sichergestellt, dass eine verwertbare Lösung gefunden wird. Der Elitismus des Algorithmus sichert weiterhin, dass diese Lösung uneingeschränkt in jeder Generation auftreten kann.

Als maßgebliche Einflussfaktoren auf den Konvergenzverlauf werden demnach die Mutationsstärke v_v und die Vielfalt einer Population λ untersucht. Hierbei werden als Ausgangswerte die als optimal ermittelten Werte $v_v = 1,5 \text{ px}$ und $\mu, \lambda = 500, 7.000$ verwendet. Die Mutation wird dann bei konstanter Vielfalt reduziert ($P_{\text{mi}} = 0$) und verstärkt ($v_v = 10 \text{ px}$). Die Ergebnisse werden in Abbildung 4.3 gezeigt. Der Mittelwert zeigt starke Schwankungen, da dieser von wenigen Individuen mit sehr hohem Reprojektionsfehler stark beeinflusst wird. Sobald Mittelwert und Minimalwert für mehrere Generationen einen vergleichbaren Wert annehmen, ist von einem erreichten Minimum auszugehen.

Ohne Mutation, also $P_{\text{mi}} = 0$, zeigt sich ein frühes Erreichen eines lokalen Minimums mit vergleichbar hohem Reprojektionsfehler. Mittelwert sowie Minimalwert erreichen denselben Wert, der Algorithmus kann das erreichte lokale Minimum ohne Mutation nicht verlassen. Nach ca. 120 Generationen findet der Abbruch statt. Bei Verwendung einer hohen Mutationsstärke mit $v_v = 10 \text{ px}$ zeigt sich zunächst ein steilerer Verlauf zu niedrigen Reprojektionsfehlern. Es werden nach einigen Generationen immer wieder lokale Minima erreicht, da die starke Mutation zu großen Sprüngen auf der Lösungsfläche führt und die mutierten Individuen schlechtere Eignung zeigen. Die Konvergenz ist langsam. Der Abbruch erfolgt nach ca. 230 Generationen. Mit einer moderaten Mutationsstärke kann eine kontinuierliche Reduktion des Reprojektionsfehlers erreicht werden. Eine kurzzeitige Stagnation an lokalen Minima kann nicht vermieden werden

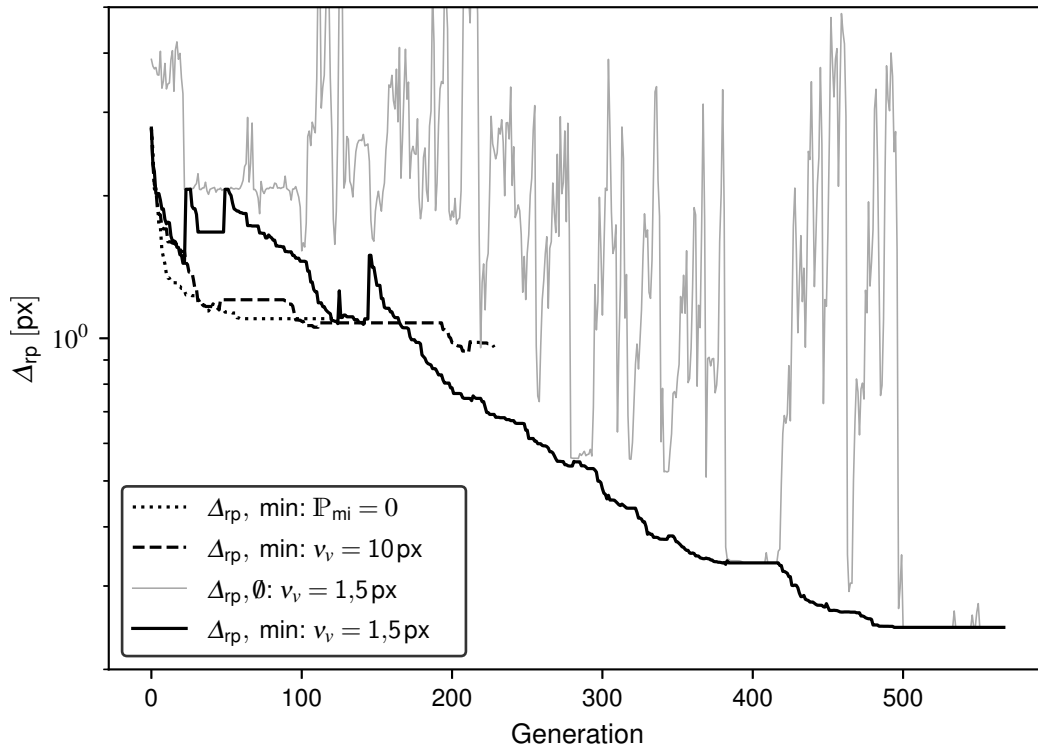


Abbildung 4.3: Konvergenzverhalten des genetischen Algorithmus bei Variation der Mutationsstärke

(siehe Generation 390 bis 410). Die Lösung bei Abbruch wegen anhaltender Stagnation (ca. Generation 540) erreicht einen um eine Größenordnung reduzierten Reprojektionsfehler.

Weiterhin wird die Vielfalt bei konstanter Mutationsstärke reduziert ($\lambda = 700$) und erhöht ($\lambda = 21.000$). Hierbei wird der Selektionsdruck μ/λ konstant gehalten. Die Ergebnisse dieser Variation werden in Abbildung 4.4 gezeigt. Bei zu geringer Vielfalt $\lambda = 700$ ist eine Stagnation bei hohem Reprojektionsfehler zu beobachten. Bei zu kleiner Population ist die Anzahl an Lösungskandidaten zu gering, um effektiv lokale Minima zu überwinden. Die Vielfalt muss daher erhöht werden, bis eine hinreichende Qualität der Lösung erreicht wird. Bei Steigerung der Vielfalt steigt die Rechenzeit aufgrund des Selektionsverfahrens quadratisch (Deb et al., 2002). Daher muss ein optimaler Wert gefunden werden, bei dem hinreichend schnell eine ausreichende Konvergenz erreicht wird. Bei einer Steigerung der Vielfalt kann zwar eine schnellere Konvergenz in Bezug auf die Anzahl der Iterationen erreicht werden, bezogen auf die benötigte Rechenzeit fallen Optimierungen mit zu großen Populationen aber langsamer aus. Dies wird in Abbildung 4.4 exemplarisch an der Population für $\lambda = 21.000$ gezeigt. Die Berechnung wurde nach ca. 150 Generationen abgebrochen. Die Rechenzeit lag schon eine Größenordnung höher als bei den anderen präsentierten Fällen.

Für den vorliegenden Fall wurde $v_v = 1,5 \text{ px}$ und $\mu, \lambda = 500, 7.000$ als optimal ermittelt. Mit diesen Parametern wird der gewählte Schwellwert für den Reprojektionsfehler von $\Delta_{rp} < 0,4 \text{ px}$ über eine Stagnationszeit von 30 Generationen nach vertretbarer Rechenzeit zuverlässig unterschritten.

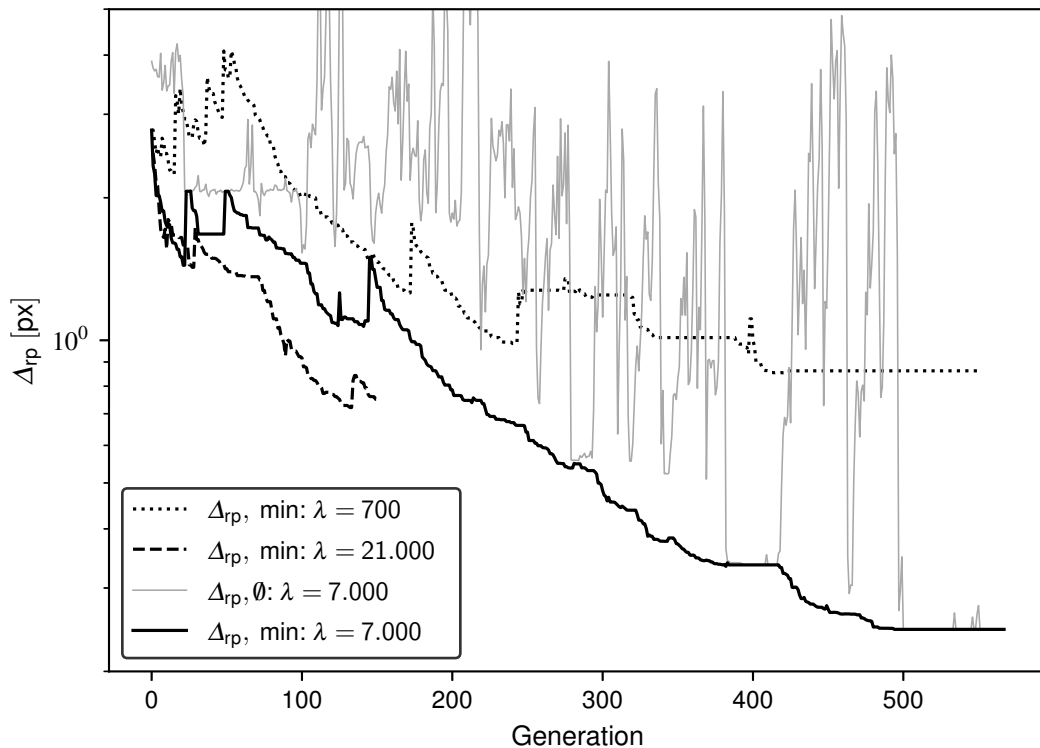
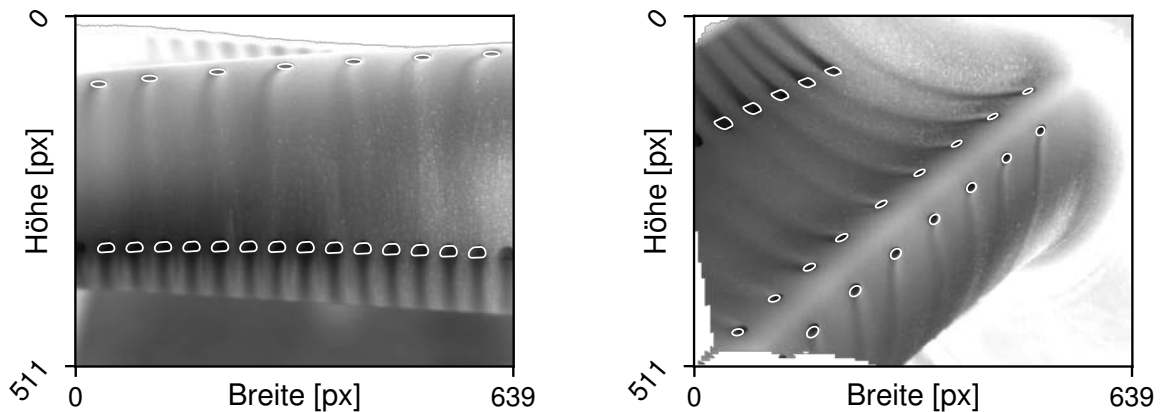


Abbildung 4.4: Konvergenzverhalten des genetischen Algorithmus bei Variation der Vielfalt

4.3.2 Plausibilitätsprüfung

Die final berechnete Kameramatrix kann nicht experimentell validiert werden. Das berechnete Kamerazentrum ist das Projektionszentrum und liegt an einem unbekanntem Ort im optischen Pfad des Objektivs. Die tatsächliche Bildmitte ist nicht bekannt. Der variierende Auszug bestimmt Perspektive und Schärfentiefe. Letztere wird im Modell der Lochkamera nicht berücksichtigt. Der Objektstand g und die Perspektive reagieren insensitiv auf kleine Veränderungen des Auszugs. Alle bestimmten Auszüge waren in technisch vertretbarem Rahmen. So kann eine berechnete Kamera nur auf ihre Plausibilität überprüft werden. Dies wurde für die berechneten Kameras durchgeführt: Die berechnete Position wurde mit einer im Raum gemessenen Position unter Annahme eines mittig im Objektiv liegenden Projektionszentrums verglichen. Die Abweichungen wurden auf $\|\Delta_{\vec{x}}\| \leq 4 \text{ mm}$ bestimmt. Diese Grenzabweichung wird auch später für die Fehlerabschätzung eingesetzt.

Weiterhin kann anhand der aufgenommenen Daten und deren Überlappung mit der Geometrie überprüft werden, ob die Kameramatrix die reale Kamera repräsentiert. Die diskretisierte Geometrie wird mittels der Kameramatrix in den Bildraum transformiert. Anhand von markanten geometrischen Konturen, die auch in den Strahlungsdaten identifizierbar sind, lässt sich die Überlappung beurteilen. Diese Überlappungsbilder sind in Abbildung 4.5 für verschiedene Kamerapositionen dargestellt. Hier wird im Hintergrund das Strahlungssignal eines Bildes der Kamera dargestellt. Dunkle Bereiche, also geringe Oberflächenstrahlungen, lassen sich den Filmkühlbohrungen zuordnen. In weiß sind die mit dem mathematischen Modell der Kamera in den Bildraum transformierten Kanten der Filmkühlbohrungen überlagert. Es zeigt sich eine her-



(a) Ansicht vorderer Schaufelbereich mittig, (oz1) (b) Ansicht von oben unter hohen Sichtwinkeln, (oz3)

Abbildung 4.5: Übereinstimmung der projizierten Geometrie mit den Bilddaten

vorrangige Überlappung und Qualität der berechneten Kamerapositionen. Die Restabweichungen liegen im Bereich von wenigen px^5 . Selbst die in Abbildung 4.5(b) gezeigte Aufnahme, die unter unvorteilhaftem Sichtwinkel durchgeführt wurde und aufgrund der geringen Schärfentiefe aus mehreren Aufnahmen zusammengesetzt wird (siehe auch Abschnitt 5.1), zeigt, bis auf den extremen Randbereich links unten, keine nennenswerten Abweichungen. Weiterhin muss neben der Qualität der Kamerapropgnose auch berücksichtigt werden, dass die Geometrie selbst durch das in Abschnitt 3.1 beschriebene Fertigungsverfahren *SLM* Abweichungen in der Größenordnung des Restfehlers zeigt, die Geometriedaten aber aus dem idealen CAD-Modell stammen.

Die entwickelte Methode erlaubt auch bei schwierigen geometrischen Bedingungen und wenigen Korrespondenzen eine Schätzung der Kameramatrix. Die erreichte Genauigkeit ist auch bei unvorteilhaften Kamerapositionen und Sichtwinkeln sehr hoch. Kompositbilder, die mit leicht unterschiedlichen Kamerapositionen aufgenommen wurden, wie es für das später gezeigte Fokus-Stapeln notwendig ist, können durch eine gemittelte Kameramatrix repräsentiert werden. Die so bestimmten Kameramatrizen können demnach für die im Folgenden Kapitel 5 eingeführten Korrekturverfahren verwendet werden.

⁵ Die Auflösung der gezeigten Bilder liegt bei ca. 10 px/mm . Eine zylindrische Bohrung (elliptische Austrittsfläche) hat entlang der kurzen Achse einen Halbdurchmesser von $1,2 \text{ mm}$.

5 Infrarotthermographie auf dreidimensionalen Oberflächen

Ein Ziel dieser Arbeit ist die Bereitstellung von Methoden, die die Erfassung von Oberflächentemperaturen mittels Infrarotthermographie auf beliebig geformten Oberflächen ermöglicht. Nachdem im vorangegangenen Kapitel die notwendigen Grundlagen für die Modellierung einer beliebigen Kamera thematisiert wurden, werden im Folgenden die Korrekturverfahren vorgestellt. Hierbei ist vor allem der in Abschnitt 5.2 vorgestellte zweistufige Korrekturprozess maßgeblich für die erreichte Genauigkeit der Ergebnisse.

5.1 Erweiterung des Schärfebereichs im Objektraum

Der Bereich der noch akzeptierbaren Schärfe im Objektraum ist für das gegebene Kamerasystem gering. Dies ist auf die relativ große Eintrittspupille des Objektivs von $f/2.3$ sowie den hohen Abbildungsmaßstab β durch Verwendung von Zwischenringen zurückzuführen. Ist es nun aufgrund der Krümmung der abzubildenden Oberflächen oder der Lage der optischen Zugänge nicht möglich, die abzubildende Oberfläche parallel zur Bildebene zu positionieren, kommt es zur unscharfen Abbildung von Teilen der Oberfläche. Bereiche mit hohen Strahlungsgradienten können dann nicht mehr sicher aufgelöst werden.

Durch den Einsatz einer Aperturblende und der damit verbundenen Reduktion der Eintrittspupille kann der Bereich der scharfen Abbildung erhöht werden. Je kleiner der Durchmesser der Aperturblende d_{AB} gewählt wird, desto größer wird der scharf abgebildete Bereich im Objektraum. Hier gilt es zwei Grenzen zu berücksichtigen. Durch Verkleinerung des Durchmessers d_{AB} wird das Strahlenbündel, welches in das Objektiv einfällt, radial beschnitten. Dies führt zu einer Reduktion der Intensität in der Bildebene und muss durch längere Integrationszeiten ausgeglichen werden. Außerdem haben bei kleinen Durchmessern d_{AB} die durch die Blendenöffnung entstehenden Beugungsstrukturen negativen Einfluss auf die Bildschärfe. Durch die höhere Wellenlänge der Infrarotstrahlung ist dies schon bei verhältnismäßig großen Durchmessern gegeben. Der Mindestdurchmesser der Aperturblende $d_{AB,\min}$ wurde für den vorliegenden Fall experimentell ermittelt und eine Blende mit $d_{AB} = 6$ mm eingesetzt. Die resultierende Erhöhung der Schärfentiefe wird in Abbildung 5.1(a) gezeigt.

Sollte der Bereich der Schärfentiefe trotz Blende nicht ausreichen, müssen weitere Verfahren eingesetzt werden, die den scharfen Objektbereich erhöhen. Ein gängiges Verfahren aus der Makro-Fotografie ist die Fokus-Stapelung (engl. *focus-stacking*). Hierzu wird eine Bildreihe eines Objektes aufgenommen. Zwischen den Bildern wird die Schärfeebene in Richtung der optischen Achse durch Verschieben der Kamera oder Ändern des Auszuges verschoben. Wenn die Methode der Auszugsveränderung gewählt wird (diese ist praktisch einfacher umzusetzen), muss später beim Ausrichten der Bilder eine perspektivische Transformation erlaubt werden, da sich Öffnungswinkel und Perspektive der Kamera ändern. Bei Verschiebung des gesamten Kamerasystems ist eine Ähnlichkeitstransformation ausreichend, was die Rechenzeit reduziert. Nachfolgend werden die Bilder aneinander ausgerichtet, auf Schärfe analysiert und zusammengesetzt, wobei aus jedem Teilbild nur der scharf abgebildete Bereich verwendet wird.

Für die Anwendung auf Strahlungsaufnahmen wurde ein daran orientiertes Verfahren entwickelt. Im Vergleich zu schon verfügbaren Verfahren wird in dem hier vorgestellten keine Filterung der Messdaten durchgeführt. Das neue Verfahren wird im Folgenden vorgestellt.

1. Bei einem stationären Betriebspunkt wird eine Infrarot-Aufnahmereihe des Objektes erstellt. Die Einzelbilder können ohne Einschränkung der Allgemeinheit durch Verwendung der Verfahren von Ochs et al. (2010) bei verschiedenen Integrationszeiten t_i aufgenommen werden oder HDR-Bilder sein. Dabei wird die Schärfebene in diskreten Teilschritten (ca. 12) durch den gesamten interessierenden Objektbereich verschoben.
2. Die Bilder werden aneinander ausgerichtet. Zur Vermeidung von Ausrichtungsfehlern durch Strömungsstrukturen werden die Kanten der Geometrie mithilfe eines gradientenbasierten Kantensfilters extrahiert. Bei gegebenem Dynamikumfang einer Aufnahme I_i der Reihe wurde ein richtungsunabhängiger Sobelfilter (Sobel, 2014) mit den Kernel S_x, S_y 1. Ordnung zur Berechnung der Gradienten G_i als optimal ermittelt:

$$G_{x,i} = S_x * I_i, \quad G_{y,i} = S_y * I_i, \quad (5.1a)$$

$$G_i = \sqrt{G_{x,i}^2 + G_{y,i}^2}. \quad (5.1b)$$

Die eigentliche Ausrichtung der Bilder erfolgt dann mittels der ECC-Methode von Evangelidis et al. (2008). Zur weiteren Stabilisierung wird jeweils die Transformation zum nächsten Bild der Aufnahmereihe berechnet, da hier nur kleine Veränderungen vorliegen. Wird das mittlere Bild als (willkürliche) Referenz mit $P_{\text{mit}} = \mathbb{1}$ definiert, ergibt sich für das i -te Bild die Transformationsmatrix $P_{i,\text{kom}}$ der Form 3×3 zu

$$P = \begin{bmatrix} A & \vec{t} \\ \vec{v} & v_0 \end{bmatrix}, \quad (5.2a)$$

$$P_{i,\text{kom}} = P_i \cdot P_{i-1} \cdot \dots \cdot P_{\text{mit}} \quad (5.2b)$$

im Falle der perspektivischen Transformation mit den affinen Parametern $A = [a_1 \dots a_4]$, den perspektivischen Parametern $\vec{v} = [v_1, v_2]$, dem Translationsvektor $\vec{t} = [t_1, t_2]^T$ und dem abhängigen Skalierungsfaktor v_0 .

3. Jedes ausgerichtete Bild wird mittels eines Sobelfilters 2. Ordnung auf seine Schärfe analysiert. Eine Schärfekarte mit gleichen Dimensionen wie das Bild wird erstellt. Diese enthält an jedem Pixel die Information, welches Bild der Aufnahmereihe die höchsten Gradienten an diesem Pixel aufweist. Diese Karte ist stark verrauscht.
4. Die Schärfekarte wird extensiv gefiltert. Durch subsequente Anwendung eines Medianfilters¹ ($\square, 3$), eines Bilateralfilters ($\square, 31, \Sigma_F = \Sigma_D = 138$), eines Medianfilters ($\circ, 27$) und schlussendlich eines Gaussschen Filters ($\square, 9$) kann eine glatte Karte erzeugt werden. Die eigentlichen Messdaten werden hierbei nicht verändert.
5. Das Bild wird nach den in der Schärfekarte hinterlegten Informationen aus den Teilbildern zusammengesetzt. Eine weitere Filterung der Daten ist nicht notwendig.

¹Kernelform und Größe in Klammern

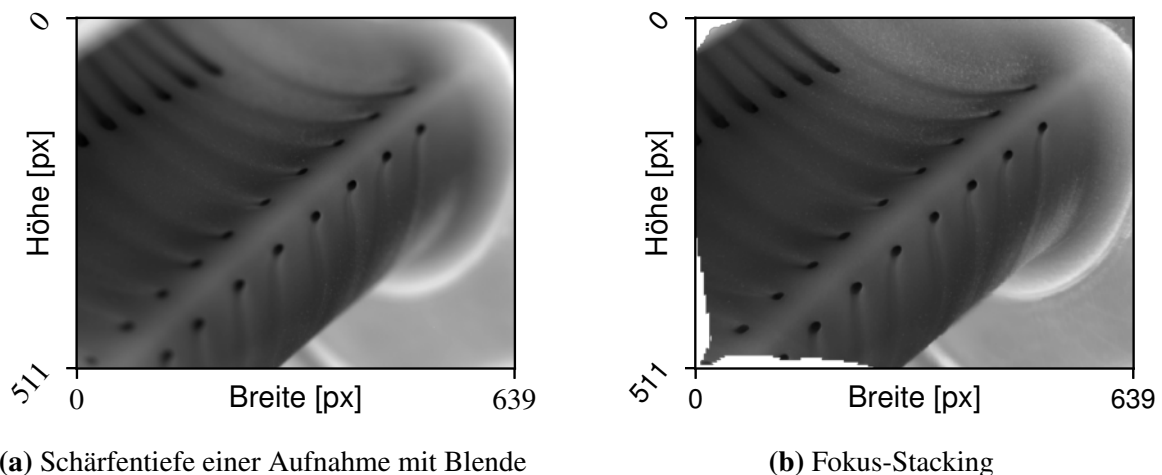


Abbildung 5.1: Vergleich der Schärfentiefe bei Anwendung von Fokus-Stacking

Durch dieses Verfahren lassen sich beliebige Objekte scharf abbilden, solange deren Erstreckung im Fokusbereich der verwendeten Kamera liegt. Durch die extensive Filterung der Schärfekarte wird ohne Filterung (und damit ohne Veränderung) der Messdaten ein glattes Bild erzeugt. Ein beispielhaftes Ergebnis ist in Abbildung 5.1 dargestellt. Hierbei beträgt die Schärfentiefe ca. 10 mm, die Erstreckung des Objektes in Richtung der optischen Achse ca. 110 mm. Das Ergebnis wurde aus 14 Bildern zusammengesetzt.

5.2 Korrektur des Sichtwinkeleinflusses

In Abschnitt 2.3 und Abschnitt 2.4 wurden die bisher eingesetzten Methoden zur Untersuchung verschiedener Geometrien mittels Infrarotthermographie beschrieben. Die bisher immer getroffene Annahme einer konstanten Emissivität soll im Folgenden genauer untersucht werden. Da die Wellenlängen- und Temperaturabhängigkeit der Emissivität der verwendeten Beschichtung im spektralen Band der verwendeten Kamera gezeigt wurde (Lohrengel et al., 1996; Dury et al., 2007), verbleibt die bisher vernachlässigte Sichtwinkelabhängigkeit. Dafür wird zuerst der Sichtwinkel relativ zur Kamera genauer definiert. Daraufaufgehend wird ein funktionaler Zusammenhang zwischen Emissivität und Sichtwinkel vorgestellt. Da der Einfluss auf die Messgenauigkeit gerade bei höheren Sichtwinkeln enorm ist, wird ein zweistufiges Kalibrierverfahren vorgestellt, das eine Reduktion des Messfehlers erlaubt.

