

**Bewertung des Potentials optimierter
„Midpassage-Gap“-Spaltgeometrien zur
Kühlung der ersten Turbinenleitreihe**
Infrarotthermographie unter hohen Sichtwinkeln

Zur Erlangung des akademischen Grades eines

Doktors der Ingenieurwissenschaften (Dr.-Ing.)

von der KIT-Fakultät für Maschinenbau des
Karlsruher Instituts für Technologie (KIT)

angenommene

Dissertation

von

Jonas Schmid, M. Sc.
aus Laichingen

Tag der mündlichen Prüfung:

Hauptreferent:

Korreferent:

17.02.2023

Prof. Dr.-Ing. Hans-Jörg Bauer

Prof. Dr.-Ing. Matthias Stripf



Dieses Werk ist lizenziert unter einer Creative Commons Namensnennung -
Nicht kommerziell - Keine Bearbeitungen 4.0 International Lizenz (CC BY-NC-ND 4.0 DE):
<https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/deed.de>

**Bewertung des Potentials optimierter
„Midpassage-Gap“-Spaltgeometrien zur
Kühlung der ersten Turbinenleitreihe**
Infrarotthermographie unter hohen Sichtwinkeln

von

Jonas Schmid, M. Sc.

Karlsruhe 2023

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. Neben unseren Publikationen in Fachzeitschriften bieten Dissertationen die Möglichkeit, aktuelle Forschungsergebnisse des Instituts für Thermische Strömungsmaschinen am Karlsruher Institut für Technologie (KIT) einem großen Kreis von Fachkollegen aus der Wissenschaft und vor allem auch der Praxis zugänglich zu machen und den Wissenstransfer zu intensivieren und zu beschleunigen.

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 freundlich 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.

In der vorliegenden Arbeit befasst sich der Autor mit der experimentellen Untersuchung der Filmkühlung auf der Seitenwand der Leitreihe der ersten Hochdruckturbinenstufe einer stationären Gasturbine. Im Fokus der Untersuchungen steht die Ausblasung der Kühlluft durch den Teilungsspalt der Seitenwand zwischen zwei benachbarten Schaufelprofilen. Der Wärmeübergang an die Leitschaufeln sowie an die Seitenwände des Leitgitters wird vornehmlich durch die Grenzschichten bestimmt, die sich beginnend vom Staupunkt entlang der Wände der Passage ausbilden. Durch die Interaktion der Grenzschichten mit dem Druck- und Geschwindigkeitsfeld innerhalb des Kanals bilden sich Sekundärströmungen aus, die mit der zur Kühlung der Profile und der Kanalseitenwände eingesetzten Kühlfilme wechselwirken. Insbesondere die Ausblasung von Kühlluft auf den Seitenwänden wird durch die komplexen Strömungsvorgänge, die durch Hufeisen-, Kanal-, oder Eckenwirbel hervorgerufen werden,

stark geprägt. Das primäre Ziel der Untersuchungen besteht in der Analyse der Kühlwirkung der aus dem Dichtspalt ausgeblasenen Sperrluft auf der Seitenwand selbst und auf dem seitenwandnahen Bereich der Profilsaugseite („Phantomkühlung“). In diesem Zuge werden verschiedene geometrische Konfigurationen der Schlitzausblasung betrachtet, was einerseits ein tieferes Verständnis der dominierenden Strömungsvorgänge und deren Einfluss auf die interessierenden thermischen Parameter ermöglicht. Andererseits werden erste Optimierungsempfehlungen für eine bestmögliche Kühlwirkung aufgezeigt. Die thermischen Untersuchungen werden mit der am Institut für Thermische Strömungsmaschinen seit vielen Jahren etablierten Infrarotmesstechnik durchgeführt, die im Kontext dieser Veröffentlichung in wesentlichen Punkten weiterentwickelt wird. Zum einen wird die Kalibrierung der sichtwinkelabhängigen Emissivität auf einen Winkelbereich bis 75° gegenüber der Oberflächennormale erweitert. Dabei wird die Genauigkeit durch Berücksichtigung der Hintergrundstrahlung während der Kalibrierung deutlich gegenüber der bisherigen Vorgehensweise erhöht. Eine weitere signifikante Verbesserung der Qualität der In-Situ-Kalibration wird durch eine iterative Berechnung der Temperatur an der mit schwarzem Lack beschichteten Oberfläche erreicht.

Karlsruhe, im Februar 2023

Hans-Jörg Bauer

Vorwort des Autors

Die vorliegende Arbeit habe ich im Rahmen meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Thermische Strömungsmaschinen (ITS) des Karlsruher Institut für Technologie (KIT) erstellt. Während dieser Zeit hatte ich die Möglichkeit, im Rahmen des durch das Bundesministerium für Wirtschaft und Energie geförderten AG-Turboprojekts ECOFlex 3.3.1, den Wärmeübergang und die Filmkühleffektivität auf einer Turbinenseitenwand sowie dem Übergangsbereich zu den Schaufeln zu untersuchen. Mein Dank gilt den beteiligten Industriepartnern MTU Aero Engines, sowie Rolls Royce Deutschland für die partnerschaftliche Zusammenarbeit, sowie den fachlichen Austausch.

Mein großer Dank gilt Herrn Professor Hans-Jörg Bauer, Leiter des Instituts für Thermische Strömungsmaschinen, für die Übernahme des Hauptreferats dieser Arbeit, die Betreuung und für das zur Verfügung stellen des entsprechenden Forschungsumfelds, welches maßgeblich zum Erfolg der Arbeit beigetragen hat. Aus den regelmäßigen Gesprächen und fachlichen Diskussionen bin ich stets mit neuen Anregungen und neuer Motivation herausgegangen. Ebenso danke ich Herrn Professor Matthias Stripf von der Hochschule Karlsruhe, zum einen für die Übernahme des Korreferats und das Interesse an der Arbeit, zum anderen für die Motivation überhaupt eine Promotion anzustreben. Ohne seinen Zuspruch hätte ich mich wahrscheinlich niemals an ein solches Mammutprojekt herangewagt.