Wenn eine beliebige Oberfläche mit einer Kamera nach dem Lochkameramodell beobachtet wird, lassen sich zwei verschiedene Winkel definieren. Diese sind in Abbildung 5.2 dargestellt. Der Winkel zwischen dem Vektor vom Kamerazentrum zum lokalen Oberflächenpunkt und der lokalen Oberflächennormale wird im Folgenden als lokaler Oberflächenwinkel Θ bezeichnet. Der, vom Betrag kleinere, Winkel zwischen optischer Achse und lokaler Oberflächennormale wird als globaler Oberflächenwinkel θ bezeichnet. Bei konsistenter Durchführung der Korrektur können theoretisch beide Winkel verwendet werden, praktisch ist die Wahl des globalen Winkels θ besser geeignet: Bei Kalibrierung des Kamerasystems (*NUC*) auf einer ebenen, iso-

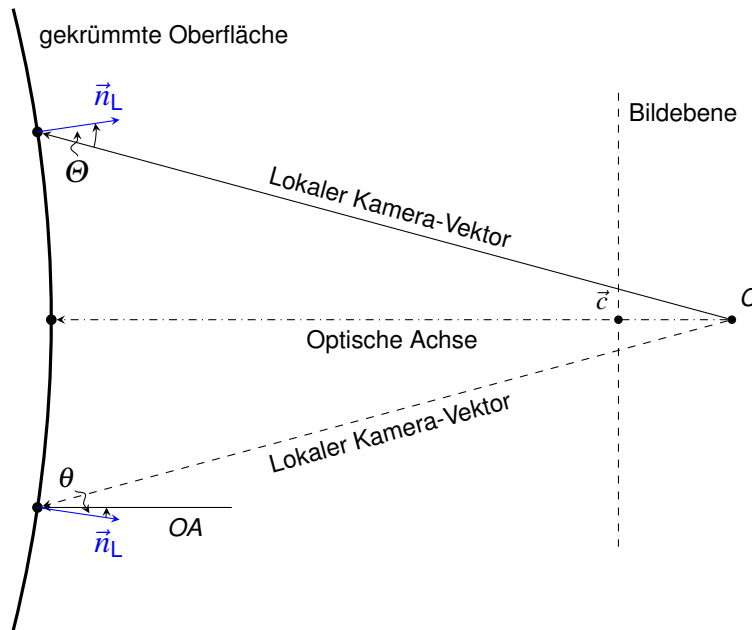
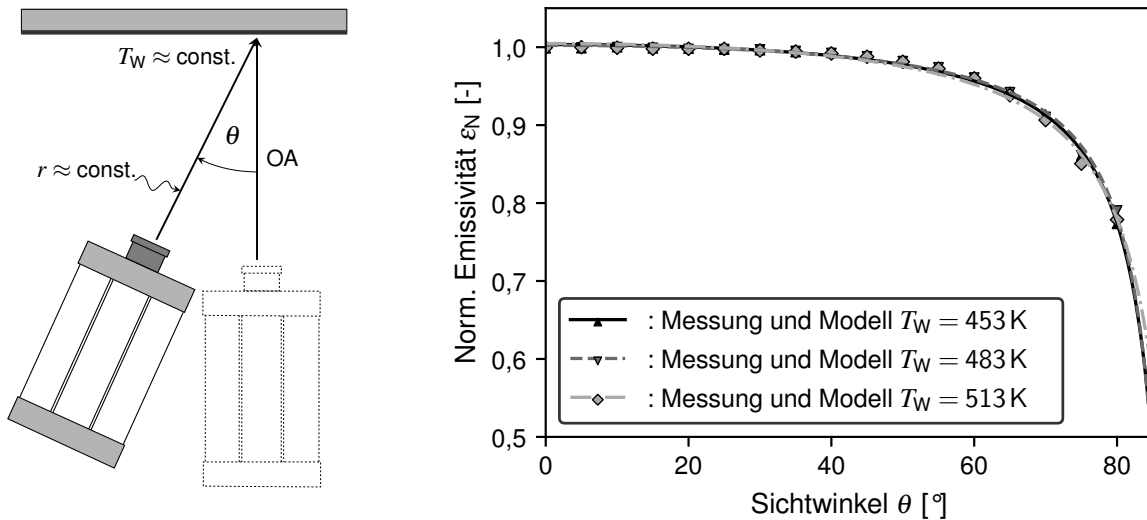


Abbildung 5.2: Definition der Oberflächensichtwinkel

thermen Oberfläche wird garantiert, dass eine solche ebene Fläche mit $\theta = 0^\circ$ aber $\Theta \neq 0^\circ$ ein isometrisches Strahlungssignal produziert. Der Winkeleinfluss von $\Theta - \theta$ wird implizit korrigiert. Werden gekrümmte Oberflächen betrachtet, muss lediglich der hinzukommende Einfluss des globalen Winkels θ korrigiert werden, diese Korrekturvorschrift kann unter Verwendung vorkalibrierter Strahlungsdaten außerhalb des Versuchsstandes erstellt werden.

Zur Bestimmung dieser Vorschrift wird ein vereinfachter Aufbau verwendet. Dafür wird eine isotherme Oberfläche mit der im Versuch verwendeten Beschichtung bei verschiedenen Temperaturen mit dem Infrarotkamarasystem betrachtet. Diese Oberfläche beinhaltet zusätzlich einen schwarzen Strahler als Referenz. Der Versuchsaufbau wird in Abbildung 5.3(a) gezeigt. Bei verschiedenen Temperaturniveaus unter Variation des Sichtwinkels wird das Strahlungssignal der Oberfläche registriert. Bei Draufsicht $\theta = 0^\circ$ wird zusätzlich die Schwarzkörperstrahlung und daraus abgeleitet die normale Emissivität $\varepsilon_\perp = E_s/E_{sk}$ bestimmt. So lassen sich die in Abbildung 5.3(b) gezeigten Datenpunkte ermitteln: Hier wird die mit der normalen Emissivität ε_\perp normierte Emissivität der Oberfläche $\varepsilon = f(\theta)$ als Funktion des Sichtwinkels aufgetragen. Es zeigt sich ein stark nichtlinearer Abfall der Emissivität mit zunehmendem Sichtwinkel. Bis $\theta \approx 50^\circ$ ist keine nennenswerte Veränderung festzustellen, dies erklärt die Validität vieler der in Abschnitt 2.3 gezeigten Untersuchungen auf größtenteils ebenen Geometrien. Bei höheren Sichtwinkeln führt die Veränderung der Emissivität zu einer lokalen Veränderung des Strahlungssignals trotz homogener Oberflächentemperatur und muss zur Sicherstellung eines vertretbaren Messfehlers korrigiert werden. Zur Modellierung des gezeigten Zusammenhangs muss eine geeignete Funktion gewählt werden. Bei Oberflächenrauheiten von vergleichbarer Größenordnung wie die Wellenlänge schlägt Wen et al. (2006) eine bidirektionale Reflektanzverteilungsfunktion *BRDF* für die Reflektivität r vor. Mit Gültigkeit des Kirchhoffschen Strah-



(a) Aufbau zur Bestimmung der gerichteten Emissivität (b) Messdaten und Modell für die Emissivität von *Nextel Velvet Coating* bei versch. Oberflächentemperaturen

Abbildung 5.3: Bestimmung der Winkelabhängigkeit der Emissivität

lungsgesetzes $\varepsilon = 1 - r$ wird dann

$$\varepsilon(\theta)_N = 1 - \left(C_0 \frac{\pi}{\cos(C_1 \theta)} + C_2 \right) \quad (5.3)$$

verwendet. Die modellierten Kurven können so die Messdaten hervorragend abbilden. Da die Funktion nicht auf Werte $\varepsilon_N \leq 1$ beschränkt ist, kann im Bereich niedriger Sichtwinkel eine zu hohe Emissivität berechnet werden. Die Abweichungen sind gering, die betroffenen Punkte werden daher nachträglich auf eine maximale normierte Emissivität von $\varepsilon_N = 1$ begrenzt. Eine weitere wichtige Feststellung ist der nicht vorhandene Einfluss der Oberflächentemperatur. Wie in Abschnitt 2.4 beschrieben, setzt sich die aufgenommene Strahlung aus Objektstrahlung und reflektierter Umgebungsstrahlung zusammen. Das Verhältnis dieser beiden Signale wird, neben dem Verhältnis von Oberflächentemperatur und der (konstanten) Temperatur der Umgebung, von der Emissivität bzw. der Reflektivität beeinflusst. Wenn nun die Daten für verschiedene Oberflächentemperaturen zusammenfallen, kann der Betrag der Umgebungsstrahlung keinen relevanten Einfluss auf die ermittelten Korrekturfunktionen haben. Die Kalibrierung kann daher unabhängig vom Betrag der Umgebungsstrahlung angewendet werden.

Vergleichbare Daten wurden für die verwendete Beschichtung auch schon von Lohregel et al. (1996) ermittelt. Während der dort gezeigte Verlauf ähnliche Form besitzt, ist die Absenkung der Emissivität bei höheren Winkeln moderater. Es ist zu beachten, dass neben der eigentlichen Zusammensetzung der Beschichtung auch die Oberflächenbeschaffenheit einen wichtigen Einfluss hat. So wurden die Messungen von Lohregel et al. bei niedriger Temperatur und vermutlich nicht gealtertem (siehe Abschnitt 2.4) Lack durchgeführt. Das Beschichtungsverfahren ist ähnlich, die angegebene Schichtdicke aber verhältnismäßig hoch. Die genaue Zusammensetzung der Beschichtung, und ob eine Änderung derselben in gegebenem Zeitraum stattgefunden hat, ist außerdem nicht bekannt. Neuere Daten von Ianiro et al. (2010), die durch ein neues Verfahren ermittelt wurden, zeigen quantitativ vergleichbare Daten, geben jedoch keine konkreten

Informationen zur eingesetzten Beschichtung (*matte black paint*). Aufgrund dieser Unsicherheiten werden die hier ermittelten Korrekturwerte verwendet. Außerdem wird empfohlen, die Korrekturen nach jeder Neubeschichtung neu zu ermitteln und dabei die Korrekturoberfläche in der gleichen Charge wie die eigentlichen Prüflinge zu verarbeiten. Nur so kann ein Fehler durch abweichende Korrekturwerte, der durch die starke Nichtlinearität bei hohen Winkeln verstärkt wird, vermieden werden.

Die Anwendung des Korrektors kann dann entweder in einem Schritt direkt bei der Temperaturkalibrierung oder in zwei Schritten angewendet werden. Bei der Anwendung in zwei Schritten wird zuerst das Strahlungssignal korrigiert. Darauf folgend wird die Temperaturkalibrierung unter Berücksichtigung der veränderten Reflektivität durchgeführt. Dieses aufgeteilte Verfahren hat sich im Rahmen der durchgeführten Messungen als vorteilhaft erwiesen. So wird zum einen erreicht, dass eine isotherme Oberfläche im halbbunendlichen Raum ein unabhängig vom Sichtwinkel homogenes Strahlungssignal produziert. Zum anderen ist die nötige Strahlungskorrektur beim Durchführen der in-situ-Kalibrierung kleiner, was das Verfahren numerisch stabiler macht. Die Korrektur des Strahlungssignals ergibt sich direkt aus dem gemessenen Strahlungsfeld $I_{D,obj}(\vec{X}, \theta)$ zu

$$I_{D,obj,c}(\vec{X}) = I_{D,obj}(\vec{X}, \theta) \cdot \varepsilon_N(\theta)^{-1} \quad (5.4)$$

mit der vorher bestimmten Korrekturfunktion $\varepsilon(\theta)$ und dem Sichtwinkel $\theta(\vec{X})$, der sich aus der Richtung der optischen Achse OA (siehe Abschnitt 4.3) sowie dem lokalen Oberflächennormalenvektor zu

$$\cos(\theta(\vec{X})) = \frac{\vec{OA} \cdot \vec{n}_L(\vec{X})}{\|\vec{OA}\| \cdot \|\vec{n}_L(\vec{X})\|} \quad (5.5)$$

ergibt.

5.3 Temperaturkalibrierung unter Berücksichtigung des Sichtwinkels

Die Bestimmung der Temperatur-Strahlungs-Relation kann nach Korrektur des Sichtwinkelinflusses ähnlich der von Ochs et al., gemäß Gleichung 2.13 präsentierten Methodik erfolgen. Nach Vorbestimmung der drei Parameter r, b, f verbleibt die vom Objekt reflektierte Strahlung I_{off} als freier Parameter, der im eigentlichen Versuch bestimmt werden muss. Zur Bestimmung wird eine in-situ Kalibrierung anhand von diskreten Stützstellen durchgeführt. Hierbei muss pro Sichtbereich mindestens eine Stützstelle vorhanden sein. Zur Fehlerminimierung im Sinne eines LSQ -Schätzers sind mehrere Stützstellen sinnvoll. Zusätzlich zu Gleichung 2.13 muss berücksichtigt werden, dass die reflektierte Strahlung sichtwinkelabhängig ist. Diese Abhängigkeit ergibt sich aus dem Kirchhoffschen Gesetz mit $r = 1 - \varepsilon$, die reflektierte Strahlung $\propto r$ nimmt bei steigendem Sichtwinkel und sinkender Emissivität ε zu. Bei gekühlten Bauteilen in heißen Umgebungen kann dies, entgegen der Intuition, zu einem Anstieg des unkorrigierten Strahlungssignals trotz fallender Emissivität führen.

Daher muss das Kalibrierverfahren erweitert werden. Hierzu wird zuerst an jedem Stützpunkt i Gleichung 2.13 gelöst und so der Anteil der reflektierten Strahlung $I_{off,i}$ bestimmt. Dieser kann

mit dem bekannten Korrekturfaktor $\varepsilon_N(\theta_i)$ zu dem virtuellen Wert bei $\theta = 0$ skaliert werden:

$$I_{\text{off},i,c} = I_{\text{off},i} \cdot \varepsilon_N(\theta_i). \quad (5.6)$$

Die so bestimmten Wertepaare $\{T_i, I_{\text{off},i,c}\}$ werden dann mittels *LSQ*-Verfahren zur Bestimmung von $I_{\text{off}}|_{\theta=0^\circ}$ nach Gleichung 2.13 verwendet. Die Berechnung eines Temperaturfeldes aus einem Strahlungsfeld erfolgt unter Beachtung der Identität an jeder Kalibrierstelle global durch

$$T_s(\vec{X}, \theta) = \frac{b}{\log\left(\frac{r}{I_D(\vec{X}) - I_{\text{off}} \cdot \varepsilon_N^{-1}(\theta)} + f\right)}. \quad (5.7)$$

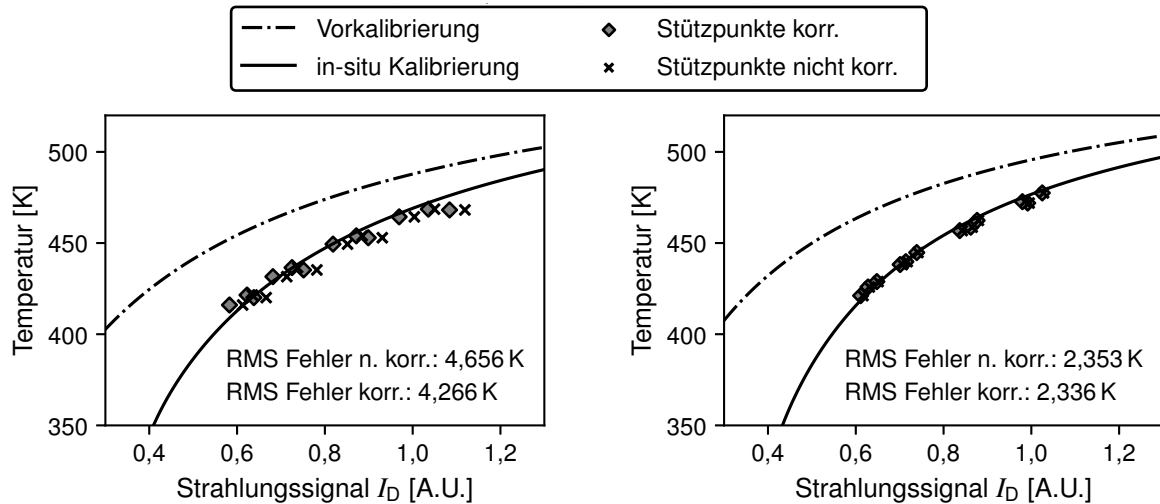
Eine weitere Herausforderung ergibt sich aus der Biotzahlähnlichkeit der Prüflinge. Bedingt durch die hohen Biotzahlen ergeben sich starke Temperaturgradienten über die zu untersuchende Wand. Unter Annahme stationärer 1D-Wärmeleitung durch eine Wand der Dicke t ergibt sich dieser Gradient zu

$$\lambda_w \cdot \left(\frac{dT}{dx}\right)_w = h_H \cdot \Delta T_H \quad \text{bzw.} \quad \left(\frac{dT}{dx}\right)_w = \frac{\text{Bi}_H \cdot \Delta T_H}{t}. \quad (5.8)$$

Bei gegebenen Randbedingungen wird selbst in moderat gekühlten Bereichen ein Gradient von $\approx 10 \text{ K/mm}$ erreicht. In stark gekühlten Bereichen ist ein weitaus höherer Gradient zu erwarten. Selbst bei geometrisch kleinen Thermoelementen ergibt sich eine hohe Messunsicherheit. Eine Reduktion dieser Messunsicherheit kann durch eine Reduktion der Biotzahl erreicht werden. Dies wird durch die Fertigung eines Kalibrierprüflings aus Kupfer erreicht. Bei gleicher Außengeometrie (ohne Filmkühlung) und vergleichbaren aerodynamischen Bedingungen kann eine Reduktion der Biotzahl und damit des Temperaturgradienten in der Wand erreicht werden. Mit $\text{Bi}_{\text{H,TiAl}_4} / \text{Bi}_{\text{H,Cu}} \approx 50$ wird der Temperaturgradient deutlich reduziert. Der Kupferprüfling kann zusätzlich innen gekühlt werden und erlaubt so das Einstellen von verschiedenen Oberflächentemperaturen. In diesen Prüfling werden an der Außenfläche Nuten eingebracht, in die Thermoelemente geklebt werden (zehn Thermoelemente Typ *K* mit je 0,25 mm Durchmesser), die als Stützstellen dienen. Letztlich wird der Prüfling mit *Nextel Velvet Coating* beschichtet.

Die Kalibrierung wird dann anhand der Temperatur-Strahlungs-Wertepaare auf der Kupferschaukel nach obigem Verfahren für jede Kameraposition bestimmt und später auf die Strahlungsmessung des eigentlichen Prüflings angewandt. Hierbei wird die Annahme getroffen, dass die so bestimmte reflektierte Strahlung I_{off} unabhängig von der eigentlichen Temperatur des Prüflings ist (kein thermodynamischer Strahlungsleistungsfluss zwischen Kanalwänden und Prüfling für den am Prüfling reflektierten Strahlungsanteil). So muss während der Kalibrierung nur sichergestellt werden, dass die den reflektierten Strahlungsanteil maßgeblich beeinflussende Wandtemperatur des Strömungskanals konstant über alle Versuche ist. Dies wird durch Einhaltung des Betriebspunktes realisiert. Zusätzlich können durch Variation der internen Kühlung und damit der Wandtemperatur des Kupferprüflings aus einem Thermoelement mehrere Wertepaare generiert werden, was die Qualität der Kalibrierfunktion erhöht und einen Extrapolationsfehler bei der späteren Messung verringert.

Die finalen Kalibrierkurven für verschiedene Positionen sind in Abbildung 5.4 gezeigt. Hierbei wurden exemplarisch zwei Sichtbereiche ausgewählt, von denen einer im Mittel hohe Sichtwinkel auf den Prüfling hat ((**oz3**)) und der andere im Mittel geringe Sichtwinkel aufweist ((**oz2**)). Bei beiden Sichtbereichen zeigt sich eine nur geringe Restabweichung zwischen der verscho-



(a) Finale Kalibrierkurve, hohe Sichtwinkel, (oz3) (b) Finale Kalibrierkurve, niedrige Sichtwinkel, (oz2)

Abbildung 5.4: Finale Kalibrierkurven für verschiedene Sichtpositionen. Vorkalibrierung unterschiedlich durch Doppelscheibe bei (oz2)

benen Kalibrierfunktion und den Stützstellen. Das Verfahren der in-situ Kalibrierung kann also auch bei komplexen Geometrien angewendet werden. Die Stützpunkte für die Sichtposition in Abbildung 5.4(b) verschieben sich durch den neu eingeführten Reflektivitätskorrektor praktisch nicht (Sichtwinkel θ im Mittel $< 50^\circ$). Der RMS Fehler ist niedrig und verändert sich nicht weiter durch die Korrektur. Im Gegensatz dazu steht der in Abbildung 5.4(a) gezeigte Sichtbereich mit hohem Sichtwinkel (θ bis zu 85°). Auch hier ist eine gute Übereinstimmung festzustellen. Der RMS Fehler kann durch die Korrektur weiter reduziert werden. Der verbleibende Fehler ist im Vergleich zu geometrisch einfachen Sichtpositionen trotz Korrektur höher. Dies ist auf die Restunsicherheit in der Schätzung der Kameraposition sowie der Güte der Korrekturfunktion nach Gleichung 5.5 zurückzuführen. Die starke Nichtlinearität der Funktion führt schon bei kleinen Abweichungen zu betragsmäßig großen Fehlern, wenn diese Abweichungen bei hohen Sichtwinkeln auftreten. Für die später durchgeführte Fehlerabschätzung wird daher eine Unsicherheit bei hohen Sichtwinkeln betrachtet.

5.4 Fehleranalyse

In den vorangegangenen Abschnitten wurden die nötigen neuen Verfahren beschrieben, die die Bestimmung von Oberflächentemperaturen auf komplexen Oberflächen erlauben. Abschließend soll der Fehler abgeschätzt werden, der nach Anwendung der neuen Verfahren verbleibt. Technisch relevant ist die Abweichung der gemessenen Oberflächentemperatur zur wahren Temperatur der Oberfläche, formuliert als Unsicherheit der Totalkühleffektivität. Nur wenn diese Unsicherheit hinreichend gering ist, können die Daten zur Prognose der Effektivität der Kühlsysteme herangezogen werden. Zur Quantifizierung dieser Abweichung wird eine konservative Abschätzung durchgeführt. An einem Punkt, der unter hohem Sichtwinkel von $\theta = 75^\circ$ betrach-

tet wird, kann zunächst der Fehler in der Emissivität $\Delta\varepsilon$ bestimmt werden:

$$\Delta\varepsilon_{N,nC} = 1 - \varepsilon(\theta)_N \Big|_{\theta=75^\circ} \quad \text{bzw.} \quad \Delta\varepsilon_{N,C} = \frac{\partial\varepsilon_N}{\partial\theta} \cdot d\theta \Big|_{\theta=75^\circ}. \quad (5.9)$$

Ohne Korrektur \square_{nC} ist dies genau die Differenz zur korrigierten Emissivität. Mit Korrektur \square_C wird das Differential bestimmt. Die Winkelabweichung $d\theta$ ergibt sich aus der in Unterabschnitt 4.3.2 genannten Grenzabweichung von $\|\Delta\vec{x}\| \leq 4\text{ mm}$ bezogen auf einen minimalen Objektabstand von 200 mm zu $1,15^\circ$. Angenommen werden daher $1,5^\circ$. Der Fehler im Temperaturbereich berechnet sich dann zu

$$\Delta T_s = \frac{\partial T_s}{\partial I_D} \cdot \Delta I_D + \frac{\partial T_s}{\partial I_{\text{off}}} \cdot \Delta I_{\text{off}} + \frac{\partial T_s}{\partial \varepsilon_N} \cdot \Delta \varepsilon_N \quad (5.10)$$

mit der oben bestimmten Abweichung der normierten Emissivität $\Delta\varepsilon_N$, der Abweichung der in situ bestimmten reflektierten Strahlung $\Delta I_{\text{off}} = 6\%$ (aus Kalibriermessungen bestimmt) und der Unsicherheit der Strahlungsmessung ΔI_D . Diese ergibt sich zu einer konstanten Restunsicherheit des Detektors von $0,5\%$ nach Ochs et al. (2009). Zu beachten ist, dass die Detektorstrahlung I_D nach Gleichung 5.4 auch von der normierten Emissivität ε_N abhängt.

Letztlich bleibt noch ein konstanter Fehler durch die Messung mit Thermoelementen. Dieser wird mit $\Delta T_{TC} = 0,75\text{ K}$ abgeschätzt. Dieser Fehler ist sowohl bei den Infrarotmessungen als auch bei der Bestimmung der Randbedingungen gegeben. Final kann die fehlerbehaftete Totalkühleffektivität berechnet werden:

$$TCE(\vec{X}) = \frac{\hat{T}_H - \hat{T}_s(\vec{X})}{\hat{T}_H - \hat{T}_K} \quad \text{mit} \quad \hat{T}_s(\vec{X}) = T_s(\vec{X}) \pm (\Delta T_s + \Delta T_{TC}). \quad (5.11)$$

Das numerische Ergebnis dieser Abschätzung bei gegebenen Parametern der Kalibrierfunktionen wird in Abbildung 5.5 gezeigt. Auf Basis der für einen typischen Temperaturbereich berechneten virtuellen Einstrahlungen wird Gleichung 5.10 gelöst. Mit gegebenen Randbedingungen nach Tabelle 3.1 kann durch Gleichung 5.11 der Fehler bestimmt werden. Auf der linken Achse des Diagramms ist die Totalkühleffektivität abgetragen, auf der rechten Achse deren prozentualer Fehler. Die Darstellung erfolgt über einen prüfstandstypischen Bereich von Oberflächentemperaturen. Der Zusammenhang der nominellen Totalkühleffektivität ist per Definition linear. Die im Betrieb zu erwartenden Grenzwerte der Totalkühleffektivität sind als senkrechte, unterbrochene Linien eingetragen. Der berechnete Fehler ist als Band um die nominelle Totalkühleffektivität absolut (linke y-Achse) und relativ (rechte y-Achse) auf den jeweiligen Nominalwert bezogen abgebildet. Zusätzlich ist der mittlere Fehler im eingezeichneten, maschinentypischen Bereich der Kühleffektivität θ_{eng} angegeben. Durch Anwendung der Korrektur kann der Fehler maßgeblich reduziert werden. Der mittlere Fehler sinkt auf $\theta_{\text{eng}} \approx 2,3\%$, obwohl die Restunsicherheiten verhältnismäßig groß angenommen wurden. Diese Restunsicherheiten wirken sich vor allem auf die korrigierten Daten aus. Von einer weiteren Reduktion des Restfehlers, speziell bei Anwendung der Korrekturverfahren, ist auszugehen. Dies kann auch bei den in Abbildung 5.4 gezeigten Kalibrierkurven festgestellt werden: Selbst bei hohem Sichtwinkel liegt der verbleibende RMS-Fehler bei $4,266\text{ K}$ - dies entspricht nur etwa 1% der gemittelten Oberflächentemperatur.

Weiterhin soll quantifiziert werden, ab wann die Anwendung der Korrekturverfahren sinnvoll ist. Dies hängt allein von den zu erwartenden Sichtwinkeln ab. Die Abschätzung des Fehlers

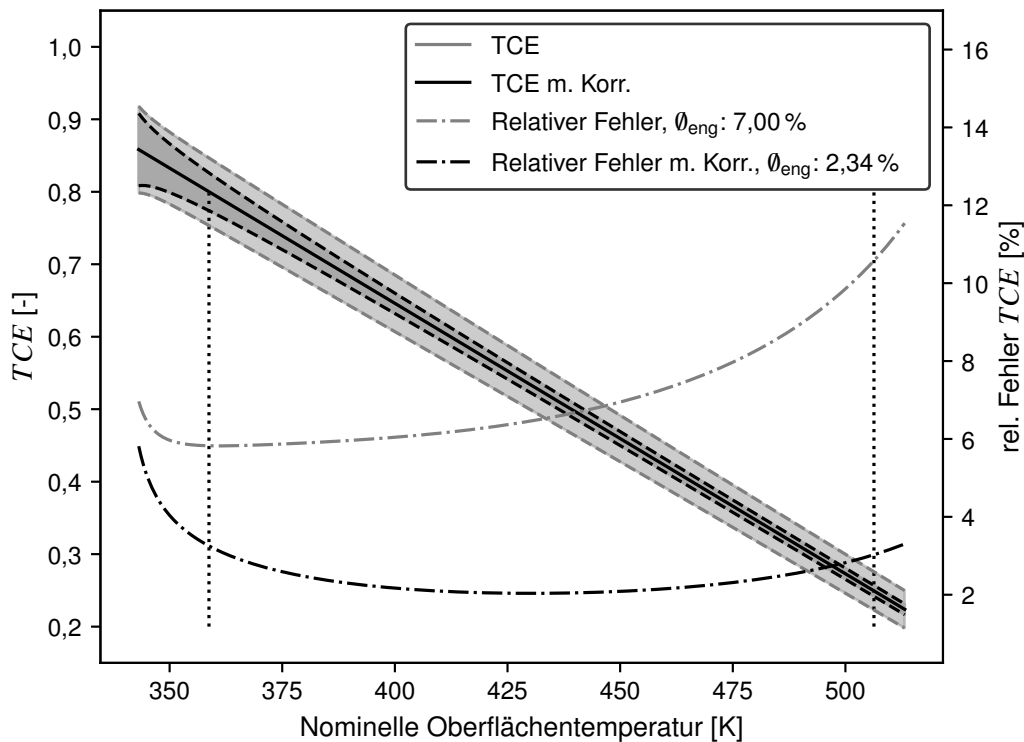


Abbildung 5.5: Fehlerabschätzung der Kalibriermethodik bei gegebenen Randbedingungen für einen hohen Sichtwinkel $\theta = 75^\circ$

wird bei gleichen Annahmen für einen Sichtwinkelbereich von $0 \leq \theta \leq 85^\circ$ durchgeführt, es wird jeweils der mittlere Fehler θ_{eng} bestimmt. Das Ergebnis dieser Untersuchung wird in Abbildung 5.6 dargestellt. Hier zeigt sich der deutlich spätere Anstieg des Messfehlers bei Verwendung der Korrektur, der Messbereich kann erweitert werden. Wird beispielsweise davon ausgegangen, dass schon eine Änderung der Metalltemperatur um 20 K einen deutlichen Einfluss auf die Lebensdauer hat (vgl. Kapitel 1), kann so eine nötige minimale Unsicherheit der Kühleffektivität berechnet werden. Hierbei muss auf Basis der linearen Abschätzung mittels Differentiation der Fehler auf die maximale Temperaturdifferenz $T_H - T_K$ skaliert werden. Daraus ergibt sich unter Annahme der Randbedingungen der Maschine eine tolerierbare Unsicherheit von 2,5 % bei einer approximierten Oberflächentemperatur von 900 K. Dieser tolerierbare Fehler ist in Abbildung 5.6 markiert. Ohne Korrektur ergibt sich ein maximaler geometrischer Messbereich von $\theta = 49^\circ$, mit Korrektur eine Erweiterung des Messbereiches bis zu einem Sichtwinkel von $\theta = 76^\circ$. Aufgrund der deutlich konservativen Abschätzung werden daher für die Praxis die vorher beschriebenen Grenzen von $\theta = 50^\circ$ sowie $\theta = 80^\circ$ empfohlen.

Restfehler bei Anwendung der in-situ Kalibrierung

Ein bisher noch nicht beachteter Fehler ergibt sich bei der in-situ Kalibrierung mit in den separaten Kalibrierprüfling eingelassenen Thermoelementen. Der Aufbau des Kalibrierkörpers ist maßstabsgetreu in Abbildung 5.7 gezeigt. Dieser muss ebenfalls mit *Nextel Velvet Coating* beschichtet werden. Aufgrund sehr geringer Wärmeleitfähigkeit der Beschichtung ergeben sich

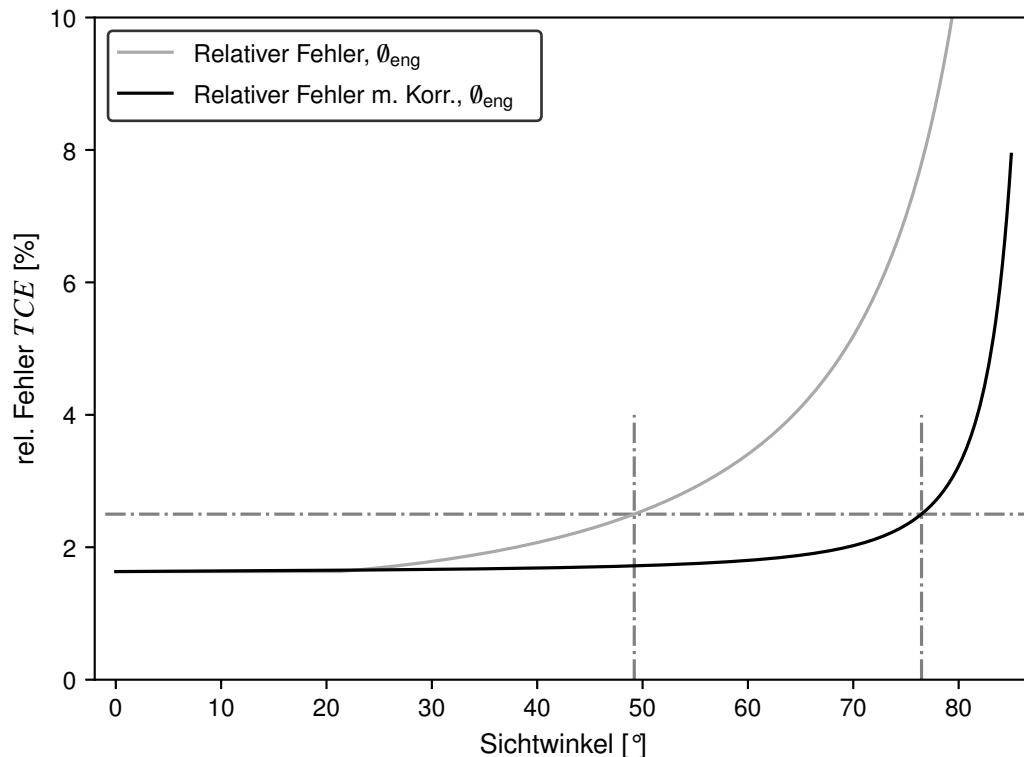


Abbildung 5.6: Fehlerabschätzung der Kalibriermethodik bei Veränderung des Sichtwinkels

trotz geringer Schichtdicke hohe Temperaturgradienten normal zur Oberfläche (Daten zur Wärmeleitfähigkeit nach Lohregel et al. (1996), Schichtdicke an Proben bestimmt zu $0,45 \mu\text{m}$). Daher erfassen die unter der Lackschicht liegenden Thermoelemente nicht die eigentliche Oberflächentemperatur. Dies wurde durch die Annahme eines 1D-Wärmestroms und dem daraus resultierenden Temperaturabfall ausgeglichen. Dieser kann im Versuch durch die Wärmebilanz der Kalibrierschaukel flächengemittelt bestimmt werden. Aus dem dadurch geschätzten spezifischen Wärmestrom lässt sich der Temperaturabfall über die Lackschicht ermitteln (Verfahren nach Ochs, 2011).

Eine weitere Herausforderung ergibt sich aus dem hohen lateralen Wärmewiderstand der Beschichtung. So ist davon auszugehen, dass hohe thermische Gradienten auf der Oberfläche von den Thermoelementen, eingebettet im gut leitenden Substrat, nicht abgebildet werden können. Aufgrund der diffusiven Natur der Wärmeleitungsgleichung ist eine Rekonstruktion nicht möglich. An dieser Stelle muss in Zukunft überprüft werden, ob durch eine Optimierung der Wärmewiderstände von Substrat und Beschichtung, auch unter Berücksichtigung der Temperaturgradienten in Bezug auf den Durchmesser der Thermoelemente, eine Verringerung dieser Unsicherheit möglich ist. Dieser Kalibrierfehler verschiebt das mittlere Niveau des Temperaturfeldes. Die auf der Schicht abgebildeten Gradienten können trotzdem auf den Einsatz in der Maschine übertragen werden. Zum einen ist die Biotzahl des Prüflings (und die der Schaukel in Maschinenumgebung) deutlich höher als die des Kupferkörpers, zum anderen werden die Schaukeln vor dem Einsatz meist mit den in Abschnitt 2.2 beschriebenen thermischen Dämmschichten be-

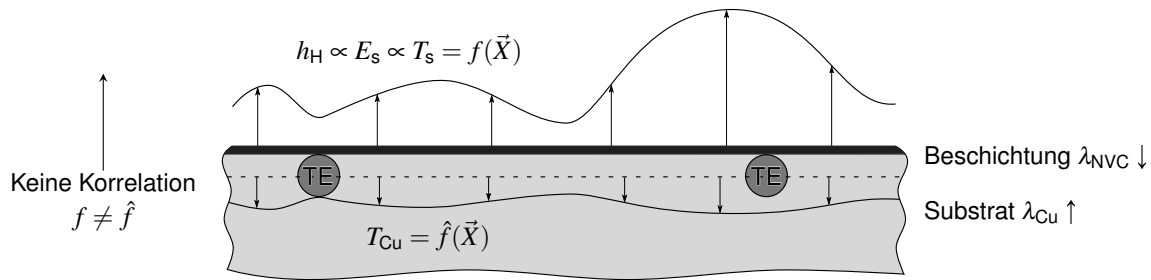


Abbildung 5.7: Temperaturdämpfungsverhalten von Lackschicht und stark konduktivem Substrat

schichtet. Diese haben ihrer Aufgabe geschuldet sehr geringe Wärmeleitfähigkeiten. Zusätzlich werden diese Schichten oft mit wandnormalen Rissen aufgebracht, was eine laterale Wärmeleitung weiter reduziert.

Durch die in diesem Kapitel vorgestellten Korrekturverfahren kann nun erstmals die Temperaturverteilung auf beliebig geformten Oberflächen mittels Infrarotthermographie bestimmt werden. In einem letzten Schritt müssen dann die aus mehreren diskreten Sichtbereichen aufgenommenen Daten auf der Prüflingsgeometrie zusammengesetzt werden. Dafür werden die Temperaturfelder zunächst durch Berechnung der Totalkühleffektivität nach Unterabschnitt 2.3.2 mit den Totaltemperaturen von Heißgas und Kühlluft entdimensioniert. Die verwendeten Temperaturen werden zeitaufgelöst gemessen und zum jeweiligen Zeitpunkt der Bildaufnahme ausgewertet. Dies erlaubt einerseits den Vergleich mit anderen Daten, andererseits werden eventuelle Schwankungen der Randbedingungen und deren Effekt auf die Oberflächentemperatur reduziert.

Falls Datenbereiche in Objektkoordinaten überlappen, wie beispielsweise zwischen **(oz1)** und **(oz3)**, müssen diese Bereiche überblendet werden. Dafür wurde ein neues Verfahren entwickelt, welches in Abschnitt A.3 erläutert wird. Das finale Ergebnis ist eine in 3D-Objektkoordinaten vorliegende Verteilung der Totalkühleffektivität.

6 Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen

Durch die in den vorangegangenen Kapiteln eingeführten neuen Verfahren können Oberflächentemperaturen mit hoher Genauigkeit auf den stark gekrümmten und gekühlten Prüflingen bestimmt werden. Die Ergebnisse dieser Untersuchungen werden im Folgenden vorgestellt.




Das Ziel der Untersuchungen ist die Beurteilung der neuen auf Drallkühlung basierenden Konzepte zur Erhöhung des inneren Wärmeübergangs und damit zur Absenkung der Metalltemperatur. Beurteilt werden die Kühlkonzepte anhand der aerothermischen Randbedingungen sowie der Oberflächentemperatur auf der Heißgasseite. Zur besseren Vergleichbarkeit der absoluten Werte wird zusätzlich eine konventionelle Innenkühlung mit den gleichen Verfahren bewertet. So kann durch eine zusätzliche relative Analyse die Restunsicherheit weiter reduziert werden. In einem ersten Schritt wird die qualitative Verteilung der Totalkühleffektivität auf der Außenfläche der Turbinenrotorschaukel anhand der konventionellen Geometrie untersucht. Diese Verteilung ist für alle Geometrien ähnlich. Anschließend wird die konventionelle Referenzgeometrie quantitativ bewertet. Auf Basis dieser Daten können die neuen internen drallbasierten Geometrien untersucht werden. Bei den neuen Geometrien wird nur der Einsatz zur Drallerzeugung variiert. Es kommen die in Abschnitt 3.2 gezeigten Einsätze zur Verwendung. Hieraus ergeben sich sechs Konfigurationen: Die konventionelle Referenzgeometrie (**CV**) und fünf Drallgeometrien (**GVI**), (**NSG**), (**OSG0**), (**OSG3**), (**OSG8**).

Hierbei dient das Eintrittstotaldruckverhältnis der Kühlluft Π (Gleichung 6.1) bei ansonsten konstanten Größen zur Klassifizierung des Aufwandes analog zu $f_K/f_{K,0}$. Die aus der Oberflächentemperatur abgeleitete Totalkühleffektivität TCE soll bei konstanten Heißgasbedingungen und damit konstantem Heißgaswärmeübergang h_H als Analogie zu $Nu_K/Nu_{K,0}$ optimiert werden. Neben dem Ziel einer möglichst hohen Totalkühleffektivität muss auch die Verteilung dieser berücksichtigt werden. So sollen lokale Abweichungen mit starken Gradienten (*hot spots* oder *cold spots*) vermieden werden.

Der Betriebspunkt für die Heißgasströmung wird konstant gehalten. Für die Kühlluftströmungen werden drei Betriebspunkte analysiert. Der Nennbetriebspunkt wird nach Abschnitt 3.1 bei $\zeta_{100} = 100\% \cdot \zeta$ festgelegt. Davon ausgehend wird ein Betriebspunkt mit hohem Kühlluftmassenstrom von $\zeta_{120} = 120\% \cdot \zeta$ und ein Betriebspunkt mit niedrigem Massenstrom von $\zeta_{90} = 90\% \cdot \zeta$ untersucht. Durch Variation des Massenstroms wird der Eintrittstotaldruck der Kühlluft variiert. Hierbei wird angenommen, dass ein Großteil des für die auf Drallkühlung basierenden Konzepte notwendigen Überdrucks im Drallerzeuger abgebaut wird, die Dichte im Kühlkanal selbst ist näherungsweise gleich¹, ein Effekt auf den Wärmeübergang durch eine Änderung der statischen Dichte aufgrund des erhöhten Vordruckes wird vernachlässigt. Die Eintrittstotaltemperatur und der *split*, also die Massenaufteilung auf Filmkühlung und die beiden Abnahmen an der Schaufelspitze *purge 1* (ζ_{p1}) sowie *purge 2* (ζ_{p2}), werden konstant gehalten. So wird sicher gestellt, dass der gleiche Massenstrom zur Filmkühlung zur Verfügung steht. Lokale Unterschiede in der Filmwirkung sind dann auf lokal veränderte Anströmwinkel β der internen Strömung zurückzuführen.

¹ Aufgrund von unterschiedlicher Geometrie der Kanäle und Verrippung im konventionellen Fall wird der Druckabbau gradueller verlaufen. Am Ende des bzw. der Vorderkantenkanäle ist der Druck dann, bedingt durch die konstanten *purge*-Massenstromverhältnisse angeglichen. Im hinteren Schaufelbereich sind beide internen Geometrien gleich.

Tabelle 6.1: Thermodynamische Randbedingungen der Untersuchungen

	Γ			Π			ζ_{p1}/ζ_{p2}		
	ζ_{90}	ζ_{100}	ζ_{120}	ζ_{90}	ζ_{100}	ζ_{120}	ζ_{90}	ζ_{100}	ζ_{120}
Konventionell (CV)	0,530	0,529		1,09	1,16	1,28	17/10	16/10	
Drall (GVI) 	0,530	0,529		1,07	1,12	1,25	17/10	15/9	
Drall (NSG) 	0,529	0,528	0,527	1,13	1,21	1,36	16/10	15/10	
Drall (OSG0)		0,529	0,528	1,12	1,19	1,34	17/10	16/10	
Drall (OSG3) 	0,530	0,529	0,528	1,15	1,23	1,39	16/10		
Drall (OSG8)	0,528	0,527		1,17	1,26	1,44	16/10	15/10	

Die Randbedingungen für alle durchgeführten Versuche sind in Tabelle 6.1 gegeben. Hierbei beschreiben Γ , Π das Temperatur- sowie das Druckverhältnis und ζ_{p1} , ζ_{p2} die *purge*-Massenstromverhältnisse nach

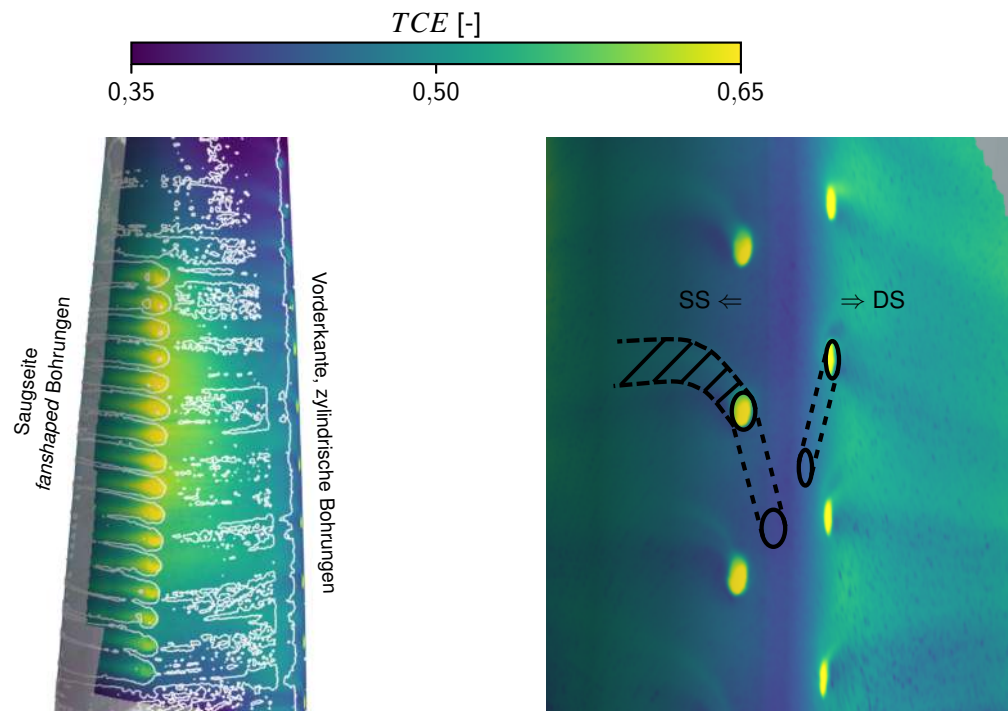
$$\Gamma = \frac{T_{K,1}}{T_{H,1}} \quad \Pi = \frac{p_{K,tot,1}}{p_{H,LE}} \quad \zeta_{p1} = \frac{\dot{m}_{K,21}}{\zeta_i \cdot \dot{m}_H} \quad \zeta_{p2} = \frac{\dot{m}_{K,22}}{\zeta_i \cdot \dot{m}_H} \quad \text{mit } p_{H,LE} = 0,97 \cdot p_{H,tot,1} \quad (6.1)$$

mit den direkt stromab der Schaufelspitze ($M_{K,2i}$, Abbildung 3.1) gemessenen *purge*-Massenströmen $\dot{m}_{K,2i}$. Die Abweichungen der Randbedingungen während dem Testzeitraum einer bestimmten Konfiguration an einem bestimmten Betriebspunkt lagen unter 0,5 %_{rel} für Temperatur- und Druckverhältnis. Die Schwankung der Massenstromaufteilung konnte unter 1,5 %_{rel} gehalten werden. Bei $\zeta_{p1} = 16\%$ Nennwert und Nennmassenstrom der Kühlluft entspricht diese Abweichung $\approx 0,05$ g/s. Diese Abweichungen werden daher nicht explizit angegeben. Weiterhin wird die Massenstromaufteilung auf eine Ganzzahl gerundet. Der maximale Rundungsfehler beträgt 0,1 g/s.

6.1 Analyse der qualitativen Temperaturverteilung

Zuerst wird die qualitative Verteilung der Totalkühleffektivität anhand der konventionellen Geometrie untersucht. Die gezeigten Strukturen sind maßgeblich von der Heißgasströmung geprägt und für alle Konfigurationen ähnlich. Durch eine Zuordnung zu charakteristischen Strömungsstrukturen aus den Ölvisualisierungen können die Effekte beurteilt werden. Im Folgenden werden die finalen Kühleffektivitäten der konventionellen Geometrie am Nennbetriebspunkt ζ_{100} in Falschfarbendarstellung mit den Konturlinien der Ölfarben auf der 3D Geometrie überlagert. Die Konturwerte der Öllinien haben keine physikalische Bedeutung und werden daher nicht explizit erwähnt. Sprünge an den Bildgrenzen der Ölvisualisierung können nicht vermieden werden, da leichte Belichtungsunterschiede zwischen den einzelnen Bildern vorliegen. Zur besseren Orientierung sind die drei wichtigsten Ansichten in Abbildung 6.3 eingetragen.

Anhand der niedrigen Kühleffektivität entlang der Vorderkante, dargestellt in Abbildung 6.1(a) rechts bzw. im Detail in Abbildung 6.1(b), lässt sich die Lage der Staulinie bestimmen. Aufgrund der minimalen Grenzschichtdicke und dem daraus resultierenden hohen Wärmeüber-



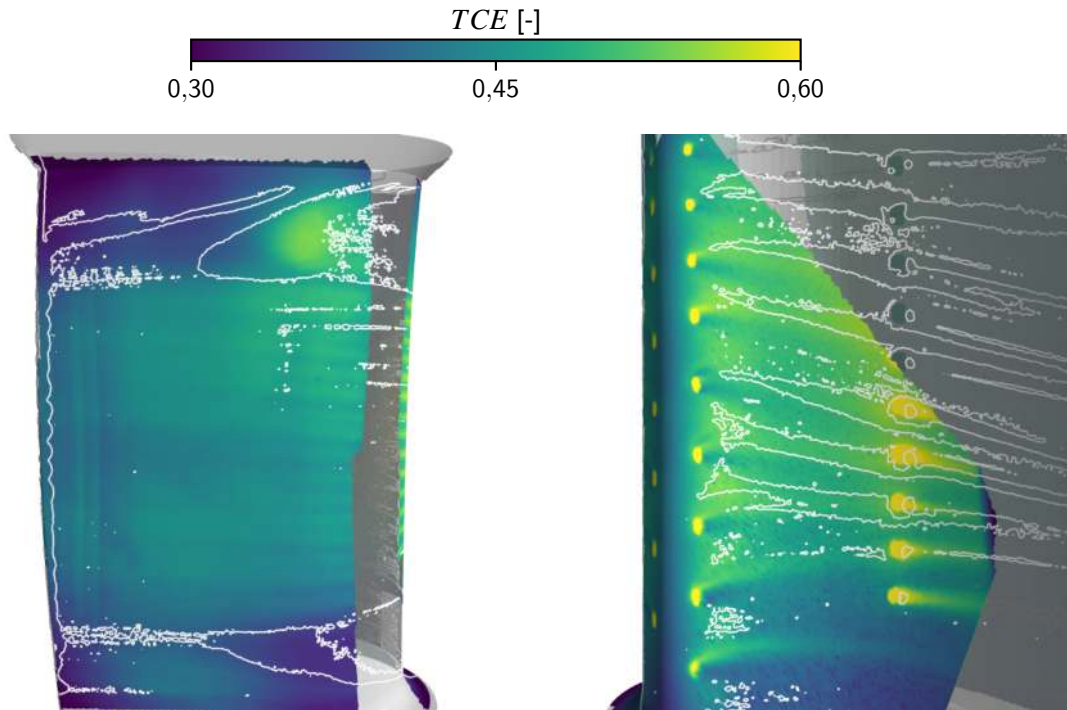
(a) Verteilung der Kühleffektivität und Konturen der Ölvisualisierung. Ansicht Front
 (b) Verteilung der Kühleffektivität, Detailansicht Staupunkt

Abbildung 6.1: Verteilung der Kühleffektivität und Konturen der Ölvisualisierung. Vorderer Schaufelbereich. Konventionelle Geometrie, Betriebspunkt ζ_{100}

gangskoeffizienten wird hier das globale Minimum der Kühleffektivität erreicht. Die Staulinie liegt entlang der gesamten Schaufelhöhe auf der geometrisch definierten Vorderkante. Die korrekte Anströmung des Prüflings kann so nochmals bestätigt werden.

Stromab der Vorderkante, entlang der Saugseite, ist ein in Strömungsrichtung schneller Anstieg der Kühleffektivität zu beobachten. Durch Ausbildung der Grenzschicht nimmt der heißgasseitige Wärmeübergangskoeffizient ab, die Wandstärke wird reduziert und die Wärmeabfuhr an den Bohrungsinflächen der folgenden, stark angestellten (siehe auch Abbildung 3.2(a)), saugseitigen Filmkühlreihe nimmt zu. Anhand der Ölvisualisierung ist eine Aufstauung der Strömung an den saugseitigen Filmkühlbohrungen zu erkennen, gefolgt von einer Beschleunigung nahe der jeweiligen Endwände.