Ganz besonders bedanken möchte ich mich auch bei den beiden Leitern des Forschungsbereichs Wärmeübergang und Kühlmethode während meiner Promotionszeit. Der große Erfahrungsschatz von Dr. Achmed Schulz war während der Planungs- und Konzeptionsphase der Arbeit von unschätzbarem Wert. Dr. Maximilian Elfner war mit seiner geradlinigen Art und fachlichen Expertise, insbesondere was Infrarotthermographie und Programmieren angeht, ein Vorbild und eine wertvolle Unterstützung für mich.

Um ein so komplexes Projekt umsetzen zu können, ist die richtige Infrastruktur von großer Bedeutung. In diesem Zuge möchte ich mich bei der Verwaltung und den Sekretariaten für die gesamte organisatorische Arbeit im Hintergrund bedanken. Ebenso gilt mein Dank der elektrischen und mechanischen Werkstatt sowie der IT und den Technikern, ohne deren Unterstützung die durchgeführten Experimente nicht möglich gewesen wären.

Des Weiteren möchte ich allen Kollegen am Institut danken. Durch dieses motivierende Umfeld war es möglich auch die unvermeidbaren schwierigen und herausfordernden Zeiten einer solchen Arbeit zu meistern. Besonders danke ich Marc Fraas, Christian Kromer und Katharina Stichling für die zahlreichen bereichernden fachlichen, wie auch privaten Gespräche. Neben den Kollegen möchte ich auch meinen Studenten danken, welche mich bei den Umbauarbeiten sowie den unzähligen Messtagen unterstützt haben. Mein besonderer Dank gilt Leon Digel, welcher mir unter anderem bei der Instrumentierung der Messträger sehr geholfen hat.

Neben dem Arbeitsumfeld war das private Umfeld für das Gelingen der Arbeit für mich von sehr großer Bedeutung. Hier möchte ich meinen Freunden danken, die mich während der gesamten Promotionszeit begleitet, unterstützt, beraten und für Ablenkung gesorgt haben. Mein besonderer Dank gilt Stefan Greiner, David Winterstein, Micha Wildermuth, Daniel Barth und David Kopf. Ein weiterer großer Dank gilt meiner Familie. Meinen Eltern danke ich, dass sie mir ein Studium ermöglicht und mich währenddessen unterstützt haben und auch während der gesamten Promotionszeit immer für mich da waren und ein offenes Ohr hatten. Des Weiteren danke ich meinen Brüdern für den ein oder anderen „frotzelnden“ motivierenden Seitenhieb während der Promotionszeit und für das Korrekturlesen der Arbeit. Ganz besonders möchte ich meiner Frau Ann-Christin für ihr Verständnis, ihre moralische Unterstützung und aber auch für die Erinnerung, dass es neben der Promotion noch Wichtigeres im Leben gibt danken. Abschließend möchte ich noch meinem Vater im Himmel danke sagen, der zu jeder Zeit da war und mich getragen hat.

Karlsruhe, im April 2023

Jonas Schmid

Inhaltsverzeichnis

Symbolverzeichnis	iii
1 Einleitung	1
2 Grundlagen und Stand der Forschung	5
2.1 Grundlagen der Filmkühlung	5
2.1.1 Beschreibung von Filmkühlvorgängen	5
2.1.2 Einflussparameter auf Filmkühlung durch Spaltausblasung	8
2.1.3 Korrelationen für Spaltausblasung	11
2.2 Filmkühlung der Seitenwand einer ersten Turbinenleitreihe	13
2.2.1 Strömungsphänomene in Schaufelpassagen	13
2.2.2 Interaktion zwischen Sekundärströmung und Kühlluft	16
2.3 Existierende Untersuchungen zum Kühlpotential der aus dem Midpassage-Gap ausgeblasenen Sperrluft	17
2.4 Methodik und Messtechnik zur Ermittlung der Filmkühlgrößen	22
2.4.1 Superpositionsprinzip der Filmkühlung	22
2.4.2 Flächige Temperaturmessung mittels Infrarotthermographie	25
2.5 Zielsetzung dieser Arbeit	29
3 Experimenteller Aufbau und eingesetzte Messtechnik	31
3.1 Versuchsaufbau	31
3.1.1 Infrastruktur	31
3.1.2 Messstrecke mit Schaufelkaskade	33
3.1.3 Geometrie des Messträgers	35
3.1.4 Geometrie des Midpassage-Gap und Plenums	36
3.2 Versuchsrandbedingungen	39
3.3 Eingesetzte Messtechnik	41
3.3.1 Infrarotthermographie	42
3.3.2 Druck-, Temperatur- und Massenstrommesstechnik	44
3.3.3 Betriebspunktermittlung Heißgas und Kühlluft	45
3.4 Versuchsstandscharakterisierung	47

4	Ermittlung des Wärmeübergangs und der adiabaten Filmkühleffektivität	51
4.1	Aufbau der Messträger	51
4.2	In-Situ-Kalibrierung von Infrarotdaten unter großen Sichtwinkeln	53
4.2.1	Zusammenhang zwischen Sichtwinkel und Emissivität	53
4.2.2	Kalibrierung unter Berücksichtigung der sichtwinkelabhängigen Emissivität.....	58
4.2.3	Validierung des sichtwinkelabhängigen Kalibrierverfahrens	59
4.2.4	Fehlerabschätzung der unterschiedlichen Kalibrierverfahren	63
4.3	Ablauf der Messungen und Auswertung	65
4.4	Bewertung des Messverfahrens	70
5	Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen.....	73
5.1	Einfluss der Spaltgeometrie auf den Wärmeübergang	74
5.2	Analyse des Kühlpotentials auf der Seitenwand	79
5.3	Analyse des Kühlpotentials auf der Schaufelsaugseite	88
5.4	Analyse der Messdaten entlang von projizierten Stromlinien.....	92
5.4.1	Vorgehen zur Datenauswertung entlang von projizierten Stromlinien.....	93
5.4.2	Analyse der Filmkühleffektivität entlang von projizierten Stromlinien.....	95
5.5	Zusammenfassung der Erkenntnisse.....	102
6	Zusammenfassung und Ausblick.....	105
	Literaturverzeichnis.....	109
	Mitbetreute Abschlussarbeiten	125
	Eigene Veröffentlichungen	127
A	Anhang	129
A1	Eingangsgrößen Fehlerrechnung	129
A2	Mess- und Auswerteablauf	130
A3	Filmkühleffektivität auf der Schaufelsaugseite	131
A4	Wärmeübergangserhöhung auf der Schaufelsaugseite	132
A5	Adiabate Filmkühleffektivität und Stromlinien.....	133

Symbolverzeichnis

Symbol	Einheit	Beschreibung
<i>Lateinische Symbole</i>		
a	m/s	Schallgeschwindigkeit
A	-	Korrelationsparameter Spaltausblasung
B	-	Korrelationsparameter Spaltausblasung
C_i	-	Konstanten bidirektionale Reflektanzverteilungsfunktion
b	K	Infrarot-Kalibrierparameter
c	J/(kg·K)	spezifische Wärmekapazität
c	m/s	Lichtgeschwindigkeit
d	mm	Durchmesser
E	W/(m ² ·µm)	spezifische spektrale Einstrahlung
f	-	Infrarot-Kalibrierparameter
h	J·s	Planck'sche Konstante
h	mm	Schaufelhöhe
I	A.U.	strahlungslineares Detektorsignal
k	J/K	Boltzmann-Konstante
k	m ² /s ²	spezifische turbulente kinetische Energie
L	mm	geometrische Länge
\dot{m}	kg/s	Massenstrom
M_o	kg/mol	molare Masse
n	-	Zählvariable
p	Pa	Druck
r	A.U.	Infrarot-Kalibrierparameter
r	-	Recovery-Faktor
r^*	A.U.	Infrarot-Kalibrierparameter - erweitertes Kalibrierverfahren

Symbol	Einheit	Beschreibung
R	mm	Radius
R	J/(kg·K)	spezifische Gaskonstante
s	mm	Spaltweite
s	mm	Laufkoordinate Saugseite
t	mm	Dicke der Spaltlippe
T	K	Temperatur
u, v, w	m/s	Geschwindigkeiten in Koordinatenrichtung x, y, z
U	A.U.	Detektorsignal
W	W/(m ² ·μm)	spezifische spektrale Abstrahlung
x, y, z	m	Koordinatenrichtung (Anströmung, lateral, normal)

Griechische Symbole

α	W/(m ² ·K)	Wärmeübergangskoeffizient
β	-	Korrelationsparameter
γ	°	Ausblasewinkel
Δ	-	Differenz, Reduktion, Fehler
ε	-	Emissivität
ζ	-	Korrelationsparameter
θ	°	Sichtwinkel
κ	-	Isentropenexponent
λ	m	Wellenlänge
λ	W/(m·K)	Wärmeleitfähigkeit
μ	Pa·s	dynamische Viskosität
ρ	kg/m ³	Dichte
ρ	-	Reflektivität
τ	-	Transmissivität
ω	1/s	spezifische Dissipationsrate

Symbol	Einheit	Beschreibung
<i>Indizes</i>		
$\bar{\square}$		laterales Mittel
$\bar{\square}$		zeitliches Mittel (bei Definition Turbulenzgrad)
$\bar{\bar{\square}}$		Flächenmittel
\square'		schwankende Größe
\square_0		Zustand stromauf Turbulenzgitter
\square_0		ohne Filmkühlung
\square_0		allgemeine Nummerierung
\square_1		Zustand Eintrittsebene Kaskade
\square_1		allgemeine Nummerierung
\square_2		Zustand Austrittsebene Kaskade
\square_2		allgemeine Nummerierung
\square_{ax}		axiale Sehne (axial chord)
\square_{aW}		adiabate Wand
\square_{ch}		Sehne (chord)
\square_{char}		charakteristisch
\square_d		dynamisch
\square_D		Detektor
\square_f		Filmkühlung
\square_{fl}		Fluid
\square_{Hg}		Heißgas
\square_{Ir}		Infrarot
\square_{int}		interpoliert
\square_K		Kupferblock
\square_{Kl}		Kühlluft
\square_{Kw}		Kühlwasser
\square_{konst}		konstant

Symbol	Einheit	Beschreibung
\square_{nom}		nominell
\square_{O}		Oberfläche
\square_{off}		Offset
\square_{p}		Teilung (pitch), Passage
\square_{p}		konstanter Druck
\square_{rec}		recovery
\square_{ref}		reflektiert
\square_{rel}		relativ
\square_{s}		statisch
\square_{s}		Saugseite
\square_{t}		total
\square_{Tau}		Taupunkt
\square_{Umg}		Umgebung
\square_{Sk}		Schwarzkörper
\square_{Strom}		Stromlinie
\square_{Verd}		Verdichteraustritt
\square_{W}		Wand
\square_{*}		Hilfsgröße
<i>Dimensionslose Kennzahlen</i>		
$DR = \frac{\rho_{\text{Kl}}}{\rho_{\text{Hg}}}$		Dichteverhältnis (density ratio)
$I = \frac{\rho_{\text{Kl}} \cdot u_{\text{Kl}}^2}{\rho_{\text{Hg}} \cdot u_{\text{Hg}}^2}$		Impulsverhältnis
$M = \frac{\rho_{\text{Kl}} \cdot u_{\text{Kl}}}{\rho_{\text{Hg}} \cdot u_{\text{Hg}}}$		Ausblaserate
$Ma = \frac{u}{a} = \frac{u}{\sqrt{\kappa \cdot R \cdot T}}$		Machzahl
$MFR = \frac{\dot{m}_{\text{Kl,p}}}{2 \cdot \dot{m}_{\text{Hg,p}}}$		Massenstromverhältnis (massflow ratio) (Faktor 2 speziell nur im Rahmen dieser Arbeit)