Der Bereich stromab der Filmkühlreihe wird in Abbildung 6.2(a) gezeigt. Der mittlere Schaufelbereich von $\approx 15\%$ bis $\approx 85\%$ Schaufelhöhe ist durch die stromauf liegende Filmkühlreihe effektiv gekühlt. Die verwendete Diffusorgeometrie begünstigt die hohe laterale Abdeckung bei gleichmäßiger Effektivitätsverteilung sowie die in Strömungsrichtung langsame, graduelle Ausmischung des Kühlfilms. Die erreichte Totalkühleffektivität wird hier maßgeblich durch die Filmkühleffektivität beeinflusst. Ein deutlicher Unterschied der Totalkühleffektivität ergibt sich stromab der Bereiche ohne Filmkühlbohrungen nahe der Endwände. Die in der Ölvisualisierung sichtbare Staulinie des nabenseitigen Passagenwirbels kann mit einem Bereich niedriger Totalkühleffektivität verbunden werden. Der Passagenwirbel mischt vermutlich



(a) Verteilung der Kühleffektivität und Konturen der Ölvisualisierung. Ansicht Saugseite (b) Verteilung der Kühleffektivität und Konturen der Ölvisualisierung. Ansicht Druckseite

Abbildung 6.2: Verteilung der Kühleffektivität und Konturen der Ölvisualisierung. Konventionelle Geometrie, Betriebspunkt ζ_{100}

Heißgas in die Grenzschicht. Dieser Bereich kann bis zur Hinterkante verfolgt werden. An der Schaufelspitze ist dagegen ein Bereich hoher Kühleffektivität zu erkennen. Dieser lässt sich mit dem in Abschnitt 3.3 beschriebenen Ablösegebiet erklären, das durch die vorher beschriebene Aufstauung verstärkt wird. Dieses wirkt als Pufferzone mit geringer Mischung in Wandnormalenrichtung, der Heißgaswärmeübergang wird reduziert. Der kleinere, endwandseitige Hufeisenwirbel wandert erst stromab dieses Gebietes an der Schaufel in Richtung der Nabe. Während diese Grenzlinie durch die Ölvisualisierung deutlich zu erkennen ist, kann dieser in den Daten der Totalkühleffektivität keine klar zu erkennende Struktur zugeordnet werden.

Kurz stromauf der Hinterkante sind mehrere Sprünge der Kühleffektivität zu erkennen. Diese sind auf eine inhomogene Strahlung der Scheibenrahmen zurückzuführen und damit an keine Änderung der Oberflächentemperatur bzw. der Kühleffektivität gekoppelt.

Die Darstellung stromab der Vorderkante entlang der Druckseite wird in Abbildung 6.2(b) gezeigt. Durch die Anstellung der Filmkühlbohrungen am Staupunkt ergibt sich eine stark inhomogene Verteilung der Totalkühleffektivität stromab der Vorderkante. Im Mittel steigt diese aber wie auch entlang der Saugseite an. Weiterhin ist die schon in Abschnitt 3.3 beschriebene Umlenkung der Strömung zu niedrigeren Radien zu beobachten. Die Strukturen der Kühleffektivität bestätigen die Prognose der Ölvisualisierung.

Durch die hohe Auflösung des Messsystems können nun auch Details wie die Struktur der einzelnen Filmkühlstrahlen dargestellt werden. Abbildung 6.1(b) zeigt diese Strukturen im Bereich

der nabennahen Vorderkante in starker Vergrößerung. Durch die starke Anstellung der Bohrungen sowohl bezüglich der Heißgasströmung als auch der Kühlluftströmung aus fertigungstechnischen Gründen weicht die Kühleffektivität stark von den Prognosen aus bisherigen Untersuchungen ab (zusammengefasst in Unterabschnitt 2.2.2). Direkt stromab des Bohrungsaustrittes ist eine niedrige Kühleffektivität zu beobachten. Das Heißgas (Hauptströmungsrichtung in gegebener Darstellung näherungsweise horizontal) trifft auf den austretenden Kühlluftstrahl und bildet ein Wirbelsystem, das den Wärmeübergangskoeffizienten erhöht. Der eigentliche Kühlfilm bildet sich oberhalb der Bohrung und überdeckt nur einen schmalen, scharf abgegrenzten Bereich (in Abbildung 6.1(b) schraffiert). Darüber hinaus lässt sich eine Aufspaltung des Kühlfilms erkennen, die sich vor allem bei den nabennahen Bohrungen der Filmkühlreihen an der Vorderkante ausbildet. Der hier höhere Totaldruck der Kühlluft führt zu einer Erhöhung des Massenstroms durch diese Bohrungen und damit zu einer stärkeren Ausprägung des Nierenwirbelpaares. Bei gegebenem Betriebspunkt der konventionellen Geometrie führt die Ausbildung des hoch intensiven Wirbelpaares zur Aufspaltung des Kühlluftstrahls beim Austritt aus der Bohrung. Das Heißgas kann dann zwischen den Teilstrahlen eindringen. Die Wirbelstruktur und deren Veränderung bei verschiedenen Betriebspunkten konnte von Stichling (2018) gezeigt werden, die Aufspaltung des Strahles wurde in den durchgeführten numerischen Untersuchungen jedoch nicht beobachtet.

Die im vorangegangenen Abschnitt gezeigten Strukturen der Totalkühleffektivität konnten den wichtigsten Strukturen der Sekundärströmung im Heißgaskanal zugeordnet werden. Diese sind, zumindest qualitativ, bei allen untersuchten Geometrien zu finden. Ein quantitativer Vergleich verschiedener Konzepte kann daher anhand von lokal gemittelten Daten durchgeführt werden.

6.2 Untersuchung der Referenzgeometrie

Zusätzlich zur qualitativen Untersuchung des Temperaturfeldes werden die Daten im Folgenden auch quantitativ beurteilt. Aufgrund der erreichten Ähnlichkeit zwischen Versuch und Maschine können die so bestimmten Kühleffektivitäten direkt zur Bestimmung von absoluten Oberflächentemperaturen von Bauteilen in Maschinenumgebung verwendet werden. Die ermittelten Kühleffektivitäten werden an mehreren diskreten Positionen über die Schaufelhöhe unter Berücksichtigung der Fläche (bei gleicher Erstreckung des Einzugsbereiches in Richtung der Laufkoordinate also der Höhe des Bereiches) gemittelt und über die gemittelte Position auf der Prüflingsoberfläche aufgetragen. Die Positionen der Mittelung sind in Abbildung 6.3 als Diamanten dargestellt. Diese Positionen werden anhand einer Parametrisierung der Lauflänge entlang der Saugseite (positives Vorzeichen, rechts des Staupunktes) und entlang der Druckseite (negatives Vorzeichen, links des Staupunktes) entdimensioniert und über diese Laufkoordinate aufgetragen. Der Staupunkt ist als senkrechte, gepunktete Linie markiert. Die lineare Interpolation dient nur zur Visualisierung des Trends.

Die über die Schaufelhöhe gemittelten Kühleffektivitäten für die konventionelle Geometrie bei drei Betriebspunkten sind in Abbildung 6.4 dargestellt. Die minimale Totalkühleffektivität TCE wird, wie schon aus den dreidimensionalen Daten in Abschnitt 6.1 ersichtlich, am Staupunkt erreicht. Eine Steigerung des Kühlluftmassenstroms führt hier zu einer annähernd linearen Stei-

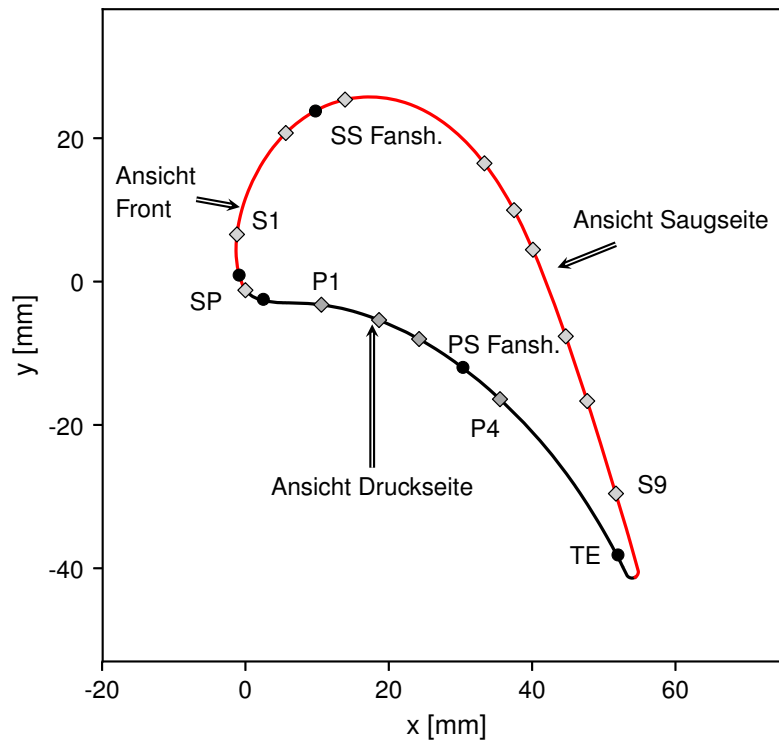


Abbildung 6.3: Mittelschnitt Seitenverhältnis 1 : 1 mit Punkten der Mittelung über die Schau- felhöhe und Positionen der Filmkühlbohrung und Blickrichtungen für die 3D Daten. Druckseite schwarz, Saugseite rot. Kühlluftreihen •, Auswertepositionen ♦

gerung der Kühleffektivität. Im Mittel wird eine Kühleffektivität von $TCE \approx 42,5\%$ erreicht, was dem in Unterabschnitt 2.3.2 genannten Minimum entspricht. Da diese Daten von der schon im Betrieb erprobten Geometrie stammen, können so die Messmethodik und die Genauigkeit der quantitativen Ergebnisse nochmals bestätigt werden.

In Hauptströmungsrichtung entlang der Druckseite kann zuerst ein schneller Anstieg der Totkühleffektivität beobachtet werden. Die leicht stromab vom Staupunkt liegenden Kühlluftbohrungen senken die effektive Temperatur für den Wärmeübergang auf der Heißgasseite. Die Grenzschicht auf der Heißgasseite dickt auf und reduziert so den Wärmeübergangskoeffizienten h_k . Außerdem wird hier der Bereich der inneren Verrippung erreicht. Letztlich sinkt die Wandstärke. Weiter stromab bleibt die Kühleffektivität annähernd konstant, in diesem Bereich überlagern sich mehrere Effekte. Zwar wird durch eine weitere Reihe Filmkühlbohrungen zwischen P3 und P4 ein neuer Kühlfilm erzeugt und so die Filmkühleffektivität wieder erhöht, jedoch steigt die Temperatur der Kühlluft am Übergang zwischen Vorderkantenkanal und erstem rückläufigen Multipass an.

Entlang der Saugseite stromab der Vorderkante steigt die Kühleffektivität ebenfalls schnell an. Dies ist auf vergleichbare Effekte wie auf der Druckseite und den weitestgehend symmetrischen Aufbau der vorderen Kühlkanäle zurückzuführen. Die maximale Kühleffektivität wird im Bereich der saugseitigen *fan-shaped*-Bohrungen erreicht (S2 ca. zwei Diffusordurchmesser stromauf, S3 ca. zwei Diffusordurchmesser stromab der jeweiligen Diffusorkanten).

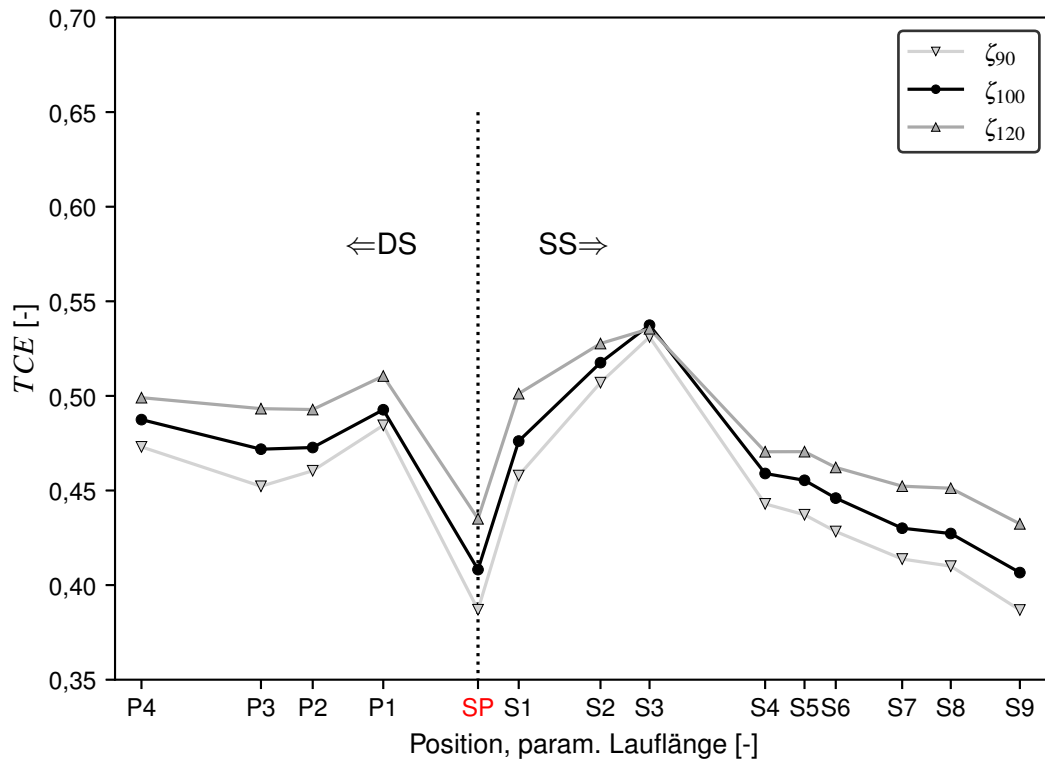


Abbildung 6.4: Verlauf der gemittelten Totalkühleffektivität der Referenzgeometrie, drei Betriebspunkte

Aufgrund der hohen Anstellwinkel und damit großen inneren Oberflächen der Bohrungen kann die Kühlluft schon vor dem Austritt aus dem Diffusor Wärme aufnehmen.

Am Punkt S3 direkt nach den Bohrungen kann von der TCE direkt auf die Filmkühleffektivität geschlossen werden, da diese an dieser Position der maßgebliche Effekt der Kühlung ist. Hier wird ein vom Betriebspunkt unabhängiger Maximalwert erreicht. Eine Erhöhung des Kühlluftmassenstromes (und damit des Druckverhältnisses Π bzw. des Innendruckes $p_{K,tot}$) führt zu keiner weiteren Erhöhung der Filmkühleffektivität. Dies ist auf ein zu hohes Impulsverhältnis und damit ein Ablösen der Kühlluftstrahlen, vor allem nahe des Schaufelfußes, zurückzuführen. Dieser Effekt konnte auch von Stichling (2018) numerisch gezeigt werden.

Im stromab liegenden Schaufelbereich nimmt die Totalkühleffektivität graduell ab. Zwar dickt die Grenzschicht auf und der heißgasseitige Wärmeübergangskoeffizient h_K nimmt ab, dies wird aber von einer abnehmenden Kühlwirkung überlagert: Wie in Abbildung 6.2(a) gezeigt, wandern die saugseitigen Äste der naben- und gehäuseseitigen Hufeisenwirbel an der Schaufeloberfläche nach innen und mischen dabei Heißgas ein. Dies führt im Mittel über die Schaufelhöhe zu einer reduzierten Kühleffektivität. Weiterhin nimmt die Filmkühleffektivität im mittleren Schaufelbereich durch Ausmischung in Strömungsrichtung ab. Letztlich ist die interne Kühlung der Hinterkante aufgrund der kleinen Kanäle und damit ungünstigen Flächenverhältnisse

zwischen Außenfläche und Kühlkanalfläche² und der im hinteren Bereich des Kühlsystems deutlich ansteigenden Temperaturen der Kühlluft ineffektiv. Die Kühleffektivität sinkt an der Hinterkante nahezu auf den Minimalwert der Vorderkante.

6.3 Untersuchung der Drallgeometrien

Die Untersuchung der Kühleffektivität der Drallgeometrien wird analog zur Untersuchung der konventionellen Geometrie durchgeführt. Neben den absoluten Daten werden zusätzlich relative Effektivitäten untersucht, als Referenz dient der konventionelle Fall am jeweiligen Betriebspunkt. In den folgenden Darstellungen sind links (durchgezogene Linien) die absoluten Werte der Totalkühleffektivität analog zu Abbildung 6.4 dargestellt, rechts daneben (gestrichelte Linien) werden die relativen Daten gezeigt. Da für die konventionelle Geometrie bereits Maschinendaten vorhanden sind, ergibt sich so eine zweite Möglichkeit der Skalierung zurück zur Maschine. Diese relative Skalierung ist nochmals robuster, da so auch Auslegungsfehler des Prüfstandes ausgeglichen werden.

6.3.1 Kühleffektivität der GVI-Geometrie

Die (GVI)-Geometrie ist als axialer Drallerzeuger mit Nabe und mehreren Schaufeln mit kurzen Sehnen aufgebaut (siehe auch Abbildung 3.3). Bei gegebenen Massenströmen benötigt dieser Drallerzeuger das geringste Eintrittstotaldruckverhältnis Π aller Konfigurationen inklusive der konventionellen Geometrie. Dies führt zu einer niedrigen Drallzahl und damit zu einem vergleichsweise niedrigen internen Wärmeübergang. Dies muss speziell im Bereich der Vorderkante sichtbar sein, da die Drallgeometrien hier auf zusätzliche Turbulatoren an den Innenwänden verzichten. Die absolute und die relative Performance der (GVI)-Geometrie wird in Abbildung 6.5 gezeigt.

Der qualitative Verlauf der absoluten Kühleffektivität, gezeigt in Abbildung 6.5(a), ist mit dem der konventionellen Geometrie vergleichbar. Dieser ergibt sich maßgeblich aus den in Abschnitt 6.1 beschriebenen, vom Heißgas aufgeprägten Strukturen. Die absolute Totalkühleffektivität am Staupunkt ist mit $TCE \approx 32\%$ deutlich geringer und unter dem für einen sicheren Betrieb notwendigen Wert. Die Gradienten stromab des Staupunktes, insbesondere entlang der Saugseite, sind größer, was zu einer unerwünschten Erhöhung der thermischen Spannungen führen kann. Die Betriebspunktabhängigkeit der Totalkühleffektivität ist wieder annähernd linear. Das bei der konventionellen Geometrie zu beobachtende Zusammenfallen der Kurven nach den saugseitigen *fan-shaped*-Bohrungen bei S3 entfällt. Die Rotationsrichtung des Dralls ist gegenläufig zur Richtung der Filmkühlbohrungen. Dies führt nach Unterabschnitt 2.3.1 zu einer Reduktion des Durchflusskoeffizienten und damit auch des Impulsverhältnisses. Durch diese Reduktion hebt der Kühlluftstrahl heißgasseitig nicht von der Oberfläche ab, ein geschlossener

² Die Hinterkante der verwendeten Rotorschaukelgeometrie wird durch stark angestellte, diskrete Bohrungen auf der Druckseite gekühlt. Der momentane Stand der Technik sieht weitaus komplexere Kühlsysteme für die Hinterkante vor. Hier werden inzwischen großflächige Hinterkantenschlitze, eine Entfernung der druckseitigen Fläche nahe der Hinterkante und eine Vielzahl interner Turbulatoren eingesetzt, die alle zu einer Steigerung der Kühleffektivität im Hinterkantenbereich führen.

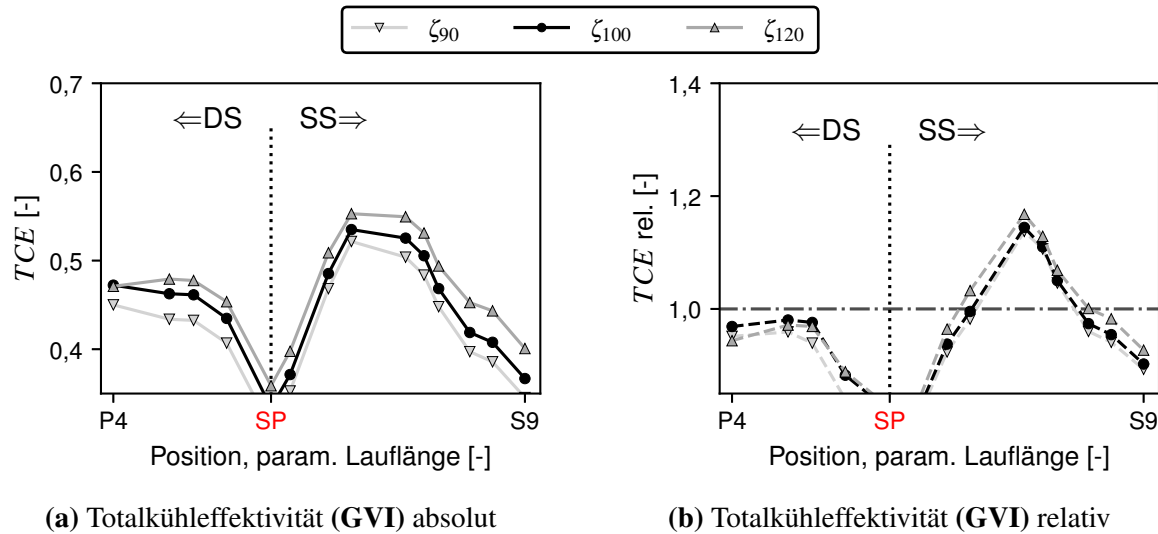


Abbildung 6.5: Verlauf der gemittelten Totalkühleffektivität, (GVI), drei Betriebspunkte

Kühlfilm wird gebildet. Eine Veränderung zu Betriebspunkten mit erhöhtem Massenstrom führt dann zu einer Erhöhung des internen Totaldruckes $p_{K,tot}$ und damit zu einer Erhöhung der Ausblaserate bei geschlossenem Kühlfilm, was die Filmkühleffektivität erhöht.

Der relative Verlauf der Kühleffektivität wird in Abbildung 6.5(b) gezeigt. Auch im Vergleich zeigt sich die stark reduzierte Kühlwirkung im Bereich der Vorderkante. Das relative Verhalten ist, bis auf die Abweichung an S3, im Rahmen der Messgenauigkeit betriebspunktunabhängig. Im Mittel über die gesamte Schaufel stellt sich eine verringerte Kühleffektivität ein. Nur im Bereich der saugseitigen Filmkühlbohrungen, vor allem unmittelbar stromab dieser, kann eine Steigerung der Totalkühleffektivität erreicht werden. Da hier die Filmkühleffektivität den größten Einfluss auf die Totalkühleffektivität hat, lässt sich dieser Sachverhalt durch zwei Effekte erklären: Durch die oben beschriebenen Veränderungen in der Kinematik der Durchströmung dieser Bohrungen wird die Filmkühleffektivität erhöht. Weiterhin ist die Kühlluft durch die verringerte Wärmeaufnahme im Vorderkantenbereich im Mittel kälter, was insbesondere im Bereich starker Filmkühlung zu einer Reduktion des treibenden Temperaturgradienten auf der Heißgasseite führt.

Aufgrund der im Mittel stark gesunkenen Totalkühleffektivität TCE , der zu niedrigen Totalkühleffektivität im Vorderkantenbereich und der hohen Gradienten kann dieser Drallerzeuger nicht für die Verwendung empfohlen werden. Des Weiteren ist die Fertigung mit konventionellen Verfahren (z. B. Feinguss) nicht sicherzustellen. Daher müssen weitere Drallerzeuger untersucht werden.

6.3.2 Kühleffektivität der NSG-Geometrie

Die (NSG)-Geometrie ist weiterhin als axialer Drallerzeuger mit zentraler Nabe aufgebaut. Die einzelnen Leitschaufeln mit kurzer Sehne der (GVI)-Geometrie werden durch drei stark verwundene Leitschaufeln mit hoher Sehnenlänge ersetzt (siehe auch Abbildung 3.3). Das Eintrittstotaldruckverhältnis Π steigt und liegt für die untersuchten Betriebspunkte über dem der

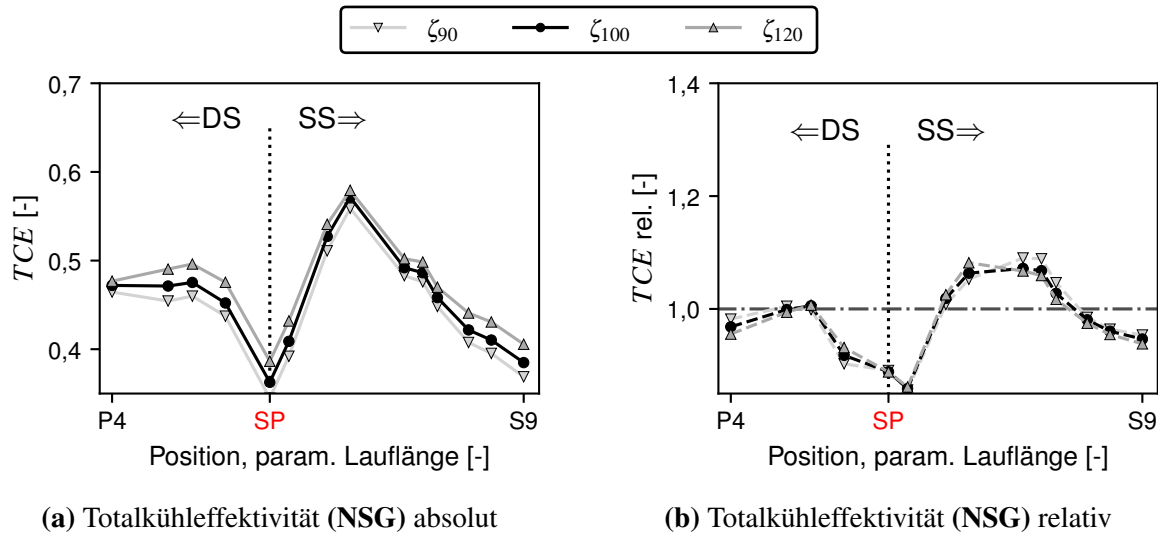


Abbildung 6.6: Verlauf der gemittelten Totalkühleffektivität, (NSG), drei Betriebspunkte

konventionellen Geometrie. Die gemittelten Ergebnisse der experimentellen Untersuchung werden in Abbildung 6.6 gezeigt. Die absoluten Daten, Abbildung 6.6(a), zeigen qualitativ einen der (GVI)-Geometrie vergleichbaren Verlauf. Das mittlere Niveau der Totalkühleffektivität sowie die Totalkühleffektivität am Staupunkt sind höher im Vergleich zur (GVI)-Geometrie. Dies ist auf die mutmaßlich (numerische Voruntersuchungen von Rolls-Royce Deutschland, 2017) erhöhte Drallzahl Y , abgeleitet vom erhöhten Eintrittstotaldruckverhältnis Π , zurückzuführen. Stromab der Vorderkante in Richtung der Saugseite sind wieder starke Gradienten zu beobachten. Die maximale Totalkühleffektivität wird an S3 erreicht. Die Betriebspunktabhängigkeit nimmt ab. Mit steigender Drallzahl steigt die tangentiale Geschwindigkeitskomponente und damit der relative Einströmwinkel in die Bohrungen und begrenzt die maximale Ausblaserate schon bei Betriebspunkten mit niedrigem Massenstrom. Der Vergleich zur konventionellen Geometrie, dargestellt in Abbildung 6.6(b), zeigt weiterhin eine schlechtere Performance. Die Kühleffektivität am Staupunkt und unmittelbar stromab desselben sowohl in Richtung der Druckseite als auch der Saugseite ist geringer als die der konventionellen Geometrie. Die interne Kühlung und die Versorgung der zylindrischen Filmkühlbohrungen am Staupunkt kann durch den internen Drall nicht gewährleistet werden. Die Druckseite stromab zeigt eine mit dem konventionellen Fall vergleichbare Totalkühleffektivität. Die Saugseite zeigt speziell im Bereich der Diffusorbohrungen eine breiter verteilte, leicht verbesserte Kühleffektivität. Dies kann wieder durch die kältere Kühlluft erklärt werden. Im Bereich der Hinterkante fällt die Kühleffektivität dann stärker ab. Da die interne Geometrie an dieser Position bei allen Prüflingen gleich ist, kann eine mögliche Erklärung das im Mittel höhere Temperaturniveau der Schaufel und die damit geringere Wärmeleitung von der dünnen Hinterkante zu stärker gekühlten Bereichen sein. Durch eine Steigerung der Kühleffektivität am Staupunkt konnten die Gradienten reduziert werden. Im Mittel liegt die Totalkühleffektivität immer noch unter der der konventionellen Geometrie. Speziell an der Vorderkante und direkt stromab dieser ist die Totalkühleffektivität geringer. Weiterhin ist die Fertigung der (NSG)-Geometrie mit klassischen Gussverfahren schwer möglich. Der Einsatz dieser Geometrie kann also für eine Verwendung in der Maschine ebenfalls nicht empfohlen werden.

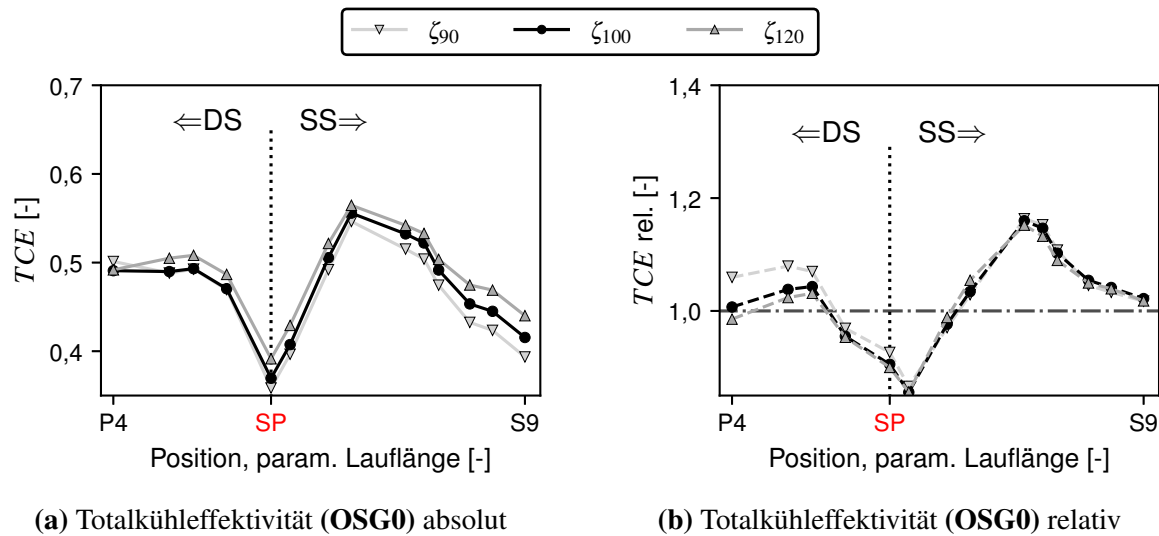


Abbildung 6.7: Verlauf der gemittelten Totalkühleffektivität, (ζ_{OSG0}), drei Betriebspunkte

6.3.3 Kühleffektivität der OSG-Geometrien

Die zuvor präsentierten Ergebnisse der beiden Drallgeometrien (GVI) und (NSG) konnten noch kein positives Urteil im Sinne einer technischen Nutzung dieser neuen Konzepte zulassen. Aus diesem Grund wurde eine dritte geometrische Variation von Drallerzeugern gefertigt. Die ($OSGi$)-Geometrien (siehe Abbildung 3.3) werden ohne zentrale Nabe gefertigt. Zwei Leitgitter werden am äußeren Umfang angebracht und erzeugen so die Drallströmung. Im Bezug auf die vorher aufgezeigten Mängel ergeben sich so neue Potentiale: Durch den Aufbau ohne Nabe ist die (Serien-)Fertigung im Feinguss-Verfahren der eigentlichen Rotorschaukel prinzipiell möglich. Durch eine parametrische Auslegung lässt sich die Versperrung und damit sowohl das Eintrittstotaldruckverhältnis Π als auch die Drallzahl Y variieren (numerische Voruntersuchungen durchgeführt von Rolls-Royce Deutschland, 2017).

Im Folgenden werden die Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen von drei Variationen der (OSG)-Geometrie vorgestellt: ($OSG0$), ($OSG3$) und ($OSG8$). Hierbei beschreibt der Laufindex im Namen die geometrische Versperrung (steigend). Aus Tabelle 6.1 können die Randbedingungen der Versuche entnommen werden. Wie aus den Ergebnissen der Vorauslegung zu erwarten war, steigt das Eintrittstotaldruckverhältnis Π mit steigendem Laufindex an, die Drallzahl Y nimmt mutmaßlich zu. Während ($OSG0$) und ($OSG3$) vergleichbare Druckverhältnisse wie die (NSG)-Geometrie zeigen, ist die ($OSG8$)-Geometrie auf ein deutlich höheres Eintrittstotaldruckverhältnis ausgelegt.

Die Ergebnisse der Untersuchung der ersten Geometrie ($OSG0$) werden in Abbildung 6.7 dargestellt. Die absoluten Daten, Abbildung 6.7(a), zeigen wieder den erwarteten qualitativen Verlauf der vorher untersuchten Geometrien. Am Staupunkt konnte das mittlere Niveau der Kühleffektivität trotz niedrigerem Eintrittstotaldruckverhältnis gegenüber der (NSG)-Geometrie gehalten werden. Auch analog zu dieser Geometrie stellt sich der Verlauf der Totalkühleffektivität entlang der Saugseite ein. Das Maximum der Kühleffektivität verschiebt sich leicht stromab in Richtung S4, der folgende Gradient in Strömungsrichtung ist geringer. Dies führt zu einer wei-

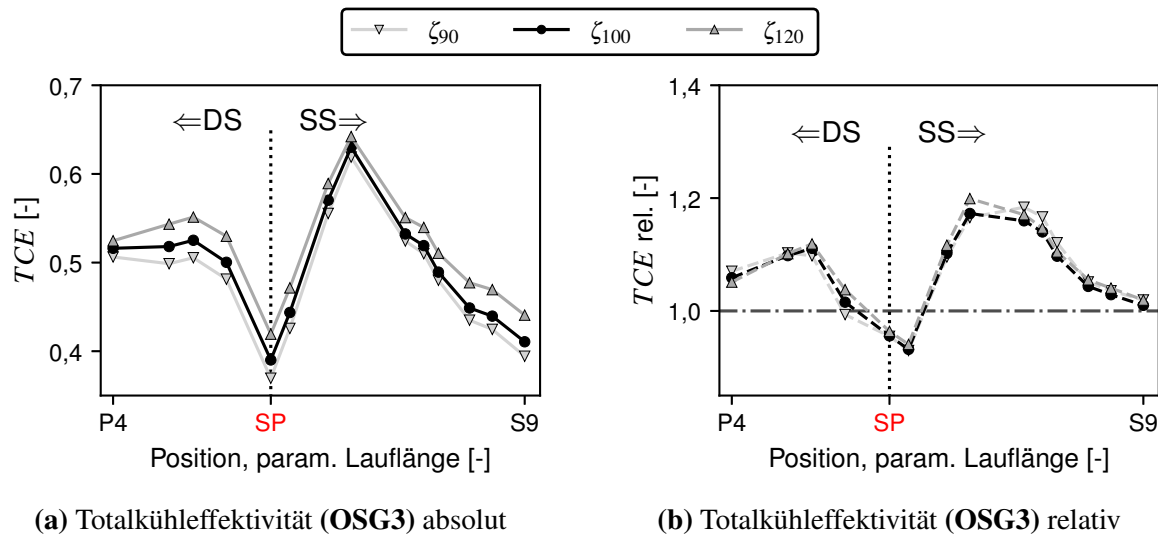


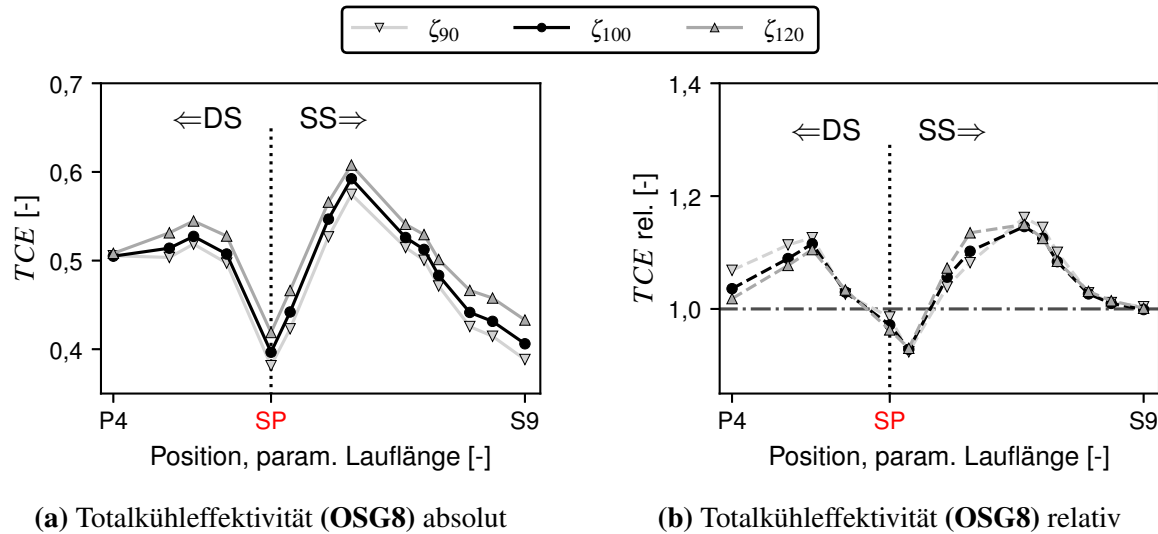
Abbildung 6.8: Verlauf der gemittelten Totalkühleffektivität, (OSG3), drei Betriebspunkte

teren Überdeckung des gut gekühlten Bereichs und damit einer im Mittel sinkenden Prüflingstemperatur. Dies ist vor allem im Bereich der Hinterkante im Vergleich zu dem konventionellen Konzept (Abbildung 6.7(b)) zu beobachten. Hier wird erstmals durchgehend eine erhöhte Kühleffektivität beobachtet. Weiterhin lässt sich anhand der relativen Kühleffektivitäten die immer noch präsente, reduzierte Kühlwirkung des Staupunktes und des Bereiches unmittelbar stromab des Staupunktes auf Druck- sowie Saugseite erkennen. Auf der Druckseite ergibt sich eine bisher nicht beobachtete Anomalie, bei der der niedrigste Betriebspunkt eine im Vergleich deutlich erhöhte Kühleffektivität aufweist. Dies ist auch bei den folgenden (OSG)-Geometrien in unterschiedlicher Ausprägung zu erkennen. Es wird vermutet, dass komplexe, betriebspunktabhängige Sekundärströmungen im ersten radial nach innen durchströmten Kanal (siehe auch Abbildung 3.2(b)) die Einströmung in die Filmkühlbohrungen beeinflussen.

Zusammenfassend erreicht die (OSG0)-Geometrie eine der (NSG)-Geometrie vergleichbare Kühlwirkung bei geringerem Eintrittstotaldruckverhältnis Π . Gleichzeitig ist diese Gestaltung des Drallerzeugers in den Fertigungsprozess integrierbar.

Im Folgenden werden die in Abbildung 6.8 dargestellten Verläufe der gemittelten Totalkühleffektivitäten der (OSG3)-Geometrie untersucht. Diese Geometrie zeigt eine erhöhte Versperung und damit ein erhöhtes Eintrittstotaldruckverhältnis Π . Schon in den in Abbildung 6.8(a) dargestellten Verläufen der absoluten Totalkühleffektivität lässt sich eine deutliche Steigerung derselben erkennen. Im Bereich der *fan-shaped*-Bohrungen auf der Saugseite an S3 werden mit $TCE \approx 65\%$ die bisher höchsten Effektivitäten beobachtet. Die Abhängigkeit vom Betriebspunkt, gerade nach den Filmkühlbohrungen, ist weiterhin niedrig. Der Gradient in Strömungsrichtung nach der Position S3 ist ebenso niedrig, eine breite Überdeckung der gut gekühlten Regionen kann erreicht werden. Am Staupunkt wird mit $TCE \approx 40\%$ erstmals eine der konventionellen Geometrie ähnliche Kühlwirkung erreicht.

Die relativen Daten, dargestellt in Abbildung 6.8(b), können diese positive Prognose bestätigen. Bis auf den kritischen Bereich am Staupunkt und direkt stromab auf der Saugseite konnte die Totalkühleffektivität erhöht werden. Auf der Druckseite kann eine Steigerung von $\approx 10\%$ er-

Abbildung 6.9: Verlauf der gemittelten Totalkühleffektivität, (OSG8), drei Betriebspunkte

reicht werden, die auf die verbesserte Wärmeabfuhr an der Kanalinnenseite zurückzuführen ist. Auch auf der Saugseite konnte die Totalkühleffektivität erhöht werden. Diese Erhöhung liegt im besten Fall bei bis zu $\approx 22\%$. Hierzu trägt im vorderen Bereich der Saugseite die verbesserte Innenkühlung bei, an den Diffusorbohrungen (S2 und S3) dominiert mutmaßlich das besser angepasste Impulsverhältnis. Der stromab liegende Bereich bis zur Hinterkante profitiert von einem generell gesunkenem Temperaturniveau des Prüflings. Durch Verwendung der (OSG3)-Geometrie kann eine global verbesserte Kühlung erreicht werden. Der Bereich am Staupunkt und der direkt stromab liegenden Saugseite verbleibt mit leicht verschlechterter Kühlwirkung.

Zuletzt werden die Kühleffektivitäten der (OSG8)-Geometrie diskutiert, die in Abbildung 6.9 dargestellt werden. Bei dieser Geometrie liegt das Eintrittstotaldruckverhältnis mit $\Pi = 1,26$ am Nennbetriebspunkt über dem der anderen untersuchten Drallerzeuger. Trotzdem kann keine weiter verbesserte Kühlwirkung erreicht werden. Am Staupunkt ist die erreichte Totalkühleffektivität ähnlich der der (OSG3)-Geometrie. Der Verlauf stromab entlang der Saugseite ist ebenfalls vergleichbar, die erreichte maximale Totalkühleffektivität, speziell nach S3, bleibt unter der der (OSG3)-Geometrie. Die weiter erhöhte Drallzahl führt mutmaßlich zu stark gestörten Einströmbedingungen für die Diffusorbohrungen und damit zu einer gesenkten Filmkühleffektivität.

Auch die relativen Daten, gezeigt in Abbildung 6.9(b), können diesen Sachverhalt abbilden. Zwar wird wieder eine, bis auf den Bereich am Staupunkt, durchgehend erhöhte Totalkühleffektivität erreicht, das mittlere Niveau sowie das Maximum auf der Saugseite ist aber geringer als beim vorher untersuchten Fall. Die bei der (OSG0)-Geometrie beschriebene Anomalie auf der Druckseite ist wieder zu beobachten. So wird trotz einer weiteren Erhöhung des Eintrittstotaldruckverhältnisses Π keine maßgebliche Verbesserung der Totalkühleffektivität erreicht.

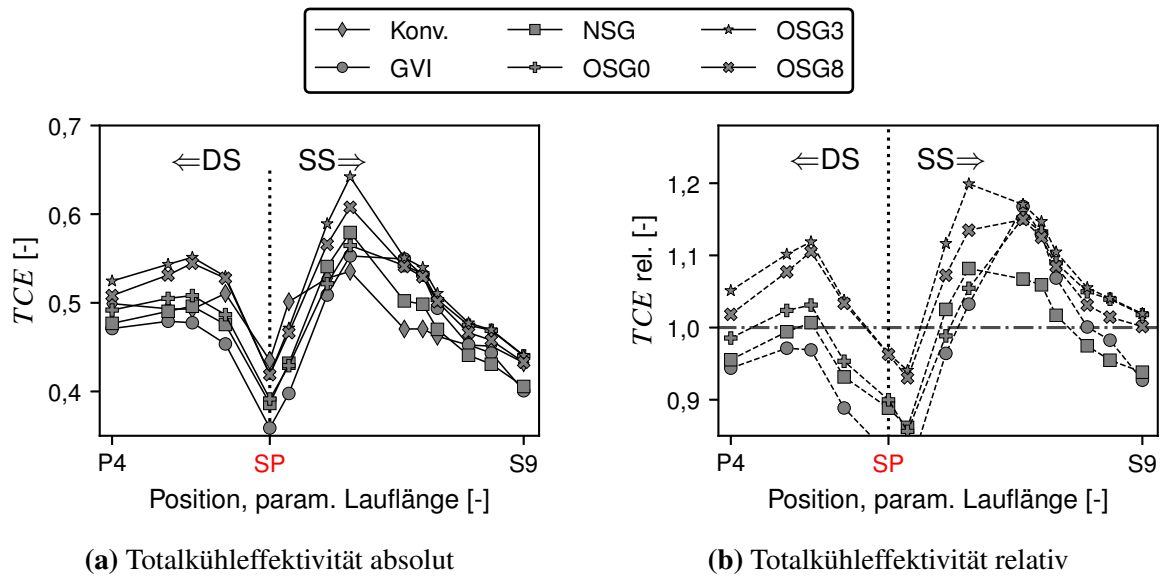


Abbildung 6.10: Verlauf der gemittelten Totalkühleffektivität, Vergleich der Geometrien bei Nennbetriebspunkt

6.4 Vergleich und abschließende Bewertung der Konzepte

Abschließend werden im Folgenden alle untersuchten Geometrien nochmals verglichen. Es werden wieder die absoluten und relativen, über die Schaufelhöhe gemittelten, Totalkühleffektivitäten, dargestellt in Abbildung 6.10, verwendet. Aufgrund der geringen, meist annähernd linearen Abhängigkeit des Betriebspunktes werden für jedes Konzept nur die Daten am Nennbetriebspunkt ζ_{100} gezeigt. Die absoluten Daten sind in Abbildung 6.10(a) zusammengefasst, die relativen Daten in Abbildung 6.10(b). Beide Abbildungen sind außerdem in vergrößerter Darstellung im Anhang in Abschnitt A.4 und Abschnitt A.5 zu finden. Die gezeigte Spanne von Kühleffektivitäten von $TCE \approx 30\%$ bis $TCE \approx 70\%$ können so auch in der Literatur, Unterabschnitt 2.3.2, gefunden werden und sind in guter Übereinstimmung mit den erwarteten Werten aus der Betriebserfahrung von Rolls-Royce Deutschland. Der Prüfstand in Kombination mit dem Messverfahren kann daher zur quantitativen Bestimmung solcher Totalkühleffektivitäten verwendet werden.

Am Staupunkt und direkt stromab in Richtung der Saugseite kann keines der neuen Konzepte die Totalkühleffektivität der konventionellen Geometrie erreichen. Stichling (2018) konnte anhand von auf die experimentellen Ergebnisse angepassten CFD-Berechnungen numerisch zeigen, dass der durch die zwei Reihen der zylindrischen Kühlluftbohrungen ausgeblasene Massenstrom global trotz veränderter Innengeometrie nur geringfügig variiert. Aufgrund stark gestörter Einströmbedingungen bei Verwendung der Drallkühlung führt ein vergleichbarer Gesamtmassenstrom zu hohen Abweichungen zwischen den Bohrungen und damit zu hohen lokalen Geschwindigkeiten in einzelnen Bohrungen. Dies führt bei Verwendung der kurzen, zylindrischen Bohrungen zu Ablöseeffekten und einer reduzierten Filmkühleffektivität stromab der heißgasseitigen Öffnung. Die sich dadurch einstellende Erhöhung des externen Wärmestroms kann nicht von der verbesserten Innenkühlung ausgeglichen werden. Des Weiteren ist

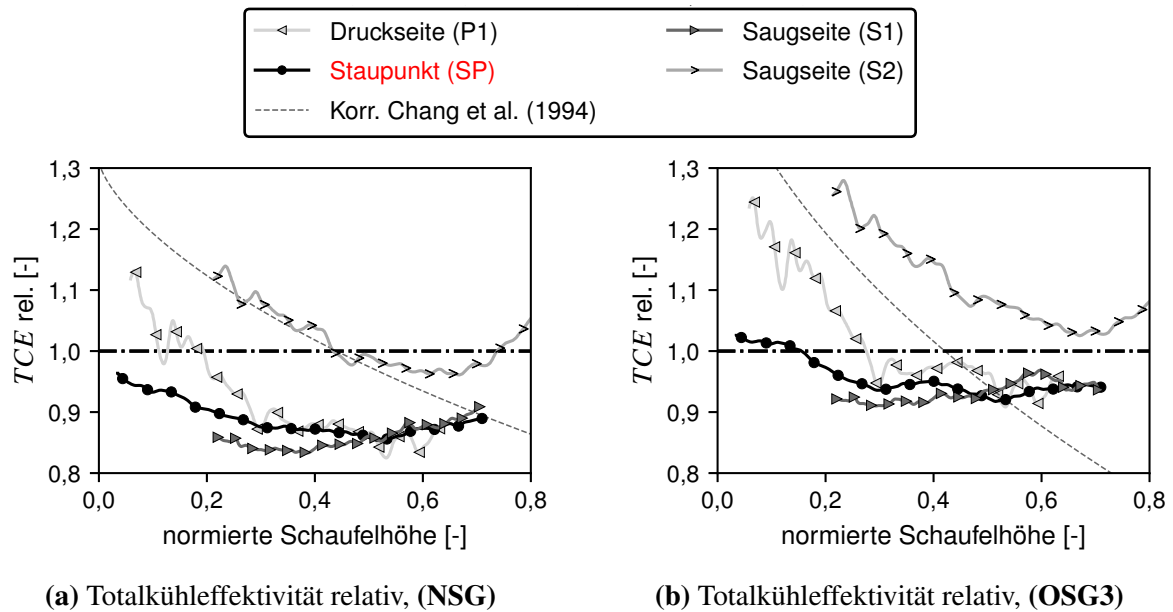


Abbildung 6.11: Verlauf der gemittelten Totalkühleffektivität über die normierte Schaufelhöhe an drei Positionen nahe der Vorderkante

die Wandstärke am Staupunkt durch die Einbringung eines einzelnen Vorderkantenkanals mit möglichst kreisförmigem Querschnitt höher. Dies bedingt einen erhöhten thermischen Widerstand, der nicht durch den erhöhten inneren Wärmeübergang ausgeglichen werden kann. Sobald die Wandstärken stromab der Vorderkante vergleichbar sind, steigen die von den neuen Konzepten erreichten Totalkühleffektivitäten.

Stromab des Staupunktes entlang der Druckseite (P_i) verschiebt sich das mittlere Niveau der Totalkühleffektivität mit der mittleren Schaufeltemperatur, der Verlauf bleibt qualitativ vergleichbar. Da die druckseitigen *fan-shaped*-Bohrungen aus dem zweiten, radial nach innen laufenden Kanal gespeist werden, ist hier keine maßgebliche Veränderung bei Variation der Geometrie des Vorderkantenkanals zu erwarten.

Auch stromab des Staupunktes entlang der Saugseite (S_i) lässt sich eine Parallelverschiebung der Totalkühleffektivitäten feststellen. Diese ist im vorderen Schaufelbereich auf die verbesserte Innenkühlung mit steigendem Eintrittstotaldruckverhältnis Π und daraus mutmaßlich resultierender erhöhten Drallzahl Y zurückzuführen. Deutliche Unterschiede ergeben sich kurz stromauf sowie stromab der saugseitigen Diffusorbohrungen durch die komplexe Wechselwirkung zwischen interner Strömung und Durchströmung der Filmkühlbohrungen. Hier kann für den Drallerzeuger (OSG3) ein Optimum festgestellt werden.