Symbol	Einheit	Beschreibung
$NHFR = 1 - \frac{\alpha_f}{\alpha_0} \cdot (1 - \eta_{aW} \cdot \theta)$		Net Heat Flux Reduction
$Pr = \frac{\mu \cdot c_p}{\lambda_{fl}}$		Prandtlzahl
$Re = \frac{\rho \cdot u \cdot L_{char}}{\mu}$		Reynoldszahl
$Tu = \frac{\sqrt{u'^2}}{\bar{u}}$		Turbulenzgrad
$\eta_{aW} = \frac{T_{rec,Hg} - T_{aW}}{T_{rec,Hg} - T_{t,Kl}}$		adiabate Filmkühleffektivität
$\theta = \frac{T_{rec,Hg} - T_{t,Kl}}{T_{rec,Hg} - T_W}$		dimensionslose Wandtemperatur
$\Theta = 1 - \frac{2 \cdot \alpha_f / \alpha_0}{1 + \alpha_f / \alpha_0} \cdot (1 - \eta_{aW})$		Wärmestromminderung
$\pi = \frac{p_{Verd}}{p_{Umg}}$		Druckverhältnis
<i>Abkürzungen</i>		
ACARE		Advisory Council for Aeronautics Research in Europe
BRDF		bidirektionale Reflektanzverteilungsfunktion (Bidirectional Reflectance Distribution Function)
ITS		Institut für Thermische Strömungsmaschinen
MPG		Midpassage-Gap (im Deutschen auch als <i>Segmentspalt</i> bezeichnet, aber nicht geläufig)
PEEK		Polyetheretherketon
TE		Thermoelement
SST		Schubspannungstransport (Shear Stress Transport)
V_{sh}		saugseitiger Ast des Hufeisenwirbels
V_{ph}		druckseitiger Ast des Hufeisenwirbels
V_p		Passagenwirbel
V_{wip}		Wandwirbel
V_{sLc}		saugseitiger Vorderkanteneckenwirbel

Symbol	Einheit	Beschreibung
V_{pLc}		druckseitiger Vorderkanteneckenwirbel
V_{sc}		saugseitiger Eckenwirbel
V_{pc}		druckseitiger Eckenwirbel
V_g		Spaltwirbel
V		Ventil

1 Einleitung

Thermische Turbomaschinen haben als Antrieb im Bereich des Luftverkehrs und in Form stationärer Gasturbinen bei der elektrischen Energieversorgung eine große Bedeutung, welche in naher Zukunft noch weiter zunehmen wird.

Studien zur Entwicklung des deutschen Strommarkts zeigen, dass bis im Jahr 2030 ein zusätzlicher Bedarf von 7 ... 11 GW an installierter Leistung in Form von Gaskraftwerken besteht, um Schwankungen erneuerbarer Energieträger auszugleichen (Bode und Groscurth (2011)). Langfristig können stationäre Gasturbinen bei der Umsetzung von sogenannten *Power-to-Gas-Konzepten* einen wichtigen Beitrag zur sicheren Stromversorgung leisten (Viebahn et al. (2018)).

Im Bereich des zivilen Luftverkehrs wird in Prognosen, welche vor der COVID-19 Pandemie entstanden sind, in den kommenden Jahren ein jährliches Wachstum der weltweiten Passagierzahlen von 3,5 ... 4,3% prognostiziert (IATA (2018), ICAO (2018)). Trotz des Einbruchs des Flugverkehrs durch die COVID-19 Pandemie wird in aktuellen Studien langfristig weiterhin von einem Wachstum der Passagierzahlen ausgegangen (Gelhausen et al. (2021)). Da der Einsatz eines vollelektrischen Antriebs für Flugzeuge in der kommerziellen Luftfahrt in den nächsten 20-30 Jahren nicht realistisch ist (Lukasik und Wisniowski (2017)), muss dieses Wachstum mittelfristig mit klassischen Antriebssystemen bewältigt werden.

Dem Wachstum entgegen steht das Ziel des Pariser Klimaabkommens, die Erderwärmung auf maximal 2°C zu begrenzen, um die Folgen der Klimaerwärmung zu minimieren (United Nations (2016)). Um einen entsprechenden Beitrag zur Erreichung dieses Ziels zu leisten, hat zum Beispiel die europäische Luftfahrtforschungsorganisation *Advisory Council for Aeronautics Research in Europe* (ACARE) ehrgeizige Ziele formuliert. Bis zum Jahr 2050 soll im europäischen Luftverkehr der CO₂-Ausstoß um 75% und der NO_x-Ausstoß um 90% im Vergleich zum Jahr 2000 gesenkt werden (ACARE (2011)).

Um bei diesem prognostizierten Wachstum eine Senkung des CO₂-Ausstoßes und eine Reduktion der NO_x-Emissionen zu erreichen, muss zum einen der Wirkungsgrad des Gasturbinenprozesses erhöht und zum anderen der Verbrennungsprozess optimiert werden¹. Der Wirkungsgrad einer Gasturbine lässt sich unter anderem durch die Erhöhung der Turbineneintrittstemperatur steigern. Eine Reduktion der NO_x-Emissionen ist durch den Einsatz neuer Verbrennungskonzepte, wie der mageren Vormischverbrennung, möglich. Bei der mageren Vormischverbrennung nimmt deutlich mehr Luft am Verbrennungsprozess in der Primärzone teil als bei konventionellen Verbrennungskonzepten, so dass weniger Luft zur Formung des Temperaturprofils am Brennkammeraustritt zur Verfügung steht (Dunn-Rankin (2008)).

¹ Alternative Kraftstoffe stellen ebenfalls eine Möglichkeit dar, den CO₂-Ausstoß zu senken, sollen aber im Rahmen dieser Arbeit nicht weiter betrachtet werden.

Dies führt zu deutlich flacheren Temperaturprofilen am Eintritt in die erste Turbinenleitreihe.