Abschließend soll der radiale Verlauf der Totalkühleffektivität (über die Schaufelhöhe) beurteilt werden. Die relative Totalkühleffektivität TCE (also das lokale Verhältnis der Totalkühleffektivität der Drallgeometrie zur konventionellen Referenzgeometrie) ist für zwei verschiedene Drallgeometrien in Abbildung 6.11 über die Schaufelhöhe aufgetragen dargestellt. Lokal unterschiedliche Heißgaswärmeübergänge, die für die drei geometrischen Variationen vergleichbar sind, können so vernachlässigt werden. Es wurden vier Positionen gewählt: Der Staupunkt (SP), die Position unmittelbar stromab in Richtung der Druckseite (P1) und zwei Positionen unmit-

telbar stromab in Richtung der Saugseite (S1, S2). Das Verhalten ist für beide Drallkonzepte vergleichbar, lediglich das mittlere Niveau der Kühleffektivität ist bei der in Abbildung 6.11(b) dargestellten (**OSG3**)-Geometrie höher als bei der in Abbildung 6.11(a) dargestellten (**NSG**)-Geometrie. Dies deckt sich mit den im vorherigen Abschnitt diskutierten Ergebnissen. Bei der Verteilung der relativen Kühleffektivität lässt sich, bis auf die Position S1 unmittelbar nach den Filmkühlbohrungen, eine Reduktion mit zunehmender Schaufelhöhe feststellen. So erreicht die (**OSG3**)-Geometrie am Staupunkt am Schaufelfuß eine der konventionellen Geometrie vergleichbare Kühleffektivität. Mit steigender Schaufelhöhe fällt im Innenkanal die Drallzahl aufgrund von Dissipation, der interne Wärmeübergangskoeffizient sinkt. Dies führt zu einer sinkenden Kühleffektivität mit steigender Schaufelhöhe. Beim konventionellen Fall wird durch die über die gesamte Schaufelhöhe eingebrachten Rippen erneut Turbulenz generiert, der Wärmeübergangskoeffizient an der Innenseite wird kontinuierlich hoch gehalten. Weiter stromab vom Staupunkt (P1, S2) verbleibt dieser Effekt. Aufgrund sinkender Wandstärken ist die relative Erhöhung der Kühleffektivität über die Schaufelhöhe durch Verbesserung des internen Wärmeübergangskoeffizienten ausgeprägter als am Staupunkt.

Die Reduktion des internen Wärmeübergangskoeffizienten in Richtung der Schaufelhöhe kann durch die Korrelation von Chang et al. (1994) mit der Drallzahl verknüpft werden. Hierfür wird die Korrelation, die aus Ergebnissen für Drallerzeugung durch tangentiale Einblasung abgeleitet wurde, anhand eines Korrekturfaktors an die erwarteten Drallzahlen angepasst. Zur Darstellung werden die berechneten Verläufe entlang der y -Achse verschoben. Somit kann nur der Verlauf, nicht aber der absolute Wert interpretiert werden. Diese Verläufe sind in guter Übereinstimmung mit den Verläufen der relativen Totalkühleffektivität an den Position P1 und S2 mit geringer Wandstärke.

An der Position S1, die auch im Vergleich des vorherigen Abschnittes bei jeder Drallkonfiguration die minimale Totalkühleffektivität gezeigt hat, ist der Trend genau umgekehrt. Hier ergibt sich die starke Abhängigkeit der Filmkühleffektivität von den internen Anströmbedingungen und dem externen *compound*-Winkel. Erst bei weitestgehend abgebautem Drall im Innenkanal (steigende Schaufelhöhe) steigt die Kühleffektivität aufgrund steigender Filmkühleffektivität wieder an. Auf der Druckseite ist dieser Effekt nicht zu beobachten. Diese Unterschiede sind vermutlich auf die Drallrichtung der internen Strömung (abgewandt von den Einströmquerschnitten der saugseitigen Bohrungen, zugewandt für die druckseitigen Bohrungen) sowie die unterschiedlichen Heißgasbedingungen zurückzuführen (Beschleunigung auf der Saugseite, Verzögerung entlang der Druckseite).

Die in diesem Kapitel präsentierten Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen erlauben erstmals die Beurteilung neuer, auf Drallkühlung basierender Kühlkonzepte unter Beachtung aller Randbedingungen und der Einhaltung der dimensionslosen Kennzahlen. Die in vorangegangenen Untersuchungen als positiv bewerteten Konzepte konnten so auf ihre Eignung bei Implementation in realistische Schaufelgeometrien überprüft werden.

Es konnte gezeigt werden, dass erst ab einem erhöhten Eintrittstotaldruckverhältnis von $\Pi \approx 1.2$ und mit geometrisch komplexen axialen Leitgittern Verbesserungen erzielt werden konnten. So konnte die Kühleffektivität der Prüflinge um bis zu $\approx 20\%$ erhöht werden. Große Bereiche der Druckseite sowie der Saugseite zeigen bei dem besten Drallkühlkonzept (**OSG3**) deutlich erhöhte Totalkühleffektivitäten. Im thermisch kritischen Schaufelbereich

um die Vorderkante konnte keines der untersuchten Drallkonzepte eine im Vergleich zu dem konventionellen Konzept verbesserte Kühlwirkung erzielen. Die Gründe hierfür sind die notwendigen geometrischen Änderungen des Kühlluftkanals und die starke Beeinflussung der Filmkühlbohrungen, die aus diesem gespeist werden. Hier kann bei zylindrischen Bohrungen eine sinkende Filmkühleffektivität beobachtet werden, bei Diffusorbohrungen kann im vorliegenden Fall eine Steigerung beobachtet werden.

Die Verwendung von Drallkühlung als direkter Austausch eines bewährten, konventionellen Kühlkonzeptes kann anhand der vorliegenden Untersuchungen noch nicht uneingeschränkt empfohlen werden. Eine genaue Abstimmung des System ist notwendig. So muss zuerst die Geometrie der internen Kühlkanäle im Hinblick auf homogene Wandstärken angepasst werden. Nach Auswahl eines geeigneten Drallerzeugers muss dann die Filmkühlung genau auf die interne Strömung optimiert werden. Hier ergibt sich vor allem an der Vorderkante bei Verwendung zylindrischer Bohrungen ein erhöhter Kühlbedarf, der z. B. durch größere Bohrungsdurchmesser gewährleistet werden kann. Weiterhin muss die Reduktion der Drallzahl und damit des Wärmeübergangskoeffizienten berücksichtigt werden. Bei konventionellen Konzepten wird diese Größe durch Rippen oder ähnliche Strukturen erneut erhöht. Diese kontinuierliche Erneuerung entfällt bei den hier untersuchten Konzepten und führt zu reduzierten Kühleffektivitäten im Schaufelspitzenbereich.

Aus den hoch aufgelösten, dreidimensionalen Temperaturfeldern lassen sich, auch unabhängig der verwendeten internen Kühlungsgeometrien, weitere Erkenntnisse ableiten. So muss zur Vermeidung von lokalen Temperaturgradienten das Sekundärströmungsfeld des Heißgases kontrolliert und optimiert werden. Hierbei ist der sich an der Vorderkante bildende, nabenseitige Hufeisenwirbel (dessen Intensität und Verlauf in die Kanalmitte) maßgeblich. Dies wird nach aktuellem Stand der Technik mit konturierten Seitenwänden erreicht. Sollte dies nicht ausreichen, ist eine lokal angepasste Filmkühlung in Betracht zu ziehen. Außerdem muss die Prognose der Kühleffektivität von stark angestellten zylindrischen Bohrungen, wie sie im Bereich der Vorderkante eingesetzt werden, in Zukunft weiter untersucht werden. Zwar existieren solche Untersuchungen in Bezug auf die Veränderung der Anströmwinkel auf der Kühlluftseite, Untersuchungen zur heißgasseitigen Anströmung unter hohen *compound*-Winkeln bei maschinenähnlichen Randbedingungen existieren aber bisher nicht.

7 Zusammenfassung und Ausblick

Die Kühlung von Komponenten in Gasturbinen, speziell den rotierenden Laufschaufeln der ersten Turbinenstufe von Flugzeugtriebwerken, verbleibt weiterhin als große technische Herausforderung. Neue Entwicklungstrends führen zu weiter steigenden Turbineneintrittstemperaturen, steigenden Druckverhältnissen und damit steigenden Kühllufttemperaturen. Die Einsatztemperaturen verfügbarer Materialien verbessern sich dagegen nur langsam. Eine effektive Kühlung der von Heißgas umströmten Bauteile kann höhere Wirkungsgrade für neue Maschinen ermöglichen. Während eine breite Datenbasis zum Verhalten der einzelnen Teilkomponenten eines Schaufelkühlsystems existiert, gibt es nur wenige Untersuchungen, die die kombinierte Kühlwirkung von Innen- und Filmkühlung beschreiben. Keine dieser Untersuchungen konnte bisher eine volle aerothermische Ähnlichkeit und gleichzeitig eine hoch aufgelöste Messung der Zielgrößen sicherstellen.

Das Ziel der vorliegenden Arbeit war daher die Untersuchung von innovativen Kühlkonzepten für Turbinenrotorschaukeln hinsichtlich ihres aerodynamischen Verhaltens und ihrer thermischen Leistungsfähigkeit. Diese wurde durch die Bestimmung der Totalkühleffektivität, also der Temperatur des Schaufelmaterials relativ zu den Freistromtemperaturen von Heißgas und Kühlluft, dargestellt. Damit die im Versuch bestimmten Zielgrößen für die Auslegung von Bauteilen herangezogen werden können, muss eine weitestgehende aerothermische Ähnlichkeit eingehalten und trotzdem ein geringer Restmessfehler garantiert werden.

Um diese Ähnlichkeit zu erreichen, wurde ein neuer Prüfstand konzipiert und aufgebaut. In umfangreichen Voruntersuchungen konnte gezeigt werden, dass alle für die Aerodynamik und den konjugierten Wärmeübergang wichtigen dimensionslosen Kennzahlen eingehalten werden können. Lediglich auf den Effekt der Rotation muss verzichtet werden. So können unter Verwendung des neuen Prüfstandes komplette Kühlkonzepte hinsichtlich ihrer Effektivität beurteilt und die Ergebnisse für die finale Bauteildimensionierung verwendet werden.

Diese Analyse unter voller Ähnlichkeit stellt hohe Anforderungen an die in dieser Arbeit als Messtechnik eingesetzte Infrarotthermographie. Die Oberflächentemperatur muss großflächig, aber trotzdem hoch aufgelöst bestimmt werden. Hier müssen mehrere Größenordnungen an Längenmaßen berücksichtigt werden. Gleichzeitig ergibt sich bei der Untersuchung der stark gekühlten Bauteile in geschlossenen Kanälen eine hohe Strahlungsdynamik sowie ein unvorteilhaftes Verhältnis zwischen Umgebungs- und Objektstrahlung. Diese hochkomplexen Messungen werden nun erstmals zusätzlich an uneingeschränkt dreidimensionalen Geometrien durchgeführt. Diese Dreidimensionalität führt zu lokalen Veränderungen der radiativen Eigenschaften der Oberfläche abhängig vom Betrachtungswinkel. Des Weiteren wird die Zuordnung der Daten zwischen Bild und Objekt erschwert. Trotz dieser extremen Anforderungen sind die experimentellen Untersuchungen nur sinnvoll, wenn der verbleibende Restfehler auf ein Minimum reduziert wird: Die finalen Bauteile reagieren hoch sensitiv auf eine Veränderung der Einsatztemperatur, der Restfehler muss daher bekannt und mit ca. 2,5 % niedrig sein.

Um dies zu gewährleisten wurden neue Verfahren entwickelt, die eine Bestimmung der Oberflächentemperatur mittels Infrarotthermographie auf beliebig komplexen Oberflächen auch bei unvorteilhaften Strahlungssituationen ermöglichen. Die Grundlage dieser Verfahren ist die genaue Kenntnis der Kameraposition, genauer dem optischen Zentrum. Da dieses messtechnisch schwierig zu bestimmen ist, wurde ein neuer genetischer Algorithmus präsentiert, der die Bestimmung des Kamerazentrums erlaubt.

Die erreichte Genauigkeit bezogen auf die resultierenden Sichtwinkel liegt bei $\leq 1,5^\circ$. Ausgehend von dem so bestimmten optischem Zentrum können die neuen Kalibrierverfahren angewendet werden. Diese korrigieren den Einfluss der Veränderung der radiativen Eigenschaften der Oberfläche mit dem Betrachtungswinkel. Zusätzlich wurde gezeigt, dass durch eine Diskretisierung der Messoberfläche eine Übertragung der Ergebnisse der thermischen Messungen aus dem Bildraum in den Objektraum ermöglicht wird. Die Datenfelder werden dadurch entzerrt und der physikalischen Geometrie zugeordnet. In einer finalen Fehlerabschätzung konnte abschließend gezeigt werden, dass der Fehler in einem weitem Bereich bis zu einem Sichtwinkel von 80° unter dem geforderten minimalen Restfehler liegt.

Anhand der so kalibrierten Messdaten konnten darauffolgend verschiedene neue Konzepte zur Erhöhung des internen Wärmeübergangs von Turbinenrotorschaukeln untersucht werden. Hierbei wurde nur die interne Geometrie variiert, die Außengeometrie und die Geometrie der Filmkühlung wurden nicht verändert. Der Fokus der Untersuchungen lag auf der Analyse der Totalkühleffektivität von Drallkühlkonzepten im Vorderkantenkanal der Schaufel. Verschiedene axiale Drallerzeuger wurden im Schaufelfuß eingesetzt. Zur besseren Einordnung der Daten und einem korrekten Vergleich zu bisher verwendeten Konzepten wurde zusätzlich eine konventionelle Geometrie untersucht.

Die Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen zeigen, dass die Verwendung von Drallströmungen ein vielversprechendes Konzept zur Erhöhung des internen Wärmeübergangs ist, wenn ein erhöhter Eintrittstotaldruck der Kühlluft mit dem restlichen Maschinenkonzept vereinbar ist. Auf der Druckseite konnten Verbesserungen der Totalkühleffektivität von bis zu 10 % erreicht werden, auf der Saugseite sogar von bis zu 20 %. Die Verbesserung auf der Saugseite ist zusätzlich stark abhängig von der Filmkühlung, die wiederum durch die komplexe Innenströmung beeinflusst wird. Eine Trennung der Effekte ist bisher nicht möglich. Am thermisch hoch belasteten Staupunkt konnte keines der untersuchten Drallkühlkonzepte eine verbesserte Kühlwirkung erzielen. Durch erhöhte Wandstärken und eine reduzierte Filmkühleffektivität verbleiben trotz erhöhtem internen Wärmeübergang keine Netto-Vorteile.

Die Verwendung von Drallkühlung kann demnach zu einer deutlichen Reduktion der Materialtemperatur und damit zu einer erhöhten Lebensdauer von Turbinenschaufeln beitragen. Eine isolierte Anpassung von Teilen der internen Geometrien zur Implementierung eines Drallerzeugers sind jedoch nicht ausreichend. Aufgrund der von starker Querströmung geprägten Innenströmung, deren Drallintensität und damit deren Wärmeübergang sich stark mit der Lauflänge ändert, müssen gänzlich neue Kühlungsgeometrien entworfen werden. Aus den präsentierten Ergebnissen können zwei grundlegende Empfehlungen abgeleitet werden: Die Innengeometrie und der Drallerzeuger müssen zuerst auf einen hohen internen Wärmeübergang ausgelegt werden. Auf Basis der resultierenden internen Strömung, speziell der Richtung und dem Betrag der Querströmung in den Tangentialebenen, muss dann eine abgestimmte Filmkühlung entwickelt werden. Hierbei ist die additive Fertigung als wichtige Technologie zu sehen, die eine freie Gestaltung der Innengeometrie und damit die Abstimmung komplexer Kühlsysteme ermöglicht. Über die Notwendigkeit und die Möglichkeiten einer Erneuerung der Drallintensität müssen weitere Untersuchungen durchgeführt werden.

Auch in Zukunft sollte das Potential des vorgestellten Prüfstandes und der vorgestellten Methoden ausgeschöpft werden. Neue Konzepte können durch Verwendung der additiven Fertigungsverfahren schnell realisiert und hoch genau evaluiert werden. Hier ist die Weiterverfolgung der

Drallkühlung nur eine Option. Eine Untersuchung verbesserter konventioneller Verfahren oder von Prallkühlverfahren, die zunehmend für den Einsatz in Rotorschaukeln erforscht werden, ist ebenso möglich. Einzig die Außengeometrie des Prüflings ist vorerst durch die Konturen des externen Kanals beschränkt. Soll diese auch verändert werden, müssen neue Seitenwände gefertigt werden. Eine neue Fertigung der Seitenwände ermöglicht weiterhin auch die Implementierung weiterer optischer Zugänge. So ist gerade die Sicht auf die stromab liegende Druckseite und druckseitige Hinterkante mit dem jetzigen Aufbau nicht möglich. Diese Bereiche sind aber bei modernen Schaufeln thermisch hoch belastet, die Kühlung der Hinterkante selbst kann als eigener Teilbereich der Fachliteratur gesehen werden. Untersuchungen bei der gegebenen aerothermischen Ähnlichkeit können wichtige Informationen liefern. Die vorgestellten Kalibrierverfahren können ohne Einschränkung verwendet werden.

Trotz der möglichen Verwendung der vorgestellten Kalibrierverfahren muss die in-situ Kalibrierung weiter verbessert werden. Es wurde gezeigt, dass die eingebrachten Thermolemente aufgrund der unterschiedlichen Biotzahlen von Substrat und Beschichtung nicht zwingend die Oberflächentemperatur abbilden. Eine Anpassung der Biotzahlen von Substrat und Beschichtung auf dem Kalibrierkörper führt dagegen zu hohen Temperaturgradienten. Hier ist die Entwicklung von neuen Korrekturverfahren nötig. Alternativ zeigen Ianiro et al. (2010) sowie Hijazi et al. (2011) Verfahren, die durch Kombination von Messungen bei verschiedenen Wellenlängen die Anforderung an die Oberflächen reduzieren können.

Bei komplexen geometrischen Aufbauten muss die Annahme einer konstanten Offsetstrahlung E_{off} genauer untersucht werden. Zwar wird diese durch den Sichtwinkel lokal korrigiert, ihr Betrag bleibt aber konstant. Trotz technisch vollkommen diffuser Reflexion der Oberfläche ist davon auszugehen, dass sich geometrische Strukturen unterschiedlicher Körperstrahlung tiefpassgefiltert auf der Mesoebene abbilden. Dies ergibt sich zum Beispiel bei Fenstern (geringe Eigenstrahlung), die nahe an den zu untersuchenden Oberflächen liegen, den Sichtbereich aber nicht vollständig überdecken. Hier sollte in Zukunft durch Verwendung von *raytracing* bestimmt werden, welche Anteile der Umgebung zur reflektierten Strahlung an jedem Objektpunkt beitragen. Eine Korrektur kann ähnlich der Sichtwinkelkorrektur mittels eines weiteren skalaren, ortsabhängigem Faktors durchgeführt werden.

Weiterhin müssen die zur Totalkühleffektivität beitragenden Effekte besser getrennt und einzeln quantifiziert werden. Als wichtigste Einflussgröße ist die adiabate Filmkühleffektivität zu nennen. Durch deren Bestimmung könnten die Effekte der Filmkühlung von denen der internen Kühlung getrennt werden. Da die Informationen an den Innenflächen der eingesetzten Geometrien nicht bekannt sind, kann das Superpositionsprinzip nicht angewendet werden. Eine Bestimmung dieser internen Größen ist nur unter größtem Aufwand möglich. Egger et al. (2013) zeigt ein transientes Verfahren, dass die Bestimmung der internen Größen durch eine Messung an den Außenflächen und Korrektur von lateraler Wärmeleitung im Material ermöglicht. Eine wichtige Bedingung hierbei ist jedoch eine niedrige Biotzahl, was bei Einhaltung der Maschinenähnlichkeit nicht gegeben ist. Eine weitere Korrektur könnte aufgrund der diffusiven Natur der Wärmeleitungsgleichung nur näherungsweise erfolgen.

Zur Bestimmung der isolierten Filmkühlgrößen können aber andere Methoden verwendet werden. Stimpson et al. (2018) zeigen ein Verfahren, das eine Näherung der Größen durch Untersuchung eines weiteren Prüflings ohne Filmkühlung ermöglicht. Eine weitere Möglichkeit bietet die Verwendung von druck- oder temperatursensitiven Farben. Aufgrund der Temperaturbeschränkungen könnten diese Untersuchungen nur reynolds-, aber nicht machähnlich durchge-

führt werden. Letztlich zeigen Die Methoden zur Transformation der Bilddaten in den Objektraum könnten bei den genannten Verfahren uneingeschränkt verwendet werden.

Außerdem gilt es, die verwendeten Berechnungsverfahren (Schätzung der Kameraposition, Interpolation der Daten) hinsichtlich der Geschwindigkeit zu optimieren. Durch konsequente Umsetzung in maschinennaher Programmiersprache ließe sich die Dauer der Auswertung reduzieren. Eine erste Betrachtung und grobe Korrektur der Daten im Objektraum könnte so schon während des Versuchs ermöglicht werden.

Literaturverzeichnis

- ACHARYA, S., ZHOU, F., LAGRONE, J. et al. (2005): *Latticework (Vortex) Cooling Effectiveness: Rotating Channel Experiments*. Journal of Turbomachinery Bd. 127. Seite 471–478. DOI: 10.1115/GT2004-53983
- AHMADVAND, M., NAJAFI, A. F. und SHAHIDINEJAD, S. (2010): *An Experimental Study and CFD Analysis towards Heat Transfer and Fluid Flow Characteristics of Decaying Swirl Pipe Flow Generated by Axial Vanes*. Meccanica Bd. 45-1. Seite 111–129. DOI: 10.1007/s11012-009-9228-9
- AMANATIDES, J. und CHOI, K. (1995): *Ray Tracing Triangular Meshes*. Western Computer Graphics Symposium
- AMANO, R. S., GUNTUR, K., LUCCI, J. M. et al. (2010): *Study of Flow Through a Stationary Ribbed Channel for Blade Cooling*. In: Proceedings of ASME Turbo Expo S. 471–478. DOI: 10.1115/GT2010-23031
- ANGRAND, A. (2018): *Le GE9X Passe aux Essais en Vol*. Air et Cosmos-2589. Seite 18–19
- ATAG (2013a): *Aviation in the IPCC AR5: Working Group III Release*. Techn. Bericht. ATAG
- ATAG (2013b): *The Global Flightplan*. In: UNFCCC COP19 Climate Talks 2013. Warschau
- BEYER, H.-G. und SCHWEFEL, H.-P. (2002): *Evolution Strategies – A Comprehensive Introduction*. Natural Computing Bd. 1. Seite 3–52. DOI: 10.1023/A:1015059928466
- BIEGGER, C., WEIGAND, B. und CABITZA, A. (2013): *Three Components- and Tomographic-PIV Measurements of a Cyclone Cooling Flow in a Swirl Tube*. In: Proceedings of ASME Turbo Expo GT2013–94424
- BOGARD, D. G. und THOLE, K. (2006): *Gas Turbine Film Cooling*. Journal of Propulsion and Power Bd. 22-2. Seite 249–270. DOI: 10.2514/1.18034
- BRACK, S., POSER, R. und WOLFERSDORF, J. von (2016): *A Comparison Between Transient Heat Transfer Measurements Using TLC and IR Thermography*. In: Biennial Symposium on Measuring Techniques in Turbomachinery S. 9. DOI: 10.18419/opus-9702
- BRANDT, R., BIRD, C. und NEUER, G. (2008): *Emissivity Reference Paints for High Temperature Applications*. Elsevier Measurement Bd. 41-7. Seite 731–736. DOI: 10.1016/j.measurement.2007.10.007
- BRUSCHEWSKI, M., SCHERHAG, C., SCHIFFER, H.-P. et al. (2015): *Influence of Channel Geometry and Flow Variables on Cyclone Cooling of Turbine Blades*. In: Proceedings of ASME Turbo Expo GT2015–42860. DOI: 10.1115/GT2015-42860
- BUNKER, R. S. (2005): *A Review of Shaped Hole Turbine Film-Cooling Technology*. Journal of Heat Transfer Bd. 127-4. Seite 441–453. DOI: 10.1115/1.1860562

- BUNKER, R. S. (2009): *The Effects of Manufacturing Tolerances on Gas Turbine Cooling*. Journal of Turbomachinery Bd. 131-4. 11 Seiten. DOI: 10.1115/1.3072494
- BUSQUIN, P., ARGÜELLES, P., BISCHOFF, M. et al. (2001): *European Aeronautics: A Vision for 2020*. Techn. Bericht. EU. DOI: 10.1016/S1290-0958(01)90042-5
- CAZALENS, M., DONNERHACK, S., LUNDBLADH, A. et al. (2014): *LEMCOTEC - Improving the Core-Engine Thermal Efficiency*. In: Proceedings of ASME Turbo Expo GT2014–25040. DOI: 10.1115/GT2014-25040
- CHANG, F. und DHIR, V. K. (1994): *Turbulent Flow Field in Tangentially Injected Swirl Flows in Tubes*. International Journal of Heat and Fluid Flow Bd. 15-5. Seite 346–356. DOI: 10.1016/0142-727X(94)90048-5
- CHANG, F. und DHIR, V. K. (1995): *Mechanisms of Heat Transfer Enhancement and Slow Decay of Swirl in Tubes Using Tangential Injection*. International Journal of Heat and Fluid Flow Bd. 16. Seite 78–87. DOI: 10.1016/0142-727X(94)00016-6
- CHO, H. H., LEE, S. Y. und WU, S. J. (2001): *The Combined Effects of Rib Arrangements and Discrete Ribs on Local Heat/Mass Transfer in a Square Duct*. In: Proceedings of ASME Turbo Expo 2001–GT–0175
- CHOE, H., KAYS, W. M. und MOFFAT, R. J. (1974): *The Superposition Approach to Film-Cooling*. American Society of Mechanical Engineers Bd. 74-WA-GT-27. ISSN 0402-1215
- CHYU, M. K. (1990): *Heat Transfer and Pressure Drop for Short Pin-Fin Arrays with Pin-Endwall Fillet*. Journal of Heat Transfer Bd. 12-4. Seite 926–932
- CHYU, M. K., HSING, Y. C. und NATARAJAN, V. (1998): *Convective Heat Transfer of Cubic Fin Arrays in a Narrow Channel*. Journal of Turbomachinery Bd. 120-2. Seite 362–367. DOI: 10.1115/1.2841414
- CHYU, M. K., YU, Y. und DING, H. (1997): *Concavity Enhanced Heat Transfer in an Internal Cooling Passage*. In: Proceedings of ASME Turbo Expo 97–GT–437
- DARECKI, M., EDELSTENNE, C., ENDERS, T. et al. (2011): *Flightpath 2050*. Techn. Bericht. EU. 28 Seiten. DOI: 10.2777/50266
- DEB, K., PRATAP, A., AGARWAL, S. et al. (2002): *A Fast and Elitist Multiobjective Genetic Algorithm: NSGA-II*. IEEE Transactions on Evolutionary Computation Bd. 6-2. Seite 182–197. DOI: 10.1109/4235.996017
- DITTUS, F. W. und BOELTER, L. M. K. (1930): *Heat Transfer in Automobile Radiators of the Tubular Type*. University Edition Vol.2. Berkeley, Calif., Seite 443–461
- DOMASCHKE, N., WOLFERSDORF, J. von und SEMMLER, K. (2012): *Heat Transfer and Pressure Drop Measurements in a Rib Roughened Leading Edge Cooling Channel*. Journal of Turbomachinery Bd. 134. Seite 337–348. DOI: 10.1115/1.4004747