Sowohl die Erhöhung der Turbineneintrittstemperatur, als auch die flacheren Temperaturprofile am Turbineneintritt führen zu einer deutlichen Zunahme der thermischen Belastung auf der Seitenwand und im Bereich des Schaufelfußes der ersten Turbinenleitreihe. Bereits in aktuellen Maschinen ist die thermische Belastung so groß, dass neben hochtemperaturbeständigen Nickelbasislegierungen keramische Schutzschichten und intensive (Film)kühlung eingesetzt werden müssen, um ein Versagen der ersten Turbinenleitreihe zu verhindern. Das aufwändige Filmkühlkonzept, welches hierfür bei aktuellen ersten Leitschaufelreihen erforderlich ist, ist schematisch in Abbildung 1.1 dargestellt. Der weiter steigenden Belastung im Bereich der Seitenwand und des Schaufelfußes muss somit durch eine noch intensivere Kühlung begegnet werden, da bereits eine Erhöhung der Materialtemperaturen um 10 ... 20 K zu einer Lebensdauerreduktion des Bauteils um bis zu 50% führen kann (Snowsill und Young (2006)). Dem entgegen steht ein negativer Einfluss eines wachsenden Kühlluftbedarfs auf den Wirkungsgrad des Gasturbinenprozesses (Horlock et al. (2001)).

Eine Möglichkeit der Intensivierung der Kühlung bei gleichbleibendem Kühlluftbedarf besteht darin, die ausgeblasene Kühl- beziehungsweise Sperrluft besser zu nutzen. Insbesondere bei aus fertigungsbedingten Spalten ausgeblasener Sperrluft besteht hier noch Potential. Aktuell ist deren primäre Aufgabe, das Eindringen von Heißgas zu verhindern. Jedoch besteht prinzipiell auch die Möglichkeit, diese Luft gezielt zu Kühlungszwecken einzusetzen.

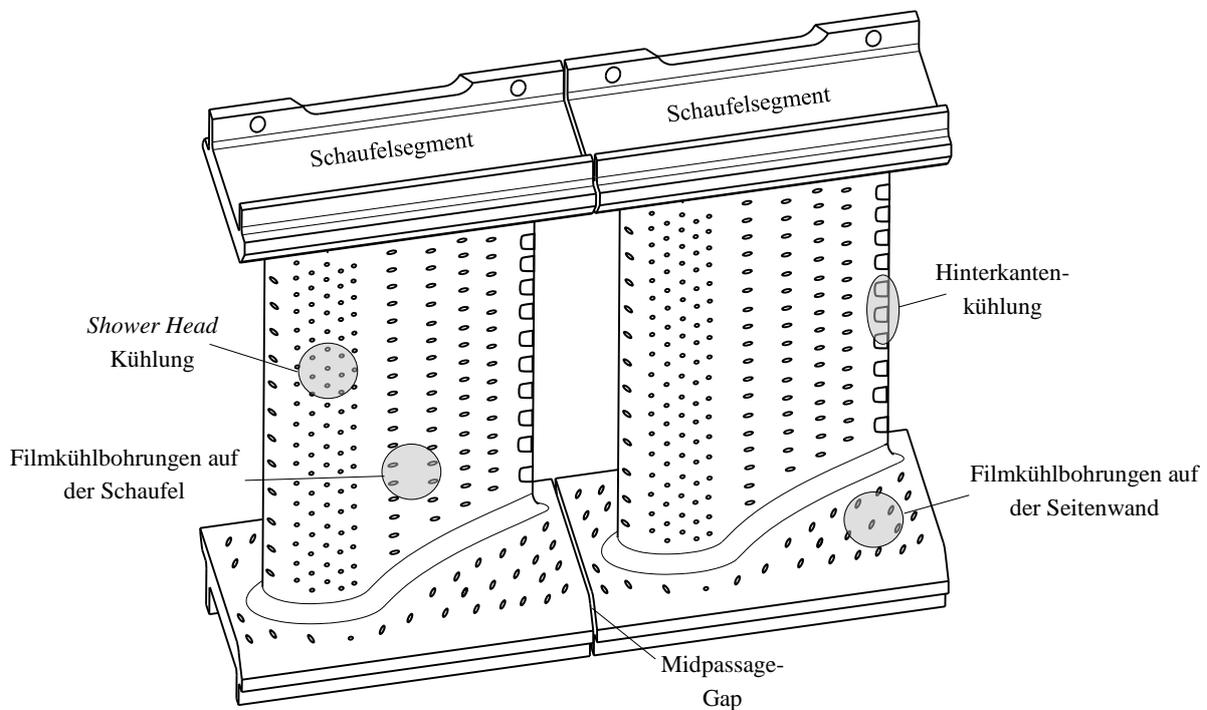


Abbildung 1.1: Schematische, vereinfachte Darstellung eines Ausschnitts einer ersten Turbinenleitreihe

Im Rahmen dieser Arbeit soll der fertigungsbedingte Spalt zwischen zwei Schaufelsegmenten, auch als *Midpassage-Gap* bezeichnet (siehe Abbildung 1.1), näher betrachtet werden. Aufbauend auf bereits existierenden Untersuchungen zum Kühlpotential von aus Standard-Spalten ausgeblasener Sperrluft wird erstmalig eine gezielte Variation der Spaltgeometrie und des Dichtkonzepts mit dem Ziel der Steigerung der Kühlwirkung durchgeführt. Die Bewertung des Potentials erfolgt durch hochauflösende thermische Messung des Wärmeübergangs mit Filmkühlung und der adiabaten Filmkühleffektivität, sowohl auf der Seitenwand als auch im Bereich des Schaufelfußes einer ersten Turbinenleitreihe, bei maschinenähnlichen Bedingungen. Damit ist es experimentell erstmals möglich, das Kühlpotential der aus dem Midpassage-Gap ausgeblasenen Sperrluft vollumfänglich zu bewerten. Zur Erfassung der zur Ermittlung der Filmkühlgrößen erforderlichen Oberflächentemperaturen kommt die Infrarotmesstechnik zum Einsatz. Die komplexe Oberfläche in Kombination mit einer begrenzten optischen Zugänglichkeit führt zu lokal sehr hohen Sichtwinkeln. Dies erfordert eine Weiterentwicklung des Kalibrierverfahrens, um verwertbare Ergebnisse erzielen zu können.