- DURY, M. R., THEOCHAROUS, T., HARRISON, N. et al. (2007): *Common Black Coatings – Reflectance and Ageing Characteristics in the 0.32–14.3 μ m Wavelength Range*. Optics Communications Bd. 270. Seite 262–272. DOI: 10.1016/j.optcom.2006.08.038
- EGGER, C., WOLFERSDORF, J. von und SCHNIEDER, M. (2013): *Heat Transfer Measurements in an Internal Cooling System Using a Transient Technique With Infrared Thermography*. Journal of Turbomachinery Bd. 135. DOI: 10.1115/1.4007625
- ELFERT, M., VOGES, M. und KLINNER, J. (2008): *Detailed Flow Investigation Using PIV in a Typical Turbine Cooling Geometry With Ribbed Walls*. In: Proceedings of ASME Turbo Expo GT2008–51183. DOI: 10.1115/GT2004-53566
- ELFNER, M., SCHULZ, A., BAUER, H.-J. et al. (2017): *A novel test rig for assessing advanced rotor blade cooling concepts, measurement technique and first results*. In: Proceedings of ASME Turbo Expo GT2017–64539. DOI: 10.1115/GT2017-64539
- EVANGELIDIS, G. D. und PSARAKIS, E. Z. (2008): *Parametric Image Alignment Using Enhanced Correlation Coefficient Maximization*. IEEE Transactions on Pattern Analysis and Machine Intelligence Bd. 30-10. Seite 1858–1865. DOI: 10.1109/TPAMI.2008.113
- FORTIN, F.-A., DE RAINVILLE, F.-M., GARDNER, M.-A. et al. (2012): *DEAP : Evolutionary Algorithms Made Easy*. Journal of Machine Learning Research Bd. 13. Seite 2171–2175
- FORTIN, F.-A., GRENIER, S. und PARIZEAU, M. (2013): *Generalizing the Improved Run-Time Complexity Algorithm for Non-Dominated Sorting*. In: Proceedings of the 15th Annual Conference on Genetic and Evolutionary Computation S. 615–622. DOI: 10.1145/2463372.2463454
- FRAAS, M., GLASENAPP, T., SCHULZ, A. et al. (2017): *Introducing a New Test Rig for Film Cooling Measurements with Realistic Hole Inflow Conditions*. In: Proceedings of ASME Turbo Expo GT2017–63585. DOI: 10.1115/GT2017-63585
- FRAAS, M., GLASENAPP, T., SCHULZ, A. et al. (2018): *Film Cooling Measurements for a Laidback Fan-Shaped Hole - Effect of Coolant Crossflow on Cooling Effectiveness and Heat Transfer*. In: Proceedings of ASME Turbo Expo GT2018–75389. DOI: 10.1115/GT2018-75389
- FU, W.-L., WRIGHT, L. M. und HAN, J.-C. (2006): *Rotational Buoyancy Effects on Heat Transfer in Five Different Aspect-Ratio Rectangular Channels With Smooth Walls and 45 Degree Ribbed Walls*. Journal of Heat Transfer Bd. 128-11. Seite 1130–1141. DOI: 10.1115/1.2352782
- GALLUS, H. E., ZESCHLY, J. und HAH, C. (1995): *Endwall and Unsteady Flow Phenomena in an Axial Turbine*. Journal of Turbomachinery Bd. 117-4. Seite 562–570. DOI: 10.1115/1.2836568
- GANZERT, W., HILDEBRANDT, T. und FOTTNER, L. (2000): *Aerothermodynamics of a Film Cooled Turbine Cascade*. In: Proceedings of ASME Turbo Expo 2000–GT–295

- GLEZER, B. und MOON, H. K. (1996): *A Novel Technique for the Internal Blade Cooling*. In: Proceedings of ASME Turbo Expo 96–GT–181. Birmingham
- GÖRTLER, H. (1941): *Instabilität Laminarer Grenzschichten an Konkaven Wänden Gegenüber gewissen Dreidimensionalen Störungen*. Kleine Mitteilung aus: Zeitschrift für angewandte Mathematik und Mechanik Bd. 21-4. Seite 250–252. DOI: 10.1002/zamm.19410210408
- GREGORY-SMITH, D. G. und CLEAK, J. G. E. (1992): *Secondary Flow Measurements in a Turbine Cascade With High Inlet Turbulence*. Journal of Turbomachinery Bd. 114-1. 11 Seiten. DOI: 10.1115/1.2927981
- GRITSCH, M., SCHULZ, A. und WITTIG, S. (1998a): *Adiabatic Wall Effectiveness Measurements of Film-Cooling Holes With Expanded Exits*. Journal of Turbomachinery Bd. 120-3. Seite 549–556. DOI: 10.1115/1.2841410
- GRITSCH, M., SCHULZ, A. und WITTIG, S. (1998b): *Discharge Coefficient Measurements of Film-Cooling Holes with Expanded Exits*. Journal of Turbomachinery Bd. 120. Seite 557–563
- GRITSCH, M., SCHULZ, A. und WITTIG, S. (1998c): *Method for Correlating Discharge Coefficients of Film-Cooling Holes*. AIAA Journal Bd. 36-6. Seite 976–980
- GRITSCH, M., SCHULZ, A. und WITTIG, S. (2003): *Effect of Internal Coolant Crossflow on the Effectiveness of Shaped Film Cooling Holes*. Journal of Turbomachinery Bd. 125. Seite 547–554
- GRITSCH, M., SEDLOV, A., BAUER, A. et al. (2013): *Faster Design of Gas Turbine Parts Using Rapid Prototyping Models for Verification of Coolant Flow Characteristics*. In: Proceedings of ASME Turbo Expo GT2013–94186. DOI: 10.1115/GT2013-94186
- GRUNDMANN, S., WASSERMANN, F., LORENZ, R. et al. (2012): *Experimental Investigation of Helical Structures in Swirling Flows*. International Journal of Heat and Fluid Flow Bd. 37. Seite 51–63. DOI: 10.1016/j.ijheatfluidflow.2012.05.003
- HALL, M. G. (1972): *Vortex Breakdown*. Annual Review of Fluid Mechanics Bd. 4. Seite 195–218. DOI: 10.1146/annurev.fl.04.010172.001211
- HAN, J.-C. und HUH, M. (2010): *Recent Studies in Turbine Blade Internal Cooling*. Heat Transfer Research Bd. 41-8. Seite 803–828. DOI: 10.1615/HeatTransRes.v41.i8.30
- HARTLEY, R. und ZISSERMAN, A. (2003): *Multiple View Geometry in Computer Vision*. DOI: 10.1016/S0143-8166(01)00145-2
- HAWTHORNE, W. R. (1955): *Rotational Flow Through Cascades*. The Quarterly Journal of Mechanics and Applied Mathematics Bd. 8-3. Seite 266–279
- HEDLUND, C. R. und LIGRANI, P. M. (2000): *Local Swirl Chamber Heat Transfer and Flow Structure at Different Reynolds Numbers*. Journal of Turbomachinery Bd. 122-April. Seite 375–385

- HEDLUND, C. R., LIGRANI, P. M., MOON, H. K. et al. (1999): *Heat Transfer and Flow Phenomena in a Swirl Chamber Simulating Turbine Blade Internal Cooling*. Journal of Turbomachinery Bd. 121. Seite 804–813
- HIJAZI, A., SACHIDANANDAN, S., SINGH, R. et al. (2011): *A Calibrated Dual-Wavelength Infrared Thermometry Approach with Non-Greybody Compensation for Machining Temperature Measurements*. Measurement Science and Technology Bd. 22-2. 13 Seiten. DOI: 10.1088/0957-0233/22/2/025106
- HWANG, J.-J. und LU, C.-C. (2001): *Lateral-Flow Effect on Endwall Heat Transfer and Pressure Drop in a Pin-Fin Trapezoidal Duct of Various Pin Shapes*. Journal of Turbomachinery Bd. 123. Seite 133–139. DOI: 10.1115/1.1333093
- IANIRO, A. und CARDONE, G. (2010): *Measurement of Surface Temperature and Emissivity with Stereo Dual-Wavelength IR Thermography*. Journal of Modern Optics Bd. 57-18. Seite 1708–1715. DOI: 10.1080/09500340.2010.514068
- INSTITUT FÜR FLUGHAFENWESEN UND LUFTVERKEHR (2015): *Luftverkehrsbericht 2014*. Techn. Bericht. DLR
- JACOBS, J. und GÜNTHER, R. (1975): *Periodische Störungen in Drallströmungen*. Forschung im Ingenieurwesen A Bd. 41-3. Seite 85–91. DOI: 10.1007/BF02575360
- JORDAN, C. N. und WRIGHT, L. M. (2011): *Heat Transfer Enhancement in a Rectangular (AR=3:1) Channel With V-Shaped Dimples*. In: Proceedings of ASME Turbo Expo GT2011–46128. DOI: 10.1115/GT2011-46128
- JOSLYN, D. und DRING, R. (1992): *Three-Dimensional Flow in an Axial Turbine: Part I—Aerodynamic Mechanisms*. Journal of Turbomachinery Bd. 114-1. Seite 61–70. DOI: 10.1115/1.2927998
- KHALATOV, A. A., BORISOV, I. I., SEVERIN, S. D. et al. (2011): *Heat Transfer, Hydrodynamics and Pressure Drop in the Model a Blade Leading Edge Cyclone Cooling*. In: Proceedings of ASME Turbo Expo GT2011–45150. DOI: 101115/GT2011-45150
- KHALATOV, A. A., SYRED, N. und BOWEN, P. J. (2001): *Quasi Two-Dimensional Cyclone-Jet Cooling Configuration: Evaluation of Heat Transfer and Pressure Losses*. In: Proceedings of ASME Turbo Expo 2001–GT–0182
- KHALATOV, A. A., SYRED, N., BOWEN, P. J. et al. (2000): *Innovative Cyclone Cooling Scheme for Gas Turbine Blade: Thermal-Hydraulic Performance Evaluation*. In: Proceedings of ASME Turbo Expo 2000–GT–237
- KIROLLOS, B. und POVEY, T. (2016): *Laboratory Infra-Red Thermal Assessment of Laser-Sintered High Pressure Nozzle Guide Vanes to De-Risk Engine Design Programmes*. In: Proceedings of ASME Turbo Expo GT2016–57382. DOI: 10.1115/GT2016-57382

- KNEER, J. (2017): *Zur Interaktion von Filmkühlung und Heißgasströmung auf konturierten Turbinenseitenwänden*. Dissertation. KIT
- KNEER, J., PÜTZ, F., SCHULZ, A. et al. (2016): *A New Test Facility to Investigate Film Cooling on a Nonaxisymmetric Contoured Turbine Endwall—Part II: Heat Transfer and Film Cooling Measurements*. Journal of Turbomachinery Bd. 138-7. 8 Seiten. DOI: 10.1115/1.4032364
- KUNSTMANN, S., WOLFERSDORF, J. von und RUEDEL, U. (2013): *Heat Transfer and Pressure Loss in Rectangular One-Side-Ribbed Channels With Different Aspect Ratios*. Journal of Turbomachinery Bd. 135. DOI: 10.1115/1.4006871
- LERCH, A. (2012): *Untersuchungen zum Einfluss der Zyklonkühlung in einer Turbinenschaufel auf die adiabate Filmkühleffektivität*. Dissertation. Technische Universität Darmstadt
- LERCH, A. und SCHIFFER, H.-P. (2011a): *Influence of Internal Cyclone Flow on Adiabatic Film Cooling Effectiveness*. Heat Transfer Research Bd. 42-2. Seite 143–164
- LERCH, A., SCHIFFER, H.-P. und KLAUBERT, D. (2011b): *Impact on Adiabatic Film Cooling Effectiveness Using Internal Cyclone Cooling*. In: Proceedings of ASME Turbo Expo GT2011–45120. DOI: 10.1115/GT2011-45120
- LIGRANI, P. M. (2013): *Heat Transfer Augmentation Technologies for Internal Cooling of Turbine Components of Gas Turbine Engines*. International Journal of Rotating Machinery. 32 Seiten. DOI: 10.1155/2013/275653
- LIGRANI, P. M., HARRISON, J. L., MAHMOOD, G. I. et al. (2001): *Flow Structure due to Dimple Depressions on a Channel Surface*. Physics of Fluids Bd. 13-11. Seite 3442–3451. DOI: 10.1063/1.1404139
- LIGRANI, P. M., OLIVEIRA, M. M. und BLASKOVICH, T. (2003): *Comparison of Heat Transfer Augmentation Techniques*. AIAA Journal Bd. 41-3. Seite 337–362. DOI: 10.2514/2.1964
- LIM, C. H., PULLAN, G. und IRELAND, P. T. (2013): *Influence of Film Cooling Hole Angles and Geometries on Aerodynamic Loss and Net Heat Flux Reduction*. Journal of Turbomachinery Bd. 135-5. 13 Seiten. DOI: 10.1115/1.4023088
- LIU, Y.-H., HUH, M., HAN, J.-C. et al. (2010): *High Rotation Number Effect on Heat Transfer in a Triangular Channel With 45 deg, Inverted 45 deg, and 90 deg Ribs*. Journal of Heat Transfer Bd. 132-7. Seite 127–138. DOI: 10.1115/1.4000986
- LOHRENGEL, J. und TODTENHAUPT, R. (1996): *Wärmeleitfähigkeit, Gesamtemissionsgrade und spektrale Emissionsgrade der Beschichtung Nextel Velvet Coating 811-21*. PTB-Mitteilungen Bd. 106-4. Seite 259–265
- LORENZ, M., HORBACH, T., SCHULZ, A. et al. (2013): *A Novel Measuring Technique Utilizing Temperature Sensitive Paint—Measurement Procedure, Validation, Application, and Comparison With Infrared Thermography*. Journal of Turbomachinery Bd. 135-3. DOI: 10.1115/1.4006638

- MAHMOOD, G. I. und LIGRANI, P. M. (2002): *Heat Transfer in a Dimpled Channel: Combined Influences of Aspect Ratio, Temperature Ratio, Reynolds Number and Flow Structure*. International Journal of Heat and Mass Transfer Bd. 45-10. Seite 2011–2020. DOI: 10.1016/S0017-9310(01)00314-3
- MAHMOOD, G. I., SABBAGH, M. Z. und LIGRANI, P. M. (2001): *Heat Transfer in a Channel with Dimples and Protrusions on Opposite Walls*. Journal of Thermophysics and Heat Transfer Bd. 15-3. Seite 275–283. DOI: 10.2514/2.6623
- MARTINI, P., SCHULZ, A. und BAUER, H.-J. (2005): *Film Cooling Effectiveness and Heat Transfer on the Trailing Edge Cut-Back of Gas Turbine Airfoils With Various Internal Cooling Designs*. In: Proceedings of ASME Turbo Expo GT2005–68083. DOI: 10.1115/GT2005-68083
- MARTINI, P., SCHULZ, A., BAUER, H.-J. et al. (2006): *Detached Eddy Simulation of Film Cooling Performance on the Trailing Edge Cutback of Gas Turbine Airfoils*. Journal of Turbomachinery Bd. 128. Seite 292–299. DOI: 10.1115/1.2137739
- MARTINY, M., SCHIELE, R., GRITSCH, M. et al. (1996): *In Situ Calibration for Quantitative Infrared Thermography*. In: Qirt Eurotherm Series 50 1996. Bd. 96
- MATLAB (2018): *Matlab Documentation R2018a*. URL: <https://de.mathworks.com/help/gads/how-the-genetic-algorithm-works.html> (besucht am 03. 10. 2018)
- MAURER, M., WOLFERSDORF, J. von und GRITSCH, M. (2007): *An Experimental and Numerical Study of Heat Transfer and Pressure Loss in a Rectangular Channel With V-Shaped Ribs*. Journal of Turbomachinery Bd. 129. Seite 800–808. DOI: 10.1115/1.2720507
- METZGER, D. E. und FLETCHER, D. D. (1971): *Evaluation of Heat Transfer for Film-Cooled Turbine Components*. Journal of Aircraft Bd. 8. Seite 33–38. DOI: 10.2514/3.44223
- MITCHELL, M. (1998): *An Introduction to Genetic Algorithms*. Bd. 5. 158 Seiten. ISBN 0-262-13316-4
- MITROFANOVA, O. V. (2003): *Hydrodynamics and Heat Transfer in Swirling Flows in Channels with Swirlers (Analytical Review)*. High Temperature Bd. 41-4. Seite 518–559. DOI: 10.1023/A:1025172018351
- MÖLLER, T. und TRUMBORE, B. (1997): *Fast, Minimum Storage Ray-Triangle Intersection*. Journal of Graphics Tools Bd. 2-1. Seite 21–28. DOI: 10.1080/10867651.1997.10487468
- MOON, H. K. und JAISWAL, R. (2000): *Cooling Effectiveness Measurements with Thermal Radiometry in a Turbine Cascade*. In: Proceedings of ASME Turbo Expo 2000–GT–207
- MOON, S. W. und LAU, S. C. (2002): *Turbulent Heat Transfer Measurements on a Wall With Concave and Cylindrical Dimples in a Square Channel*. In: Proceedings of ASME Turbo Expo GT–2002–30208

- NAIK, S., RETZKO, S., GRITSCH, M. et al. (2014): *Impact of Turbulator Design on the Heat Transfer in a High Aspect Ratio Passage of a Turbine Blade*. In: Proceedings of ASME Turbo Expo GT2014–25841. DOI: 10.1115/GT2014-25841
- NATHAN, M. L., DYSON, T. E., BOGARD, D. G. et al. (2014): *Adiabatic and Overall Effectiveness for the Showerhead Film Cooling of a Turbine Vane*. Journal of Turbomachinery Bd. 136-3. Seite 1537–1547. DOI: 10.1115/1.4024680
- NITTA, N., WU, F., LEE, J. T. et al. (2015): *Li-ion Battery Materials: Present and Future*. Materials Today Bd. 18-5. Seite 252–264. DOI: 10.1016/j.mattod.2014.10.040
- OCHS, M. (2011): *Filmkühlung transsonischer Turbinen: Infrarotthermographisches Messverfahren zur Charakterisierung des Wärmeübergangs*. Dissertation. KIT
- OCHS, M., HORBACH, T., SCHULZ, A. et al. (2009): *A Novel Calibration Method for an Infrared Thermography System Applied to Heat Transfer Experiments*. Measurement Science and Technology Bd. 20-7. 9 Seiten. DOI: 10.1088/0957-0233/20/7/075103
- OCHS, M., SCHULZ, A. und BAUER, H.-J. (2010): *High Dynamic Range Infrared Thermography by Pixelwise Radiometric Self Calibration*. Infrared Physics and Technology Bd. 53. Seite 112–119. DOI: 10.1016/j.infrared.2009.10.002
- PEERHOSSAINI, H. und WESFREID, J. E. (1988): *On the Inner Structure of Streamwise Gortler Rolls*. International Journal of Heat and Fluid Flow Bd. 9-1. Seite 12–18. DOI: 10.1016/0142-727X(88)90025-2
- PÜTZ, F. (2018): *Einfluss Rauer Oberflächen auf den Wärmeübergang an einer Turbinen-Seitenwand: Experimentelle Untersuchung mit Thermosensitiver Farbe*. Dissertation. KIT
- RAMACHANDRAN, S. G. und SHIH, T. I.-P. (2015): *Biot Number Analogy for Design of Experiments in Turbine Cooling*. Journal of Turbomachinery Bd. 137-6. 14 Seiten. DOI: 10.1115/1.4028327
- RAO, Y., BIEGGER, C. und WEIGAND, B. (2017): *Heat Transfer and Pressure Loss in Swirl Tubes with One and Multiple Tangential Jets Pertinent to Gas Turbine Internal Cooling*. International Journal of Heat and Mass Transfer Bd. 106. Seite 1356–1367. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.10.119
- RISTIC, D., LAKSHMINARAYANA, B. und CHU, S. (1999): *Three-Dimensional Flowfield Downstream of an Axial-Flow Turbine Rotor*. Journal of Propulsion and Power Bd. 15-2. Seite 334–344. DOI: 10.2514/2.5431
- ROLLS-ROYCE DEUTSCHLAND (2017): *Persönliche Kommunikation mit Rolls-Royce*
- ROLLS-ROYCE DEUTSCHLAND, JANKE, E., TAEGER, J. et al. (2012): *Patent Application Publication US2012/0076665 A1: Cooled Turbine Blades for a Gas-Turbine Engine*
- ROLLS-ROYCE PLC (2005): *The Jet Engine*. ISBN 978-1119065999

- RUSSIN, R., ALFREAD, D. und WRIGHT, L. M. (2009): *Measurement of Detailed Heat Transfer Coefficient and Film Cooling Effectiveness Distribution Using PSP and TSP*. In: Proceedings of ASME Turbo Expo GT2009–59975. DOI: 10.1115/GT2009-59975
- SALAMEH, T. und SUNDEN, B. (2012): *Comparison of Continuous and Truncated Ribs on Internal Blade Tip Cooling*. In: Proceedings of ASME Turbo Expo GT2012–68028. DOI: 10.1115/GT2012-68028
- SARIC, W. S. (1994): *Görtler Vortices*. Annual Review of Fluid Mechanics Bd. 26. Seite 379–409. DOI: 10.1146/annurev.fl.26.010194.002115
- SAUMWEBER, C., SCHULZ, A., WITTIG, S. et al. (2001): *Effects of Entrance Crossflow Directions to Film Cooling Holes*. Annals New York Academy of Science. Seite 401–408
- SAXER-FELICI, H., NAIK, S., GRITSCH, M. et al. (2014): *Heat Transfer Enhancement for a Turbine Blade Leading Edge Passage Using Various Turbulator Geometries*. In: Proceedings of ASME Turbo Expo GT2014–26130. DOI: 10.1115/GT2014-26130
- SCHULZ, A. (2000): *Infrared Thermography as Applied to Film Cooling of Gas Turbine Components*. Measurement Science and Technology Bd. 11-7. 9 Seiten
- SHARMA, O. P. und BUTLER, T. L. (1987): *Predictions of Endwall Losses and Secondary Flows in Axial Flow Turbine Cascades*. Journal of Turbomachinery Bd. 109-2. Seite 229–236. DOI: 10.1115/1.3262089
- SIEVERDING, C. H. (1985): *Recent Progress in the Understanding of Basic Aspects of Secondary Flows in Turbine Blade Passages*. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power Bd. 107-2. Seite 248–257. DOI: 10.1115/1.3239704
- SINGH, P., LI, W., EKKAD, S. et al. (2017): *A New Cooling Design for Rib Roughened Two-Pass Channel Having Positive Effects of Rotation on Heat Transfer Enhancement on both Pressure and Suction Side Internal Walls of a Gas Turbine Blade*. International Journal of Heat and Mass Transfer Bd. 115. Seite 6–20. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.07.128
- SIW, S. C., CHYU, M. K. und ALVIN, M. A. (2012): *Heat Transfer Enhancement of Internal Cooling Passage with Triangular and Semi-Circular Shaped Pin-Fin Arrays*. In: Proceedings of ASME Turbo Expo GT2012–69226. DOI: 10.1115/GT2012-69226
- SNOWSILL, G. D. und YOUNG, C. (2006): *The Application of CFD to Underpin the Design of Gas Turbine Pre-Swirl System*. In: Proceedings of GT GT2006–90443. DOI: 10.1115/GT2006-90443
- SOBEL, I. (2014): *History and Definition of the So-Called Sobel Operator, More Appropriately Named the Sobel-Feldman Operator (Version Juni 2015)*. In: Presentation at Stanford A.I. Project (1968) 2014

- STIMPSON, C. K., SNYDER, J. C. und THOLE, K. A. (2018): *Effects of Coolant Feed Direction on Additively Manufactured Film Cooling Holes*. In: Proceedings of ASME Turbo Expo GT2018–77287. DOI: 10.1115/GT2018-77287
- TASLIM, M. E. und LENGKONG, A. (1999): *45 deg Round-Corner Rib Heat Transfer Coefficient Measurements in a Square Channel*. Journal of Turbomachinery Bd. 121-2. 9 Seiten. DOI: 10.1115/1.2841311
- TASLIM, M. E., LI, T. und KERCHER, D. M. (1994): *Experimental Heat Transfer and Friction in Channels Roughened with Angled, V-Shaped and Discrete Ribs on Two Opposite Walls*. In: Proceedings of ASME Turbo Expo 94–GT–163
- TASLIM, M. E. und WADSWORTH, C. M. (1997): *An Experimental Investigation of the Rib Surface-Averaged Heat Transfer Coefficient in a Rib-Roughened Square Passage*. Journal of Turbomachinery Bd. 119-2. Seite 381–389. DOI: 10.1115/1.2841122
- TELLER, S. J. (1992): *Computing the Antipenumbra of an Area Light Source*. In: Proceedings of the 19th Annual Conference on Computer Graphics and Interactive Techniques 1992. Bd. 26
- WAIDMANN, C., POSER, R., WOLFERSDORF, J. von et al. (2013): *Investigations of Heat Transfer and Pressure Loss in an Engine-Similar Two-Pass Internal Blade Cooling Configuration*. In: 10th European Conference on Turbomachinery Fluid Dynamics and Thermodynamics 2013
- WANG, H., OLSON, S. J., GOLDSTEIN, R. J. et al. (1997): *Flow Visualization in a Linear Turbine Cascade of High Performance Turbine Blades*. Journal of Turbomachinery Bd. 119-1. 8 Seiten. DOI: 10.1115/1.2841006
- WASSERMANN, F., GRUNDMANN, S., KLOSS, M. et al. (2012): *Swirl Flow Investigation on the Enhancement of Heat Transfer Processes in Cyclone Cooling Ducts*. In: Proceedings of ASME Turbo Expo GT2012–69395. DOI: 10.1115/GT2012-69395
- WEN, C.-D. und MUDAWAR, I. (2006): *Modeling the Effects of Surface Roughness on the Emissivity of Aluminum Alloys*. International Journal of Heat and Mass Transfer Bd. 49. Seite 4279–4289. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2006.04.037
- WILLMANN, P. (2014): *Anwendung einer Infrarotkamera in einem Heißgaskanal*. Bachelorarbeit. KIT
- WILLSON, R. G. und SHAFER, S. A. (1993): *What is the Center of the Image?* In: Proceedings of IEEE Conference on Computer Vision and Pattern Recognition S. 21. DOI: 10.1109/CV-PR.1993.341035
- WINTER, N. (2010): *Experimentelle Untersuchung der Zyklonkühlung mithilfe von Stoffübergangsmessungen*. Dissertation. Technische Universität Darmstadt

- WINTER, N. und SCHIFFER, H.-P. (2009): *Effect of Rotation on the Cyclone Cooling Method - Mass Transfer Measurements*. In: Int. Symposium on Heat Transfer in Gas Turbine Systems 2009
- XIE, G., BENGT, S. und WANG, Q. (2010): *Predictions of Enhanced Heat Transfer of an Internal Blade Tip-Wall with Hemispherical Dimples or Protrusions*. In: Proceedings of ASME Turbo Expo GT2010-22265. DOI: 10.1115/GT2010-22265

Mitbetreute Bachelor- und Masterarbeiten

DONTENVILLE, T. (2015): *Influence of Rotation on the Heat Transfer Performance of Modern Blade Cooling Concepts*. Masterarbeit am Institut für Thermische Strömungsmaschinen. Betreuer Prof. Dr. H.-J. Bauer, Mitbetreuer M. Elfner M.Sc. KIT

STICHLING, K. (2018): *Simulation and Analysis of the Conjugate Heat Transfer in a Rotor Blade and Comparison with Experimental Data*. Masterarbeit am Institut für Thermische Strömungsmaschinen. Betreuer Prof. Dr. H.-J. Bauer, Mitbetreuer M. Elfner M.Sc. KIT

A Anhang

A.1 Interpolation der Bilddaten in 3D

Die Abbildung mittels der Kameramatrix ist, wie in Abschnitt 4.1 beschrieben, nicht invertierbar. Zur Entzerrung und besseren Interpretation der Daten ist eine Darstellung derselben auf der Prüflingsgeometrie wünschenswert. Dafür werden die Objektpunkte auf die Bildebene projiziert. Dies kann vorwärts mit der bestimmten Kameramatrix ausgeführt werden:

$$x_{\text{obj}}^{\vec{}} = P \cdot X_{\text{obj}}^{\vec{}}. \quad (\text{A.1})$$

Punkte, die außerhalb des Bildsensor liegen, werden maskiert. Die verbleibenden Punkte haben als Dimension px in Bildkoordinaten. Dieser Raum ist noch kontinuierlich, während die Bilddaten nur an diskreten (also ganzzahligen) Koordinaten vorliegen. Die jeweiligen Daten an den kontinuierlichen Punkten werden mittels lokaler linearer Interpolation ermittelt. So kann jedem Objektpunkt ein Bilddatenwert zugeordnet werden. Falls verschiedene Bilder der gleichen Kameraposition interpoliert werden, setzt dies voraus, dass die Kameraposition vollkommen unverändert bleibt. Da dies technisch nicht zu realisieren ist, werden die Bilder vor der Dateninterpolation an einem Referenzbild mittels dem *ECC*-Algorithmus (Evangelidis et al., 2008) ausgerichtet. So können kleine Änderungen der Kameraposition ausgeglichen werden, die aufwändige Berechnung der Position muss pro Sichtbereich nur einmal durchgeführt werden.

Die Tiefeninformation bei Verwendung einer einzelnen Kamera kann nicht direkt bestimmt werden und muss daher separat rekonstruiert werden. Das Verfahren wird im folgenden Abschnitt vorgestellt.

A.2 Sichtfeldbasierte Maskierung

Die ermittelten Kameramatrizen bzw. die daraus resultierenden linearen Abbildungen sind kontinuierliche Transformationen. Wird eine dreidimensionale Geometrie, also die Punkte des diskretisierten Messobjektes, auf die Bildebene abgebildet, wie es für das in Abschnitt A.1 beschriebene Verfahren notwendig ist, folgt aus der Abbildung keine Information über sichtbare Bereiche (Verlust der Tiefeninformation). Dies ist aber gerade bei den verwendeten Geometrien mit starken Hinterschneidungen eine elementare Information bei der Zuordnung der Daten. Zur vollen Rekonstruktion der Daten muss bekannt sein, welche Flächenelemente aus Sicht der jeweiligen Kamera zuvorderst liegen.

An jedem Punkt der diskretisierten Geometrie, der dem Detektor zugeordnet werden kann, wird dafür ein Strahl gebildet. Dieser Strahl ist durch den jeweiligen Punkt \vec{X}_i und das optische Zentrum \vec{C} definiert. Für diesen Strahl werden die Schnittpunkte mit dem diskretisierten Körper berechnet. Dies kann unter Verwendung von Plückerkoordinaten durchgeführt werden - das verwendete Verfahren wird von Teller (1992) vorgestellt und von Amanatides et al. (1995) weiter optimiert.

Um eine allgemeine Anwendung zu ermöglichen, müssen konvex-konkave Oberflächen mit Hinterschneidungen berücksichtigt werden können. Dazu wird an jedem Schnittpunkt zusätzlich die Richtung des Strahles im Vergleich zum lokalen Oberflächenvektor bestimmt. Für jeden

Strahl ergibt sich dann die Anzahl der Schnitte sowie die Information, ob der Strahl in den Körper eindringt (und damit valide ist), oder aus dem Körper austritt (nicht valide). Aus logischem Überlegen ergibt sich die Sichtbarkeitsinformation für jeden Strahl. Nur in Ausnahmefällen¹ muss auf eine aufwändige Berechnung der Schnittpunktkoordinaten zurückgegriffen werden. Diese wird, wenn nötig, mithilfe des Möller-Trumbore-Algorithmus (Möller et al., 1997) durchgeführt. So ist das hier vorgestellte Verfahren trotz der fein aufgelösten Oberflächen mit vielen Elementen ($n_{EI} \geq \mathcal{O}(10^6)$) schnell.

A.3 3D Panorama

Das Ziel der experimentellen Untersuchungen ist eine optimale optische Abdeckung des Prüflings. Da die einzelnen Bildereiche während der Auslegung nur abgeschätzt werden können, ergeben sich Bereiche, in denen sich mehrere Bilder überlappen. Aufgrund der angewandten Methodik zur Kalibrierung und Transformation kann ein Zusammensetzen der Daten von mehreren Aufnahmen von verschiedenen Kameras erst im Objektraum durchgeführt werden. Bekannte Methoden setzen aber die Zweidimensionalität der Daten voraus. Zwar bleibt die Dimensionalität bei der Rücktransformation erhalten, zur Reduktion der implizit notwendigen dritten Dimension muss aber die u - v -Parametrisierung der Oberfläche global definiert (und bekannt) sein². Dies ist eine Einschränkung an die bisher erreichte Freiheit der zu analysierenden Oberfläche. So sind mit modernen Methoden erstellte Freiformflächen meist nur stückweise (oder sogar infinitesimal) kontinuierlich parametrisiert. Eine dokumentierte Methodik zum Zusammenfügen der Daten in drei Dimensionen ist dem Autor zu diesem Zeitpunkt nicht bekannt und wird daher im Folgenden präsentiert. Das Verfahren beschränkt sich auf die Überlappung von genau zwei Datensätzen. Sollten sich in seltenen Fällen mehr als zwei Datensätze an einem Ort überlappen, kann eine schrittweise Überblendung durchgeführt werden.

Bevor die einzelnen Datensätze zusammengefügt werden können, muss sichergestellt sein, dass die Daten an stationären Zeitpunkten bei konsistenten Bedingungen aufgenommen werden. Aufgrund der teilweise langen Zeitspannen (mehrere Minuten) für eine komplette Untersuchung an einem Betriebspunkt und verbleibenden Restschwankungen der Randbedingungen ist dies nur für die entdimensionierten Totalkühleffektivitäten TCE gegeben. Daher können auch nur diese finalen Daten sinnvoll kombiniert werden.

Der Einfluss des Sichtwinkels wurde für diese Daten schon korrigiert. Unter Annahme einer fehlerfreien Korrektur verbleibt als letztes Qualitätskriterium der Daten die Distanz von der Bildmitte im Bildraum. Diese beeinflusst die Qualität des Bildes und damit der Daten, da die Fehler optischer Systeme im Allgemeinen mit steigendem Radius zunehmen. Die auf diesem Qualitätskriterium basierende Methodik wird im Folgenden vorgestellt:

¹ Dies ergibt sich bei ungerader Anzahl von Schnittpunkten, deren gewichtete Ein-Aus-Summe nicht 0 ergibt. Diese treten nur bei beschriebenen Körpern mit Hinterschneidungen auf.

² Solche Parametrisierungen finden bei der Entzerrung mittels Zylinder- oder Kugelpanoramamethoden Anwendung. Ist diese Parametrisierung global definiert, können aus der Fotografie bekannte Methoden zur Panorama-Erzeugung im zweidimensionalen u - v -Raum angewandt werden.

1. Der geometrische Überlappungsbereich wird im Objektraum bestimmt. An N Punkten der diskretisierten Oberfläche (Menge \mathbb{D}) liegen jeweils zwei Werte der Totalkühleffektivität vor, die i. A. unterschiedlich sind.
2. Die Bildmitten (Berechnung nach Abschnitt 4.3) der jeweiligen Kameras werden in den Objektraum transformiert. Die Richtung des Verbindungsvektors dieser Punkte wird bestimmt. Für jeden der zwei Datensätze wird der Abstand zu den jeweiligen Bildmitten in Richtung dieser Verbindungsrichtung bestimmt.
3. Im Allgemeinen ist keine Kante des Überlappungsbereiches \mathbb{D} senkrecht auf den Verbindungsvektor der Bildmitten. Dies kann zu Sprüngen in den Gewichtungswerten an den Rändern von \mathbb{D} führen. Daher wird das volumenminimierte, gerichtete kartesische Hüllvolumen (*oriented bounding box*, *OBB*) der Menge \mathbb{D} bestimmt, das eine genaue Richtungsbestimmung der Ränder erlaubt.
4. Die Winkel zwischen den Achsen der *OBB* und dem Verbindungsvektor wird bestimmt. Die Hauptachse mit geringstem Winkel wird als neue Überblendungsrichtung definiert. Die vorher bestimmten Abstände werden auf diese Richtung projiziert. Nach Normierung ergibt sich für jeden Datensatz an jedem Punkt ein Gewichtungsfaktor $w_i(\vec{X})$. Es gilt $\sum_{i=0}^1 w_i(\vec{X} = \text{const.}) = 1$.
5. Die Daten werden gewichtet aufsummiert.

A.4 Kühleffektivitäten Nennbetriebspunkt, absolut

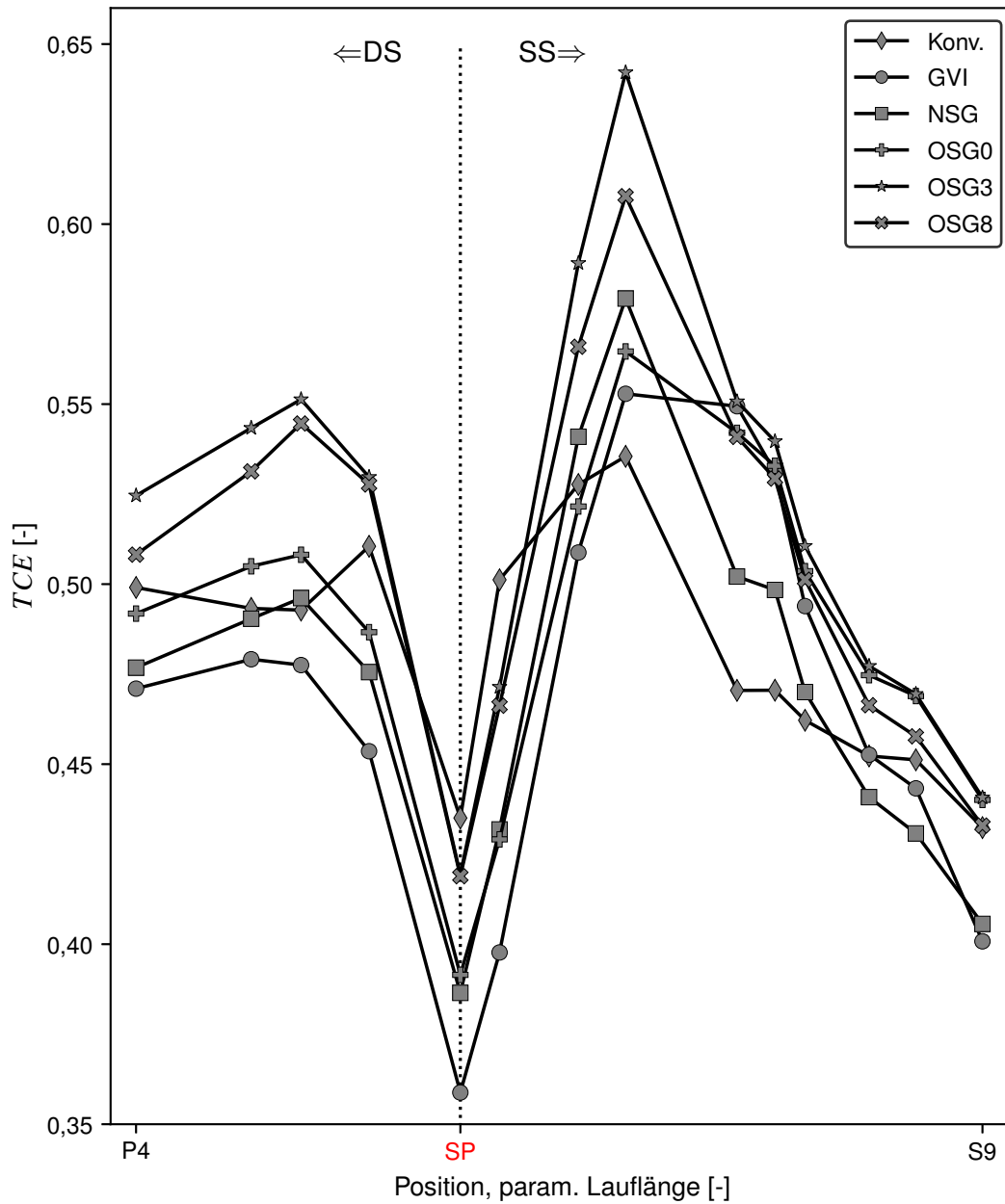


Abbildung A.1: Verlauf der gemittelten Totalkühleffektivität, Vergleich der Geometrien bei Nennbetriebspunkt, absolute Darstellung

A.5 Kühleffektivitäten Nennbetriebspunkt, relativ

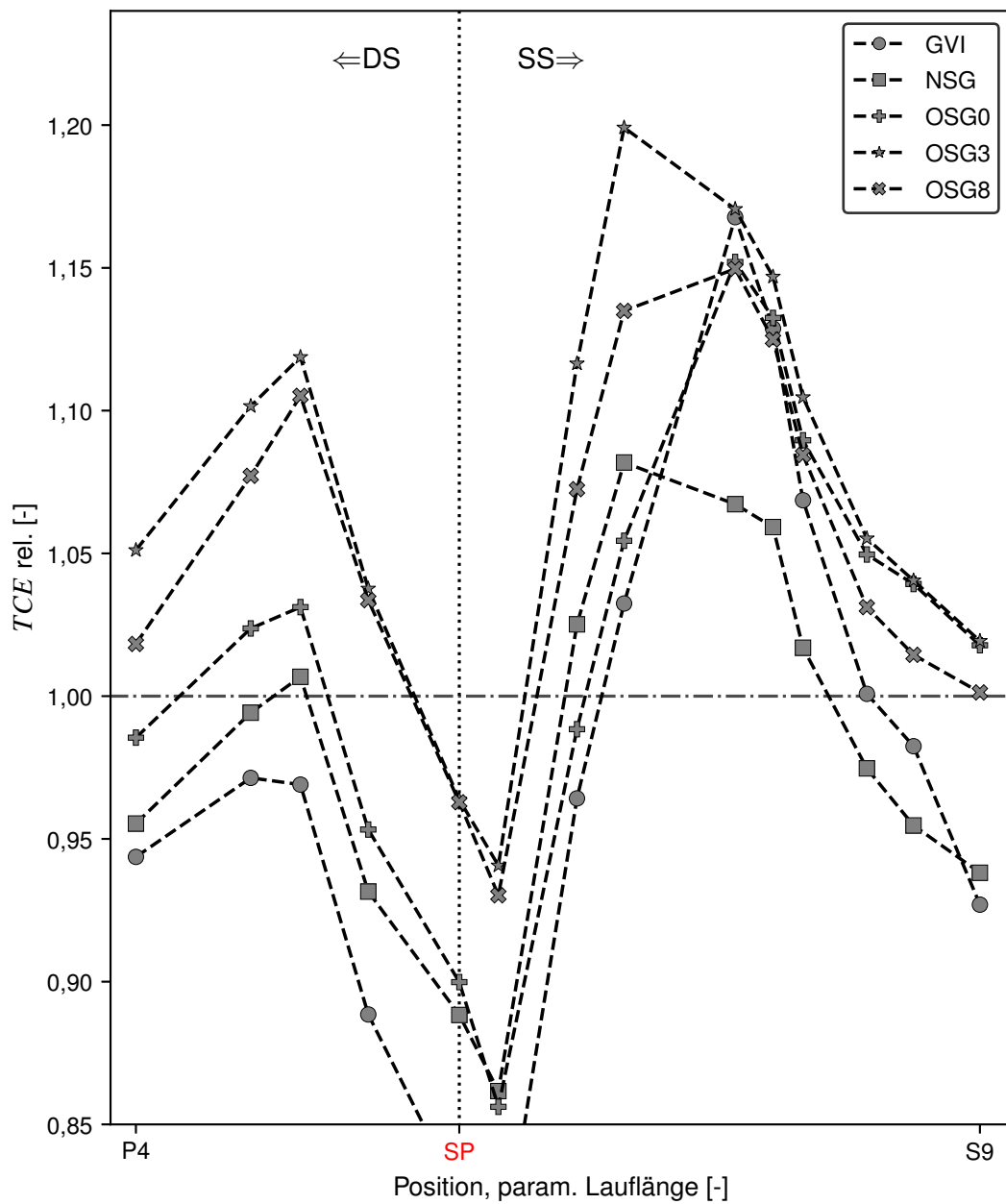


Abbildung A.2: Verlauf der gemittelten Totalkühleffektivität, Vergleich der Geometrien bei Nennbetriebspunkt, relative Darstellung

A.6 Ablaufplan des genetischen Algorithmus

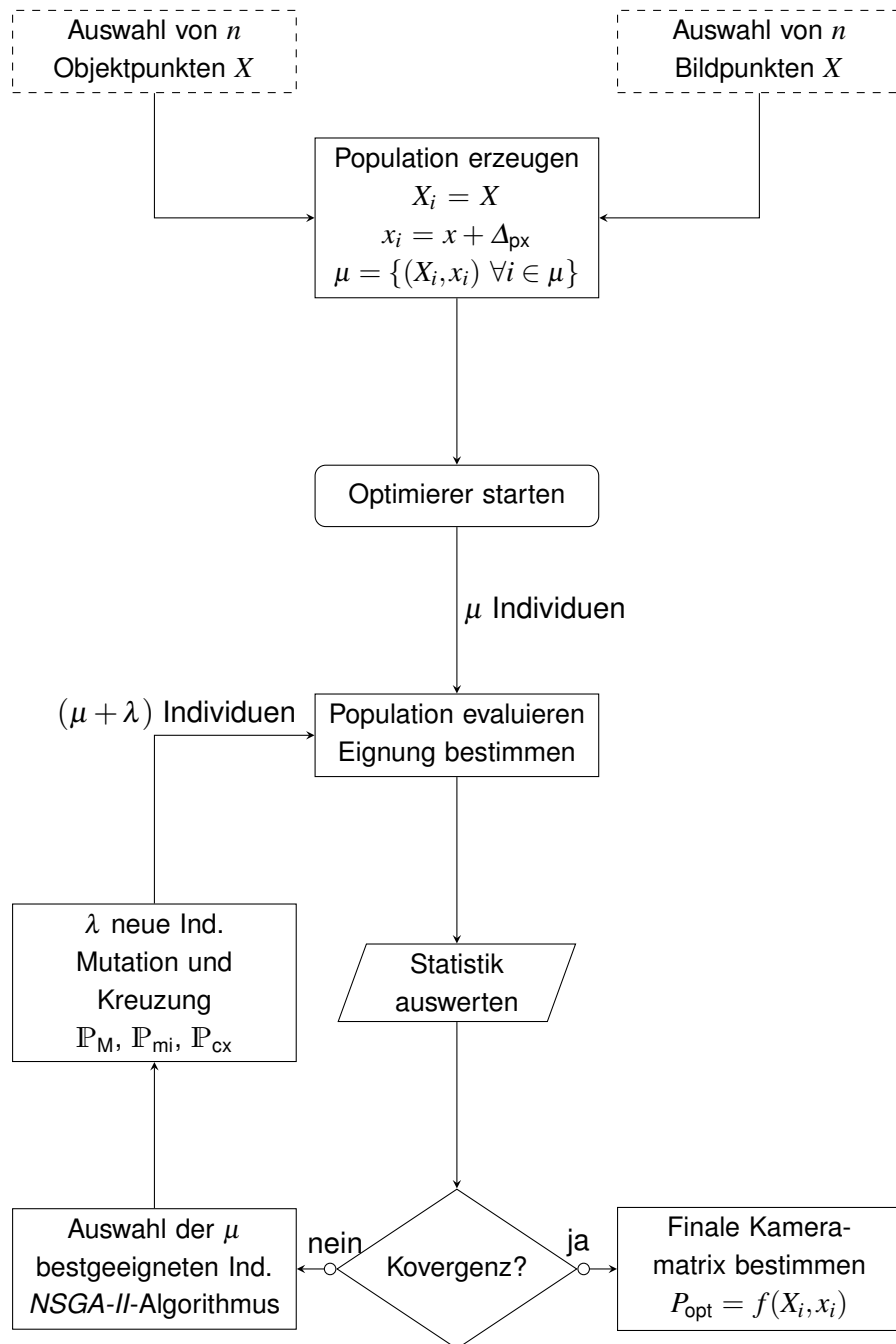


Abbildung A.3: Ablaufplan des genetischen Algorithmus

Lebenslauf

Persönliches

Name	Maximilian Rolf Elfner
Geburtsdatum	11. Juni 1989
Geburtsort	Bonn

Schulbildung

Grundschule	Mönchhof-Grundschule Heidelberg, 1995-1999
Gymnasium	Englisches Institut Heidelberg, 1999-2008
Abitur	Heidelberg, 2008

Studium

Studium	Allgemeiner Maschinenbau, KIT Karlsruhe, 2008-2014 Bachelor of Science 2012 Master of Science 2014
Vertiefungsrichtung Bachelor	Dimensionierung und Validierung mechanischer Konstruktionen
Vertiefungsrichtungen Master	Technische Thermodynamik, Thermische Turbomaschinen

Berufserfahrung

November 2011 bis März 2012:	Praktikum bei GIW Industries, GA, USA
April 2014 bis Januar 2019:	KIT Karlsruhe: Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Thermische Strömungsmaschinen Fachgebiete: Kühlung hoch belasteter Bauteile, Infrarotmesstechnik
seit Februar 2019:	Abteilungsleiter Wärmeübergang und Kühlmethode am Institut für Thermische Strömungsmaschinen

Das Wachstum des zivilen Luftverkehrs bedeutet eine große Herausforderung für die Luftfahrtbranche. Nur durch effizientere Triebwerke können der spezifische Verbrauch von fossilen Energieträgern und die spezifischen Emissionen reduziert werden und so der Zugang zu Flugreisen für die wachsende Weltbevölkerung sichergestellt werden. Einen maßgeblichen Beitrag zur Steigerung der Effizienz kann die Optimierung der Kühlung von heißen Komponenten des Kerntriebwerks leisten. Gerade im thermisch hoch belasteten Bereich der ersten Turbinenstufen werden große Mengen an Kühlluft verwendet, die sich negativ auf den thermischen Wirkungsgrad auswirken. Neue Kühlverfahren ermöglichen es, den Kühlluftbedarf bei gleichen Standzeiten der Bauteile zu verringern. Vor einem möglichen Einsatz müssen diese neuen Verfahren untersucht und ihre Leistungsfähigkeit bestimmt werden, vor allem die Vorhersage der Materialtemperatur der Schaufeln muss hoch präzise erfolgen.

Die vorliegende Arbeit präsentiert neue Verfahren zur Kühlung von Rotorschaufeln. Es wird speziell auf die Drallkühlung eingegangen, die sich in grundlegenden Untersuchungen und in Verbindung mit den sich rapide verbessernden Möglichkeiten der additiven Fertigung als vielversprechendes Verfahren herausgestellt hat. Zur Beurteilung der neuen Konzepte werden Untersuchungen durchgeführt, bei denen die wichtigen strömungsmechanischen Ähnlichkeitskennzahlen der Maschine eingehalten werden. So können die Ergebnisse unmittelbar auf den Einsatz im Triebwerk übertragen werden. Die Untersuchungen bedeuten eine Herausforderung für die als Messtechnik eingesetzte Infrarotthermographie. Neue Kalibrierverfahren werden entwickelt und überprüft. Durch Anwendung dieser Verfahren kann die Oberflächentemperatur der Prüflinge hoch genau bestimmt werden. Anhand der mit den neuen Verfahren bestimmten Verteilung der Oberflächentemperatur und weiteren aerodynamischen Messungen werden abschließend Empfehlungen formuliert, wie ein auf Drallkühlung basierendes Kühlsystem für Turbinenrotorschaufeln leistungsfähiger werden kann und so die geforderte Lebensdauer dieser Bauteile sicherstellen kann.

Logos Verlag Berlin

ISBN 978-3-8325-4838-4

ISSN 1615-4983