Nach einem Überblick über bereits existierende Untersuchungen werden der für die Messungen erforderliche Versuchsaufbau und die verwendete Messtechnik beschrieben. Ebenso werden die neu entwickelten Spaltvarianten vorgestellt. Anschließend wird der Mess- und Auswerteablauf dargelegt und bewertet. In diesem Zusammenhang wird auch das weiterentwickelte Kalibrierverfahren für die Infrarotdaten eingeführt. Weiter erfolgt auf Basis der Messdaten eine ausführliche Bewertung des thermischen Potentials der einzelnen Midpassage-Gap-Varianten. Die Auswertung der Messdaten entlang von Stromlinien ermöglicht einen Vergleich mit einfachen Korrelationen. Die Zusammenfassung der Erkenntnisse und ein Ausblick schließen die Arbeit ab.

2 Grundlagen und Stand der Forschung

In diesem Kapitel soll auf relevante Vorarbeiten sowie erforderliche Grundlagen zum Verständnis der vorliegenden Arbeit eingegangen werden. In einem ersten Schritt werden die Grundlagen der Filmkühlung erläutert. Darauf folgt eine Übersicht über Besonderheiten und Herausforderungen bei der Filmkühlung der Seitenwand einer ersten Turbinenleitreihe. Anhand einer Übersicht über existierende Untersuchungen zum Kühlpotential der aus dem Midpassage-Gap ausgeblasenen Sperrluft, wird der wissenschaftliche Kenntnisstand dargestellt und die Zielsetzung dieser Arbeit weiter konkretisiert. Anschließend wird auf die Messtechnik und Methodik eingegangen, welche in dieser Arbeit zur Ermittlung der Filmkühlgrößen angewendet wird. Darauf basierend werden notwendige Weiterentwicklungen herausgearbeitet, um, bei den begrenzten optischen Zugänglichkeiten, erfolgreich Messungen durchführen zu können. Abschließend werden die Ziele der Arbeit, sowohl seitens des Midpassage-Gap als auch der Messtechnik und Auswertemethodik, zusammengefasst dargestellt.

2.1 Grundlagen der Filmkühlung

Neben keramischen Schutzschichten und interner konvektiver Kühlung ist die Filmkühlung maßgeblich dafür verantwortlich, dass in heutigen Flugtriebwerken Turbineneintrittstemperaturen von 1900 K und mehr möglich sind (Rolls-Royce PLC (2015)), welche deutlich über den ertragbaren Materialtemperaturen liegen. Hierbei wird durch Öffnungen (Bohrungen, Schlitze, ...) in der Bauteiloberfläche kalte Luft ausgeblasen. Diese legt sich als schützender Film zwischen Heißgas und Oberfläche und führt so zu einer deutlichen Senkung der Oberflächentemperatur. In diesem Abschnitt werden zuerst alle relevanten Größen eingeführt, die zur Beschreibung von Filmkühlvorgängen erforderlich sind. Anschließend erfolgt eine Erläuterung der relevanten Parameter, welche die Filmkühlung beeinflussen. Des Weiteren werden Korrelationen vorgestellt, mit denen die Beschreibung von Filmkühlvorgängen möglich ist und die im Rahmen dieser Arbeit zu Vergleichszwecken herangezogen werden sollen.

2.1.1 Beschreibung von Filmkühlvorgängen

Die Beschreibung der Filmkühlvorgänge erfolgt vereinfacht an einer ebenen Wand, welche einer Heißgasströmung ausgesetzt ist. In Abbildung 2.1 wird die Wand auf der linken Seite rückseitig mit Kühlluft konvektiv gekühlt. Auf der rechten Seite wird zusätzlich Kühlluft ausgeblasen. Die sich einstellenden Temperaturverläufe sind schematisch dargestellt. Für den Fall der rein konvektiven Kühlung ist die treibende Temperatur für den heißgasseitigen Wärmeübergang die Heißgasrecoverytemperatur

$$T_{\text{rec,Hg}} = T_{\text{s,Hg}} \cdot \left(1 + r \cdot \frac{\kappa - 1}{2} \cdot Ma_{\text{Hg}}^2 \right), \quad 2.1$$

welche sich aus der statischen Heißgastemperatur $T_{\text{s,Hg}}$, dem Recovery-Faktor r , dem Isentropenexponenten κ und der Heißgasmachzahl Ma_{Hg} ermitteln lässt. Der Recovery-Faktor ist eine Funktion der Prandtlzahl und des Grenzschichtzustandes und für gasförmige Luft kleiner eins (Jischa (1982)). Das heißt die Recoverytemperatur liegt unterhalb der Totaltemperatur. Durch die rückseitige konvektive Kühlung der Wand mit Kühlluft liegt die Wandtemperatur T_{W} unterhalb der Heißgastemperatur. Der sich einstellende wandnormale Wärmestrom

$$\dot{q}_{\text{W},0} = \alpha_0 \cdot (T_{\text{rec,Hg}} - T_{\text{W}}) \quad 2.2$$

lässt sich mithilfe der Temperaturdifferenz zwischen Heißgas und Wand und dem Wärmeübergangskoeffizient ohne Filmkühlung α_0 ausdrücken.

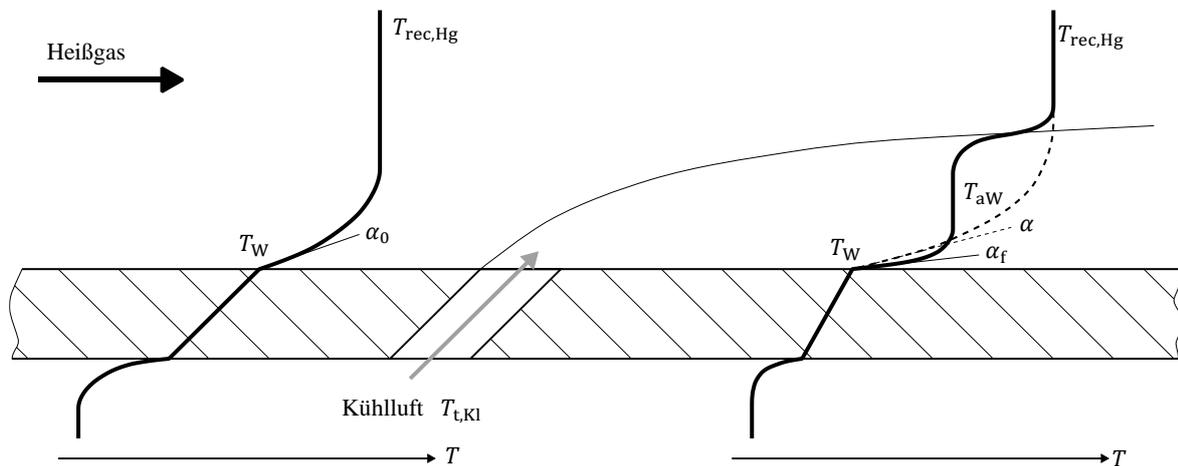


Abbildung 2.1: Prinzip der Filmkühlung (angelehnt an Kneer (2017))

Die Ausblasung von Kühlluft führt dazu, dass sich zwischen Wand und Heißgas ein schützender Kühlfilm etabliert. Die Wandtemperatur wird abgesenkt, der wandnormale Wärmestrom reduziert. (Goldstein (1971)) Der sich durch die Kühlluftausblasung neu einstellende heißgasseitige Temperaturverlauf beinhaltet ein zusätzliches Temperaturniveau, welches zwischen der Heißgastemperatur und der Kühllufttemperatur liegt. Diese Kühlfilmtemperatur kann sehr gut mit der adiabaten Wandtemperatur T_{aW} beschrieben werden, der Temperatur, die sich an der Wand einstellt, wenn diese adiabat ist (Goldstein (1971)).

Der Kühlfilm interagiert je nach Strömungsbedingungen mehr oder weniger stark mit dem Heißgas. Direkt an der Ausblasestelle entspricht die adiabate Wandtemperatur in erster Näherung der Kühllufttemperatur. Weiter stromab erfolgt eine Ausmischung mit dem Heißgas. Die adiabate Wandtemperatur nähert sich der Heißgastemperatur an. Um die Filmkühlwir-

kung unabhängig vom Temperaturniveau beschreiben zu können, wird die adiabate Wandtemperatur häufig mit Hilfe der Heißgasrecoverytemperatur $T_{\text{rec,Hg}}$ und der Kühllufttotaltemperatur $T_{\text{t,Kl}}$ entdimensioniert und in Form der adiabaten Filmkühleffektivität

$$\eta_{\text{aW}} = \frac{T_{\text{rec,Hg}} - T_{\text{aW}}}{T_{\text{rec,Hg}} - T_{\text{t,Kl}}} \quad 2.3$$

dargestellt (Goldstein (1971)). Bei einer adiabaten Filmkühleffektivität von eins entspricht die adiabate Wandtemperatur der Kühllufttemperatur, es hat noch keine Ausmischung beziehungsweise Interaktion mit dem Heißgas stattgefunden. Bei einer Filmkühleffektivität von null liegt keine Filmkühlung vor, beziehungsweise hat sich die Kühlluft vollständig mit dem Heißgas ausgemischt. Die adiabate Wandtemperatur entspricht der Heißgastemperatur.

Bei Filmkühlvorgängen kann der Wärmeübergang auf zwei unterschiedliche Arten definiert werden. Es ist weiterhin möglich, ihn zwischen Heißgasrecoverytemperatur $T_{\text{rec,Hg}}$ und Wandtemperatur T_{W} mit dem Wärmeübergangskoeffizienten α zu definieren:

$$\dot{q}_{\text{W,f}} = \alpha \cdot (T_{\text{rec,Hg}} - T_{\text{W}}). \quad 2.4$$

Dabei wird implizit der gestrichelt dargestellte Temperaturverlauf in Abbildung 2.1 angenommen. Bei dieser Formulierung hängt der Wärmeübergangskoeffizient von der Kühlluftbeziehungsweise Kühlfilmtemperatur ab, was eine Übertragung erschwert. Die zweite (bessere) Möglichkeit besteht darin, den Wärmeübergang mit der tatsächlich treibenden Temperatur, der adiabaten Wandtemperatur T_{aW} , zu definieren:

$$\dot{q}_{\text{W,f}} = \alpha_{\text{f}} \cdot (T_{\text{aW}} - T_{\text{W}}). \quad 2.5$$

Der Proportionalitätsfaktor wird als Wärmeübergangskoeffizient mit Filmkühlung α_{f} bezeichnet. Dieser ist unabhängig von der Temperaturdifferenz (Goldstein (1971)) und damit von der Kühllufttemperatur entkoppelt.

Mit diesen Größen ist das Filmkühlproblem vollständig beschrieben. Um die Kühlwirkung einer Filmkühlkonfiguration analysieren, beziehungsweise mit anderen Konfigurationen vergleichen zu können, müssen diese Größen kombiniert werden. Es muss ein Ausdruck gefunden werden, welcher sowohl die Absenkung der treibenden Temperaturdifferenz, ausgedrückt durch die adiabate Filmkühleffektivität, sowie die Beeinflussung der Grenzschicht, abgebildet durch die Änderung des Wärmeübergangs durch Filmkühlung, koppelt. Eine gängige Möglichkeit besteht darin, die Änderung des wandnormalen Wärmestroms durch die Filmkühlung zu bestimmen. Ein reduzierter Wandwärmestrom durch Filmkühlung korrespondiert mit einer niedrigeren Wandtemperatur und somit einer geringeren thermischen Belastung des Bauteils. Basierend auf dem von Luckey et al. (1977) eingeführten Stanton-Zahl-Verhältnis führten Sen et al. (1996) die sogenannte *Net Heat Flux Reduction*

$$NHFR = 1 - \frac{\dot{q}_{W,f}}{\dot{q}_{W,0}} = 1 - \frac{\alpha_f}{\alpha_0} \cdot (1 - \eta_{aW} \cdot \theta) \quad 2.6$$

ein, indem Sie die Wandwärmeströme $\dot{q}_{W,0}$ und $\dot{q}_{W,f}$ durch die Gleichungen 2.2 und 2.5 ersetzen und die Temperaturen mithilfe der adiabaten Filmkühleffektivität η_{aW} und der dimensionslosen Wandtemperatur

$$\theta = \frac{T_{rec,Hg} - T_{t,KI}}{T_{rec,Hg} - T_W} \quad 2.7$$

ausdrücken. Bei bekannter (dimensionsloser) Wandtemperatur lässt sich mit diesem Zusammenhang die Wärmestromminderung durch Filmkühlung bestimmen. Häufig ist aber während des Auslegungsprozesses die Wandtemperatur noch unbekannt und muss geschätzt werden. Um diese zu umgehen, definierte Baldauf (2001) die Wärmestromminderung

$$\theta = 1 - \frac{\dot{q}_{W,f}}{\dot{q}_{W,0}} = 1 - \frac{2 \cdot \alpha_f / \alpha_0}{1 + \alpha_f / \alpha_0} \cdot (1 - \eta_{aW}), \quad 2.8$$

welche für die Bestimmung der Wandwärmeströme ohne die Wandtemperatur auskommt. Diese Formulierung impliziert jedoch die Annahme, dass der heißgasseitige Wärmeübergangskoeffizient dem Wärmedurchgangskoeffizienten durch die Wand bis zur rückseitigen Kühlluftströmung entspricht (Baldauf (2001)).

2.1.2 Einflussparameter auf Filmkühlung durch Spaltausblasung

Die Ausbreitung des Kühlfilms und somit die Kühlwirkung, welche sich durch die im vorherigen Unterabschnitt beschriebenen Größen quantifizieren lässt, ist einer Vielzahl von Einflussfaktoren und Parametern ausgesetzt. Diese sollen in diesem Unterabschnitt näher beleuchtet werden. Experimente können häufig nicht bei maschinentypischen Temperaturen und Drücken durchgeführt werden und sind teilweise auch geometrisch skaliert. Deshalb ist es wichtig, dass die relevanten dimensionslosen Parameter weiterhin eingehalten werden, um die Übertragbarkeit der Ergebnisse auf die reale Maschine zu garantieren.

Die Einflussparameter lassen sich in Strömungs- und Geometrieparameter aufteilen. Da der im Rahmen dieser Arbeit untersuchte Midpassage-Gap vereinfacht einer Spaltausblasung entspricht, erfolgt die Analyse der Einflussparameter für eine einfache Spaltgeometrie. Weitere Effekte, die sich aus der Interaktion mit dem komplexen Strömungsfeld einer Schaufelpassage ergeben, werden in Abschnitt 2.2 und 2.3 dargestellt.

Strömungsparameter

Ein Haupteinflussparameter ist das Verhältnis der Massenstromdichten von Kühlluft (KI) und Heißgas (Hg), welches als Ausblaserate

$$M = \frac{\rho_{\text{Kl}} \cdot u_{\text{Kl}}}{\rho_{\text{Hg}} \cdot u_{\text{Hg}}} \quad 2.9$$

bezeichnet wird. Die jeweilige Massenstromdichte ist das Produkt aus Dichte ρ und Geschwindigkeit u des jeweiligen Massenstroms.

Mit der Ausblaserate kann das thermische Verhalten der Filmkühlausblasung beschrieben werden. Sie skaliert die thermische Transportkapazität der Kühlluft. Um die aerodynamische Interaktion zwischen Heißgas und Kühlluft (zum Beispiel das Ablöseverhalten des Kühlluftstrahls) beschreiben beziehungsweise skalieren zu können, ist es erforderlich, das Impulsverhältnis

$$I = \frac{\rho_{\text{Kl}} \cdot u_{\text{Kl}}^2}{\rho_{\text{Hg}} \cdot u_{\text{Hg}}^2} \quad 2.10$$

ebenfalls einzuhalten. Damit sowohl Ausblaserate als auch Impulsverhältnis eingehalten werden können, ist es notwendig, dass das Dichteverhältnis zwischen Kühlluft und Heißgas

$$DR = \frac{\rho_{\text{Kl}}}{\rho_{\text{Hg}}} = \frac{M^2}{I} \quad 2.11$$

in maschinentypischen Bereichen ($DR \approx 2$) liegt. (Bogard und Thole (2006))

Ist es nicht möglich, maschinentypische Dichteverhältnisse einzuhalten, ergibt sich nach Forth (1985) und Forth und Jones (1986) mit dem Impulsverhältnis die beste Skalierung für Kühlluftausblasung durch Spalte.

Für eine Spaltausblasung kann grundsätzlich mit zunehmender Ausblaserate eine Zunahme der adiabaten Filmkühleffektivität beobachtet werden (Hartnett et al. (1961), Mukherjee (1976), Forth (1985)). Es lässt sich ein Optimum für die Ausblaserate beobachten, oberhalb der die adiabate Filmkühleffektivität stagniert oder sinkt (Papell (1960), Sivasegaram und Whitelaw (1969), Jia et al. (2005)). Hier spielen Effekte, wie die Ablösung des Kühlluftstrahls und eine Ausmischung der Kühlluft mit dem Heißgas, eine entscheidende Rolle. Das Optimum hängt von der geometrischen Ausgestaltung des Spaltes und der Position stromab der Ausblasung ab und liegt in Untersuchungen von Sivasegaram und Whitelaw (1969) im Bereich $M \approx 1 \dots 2$. Bei diesen Untersuchungen lag jedoch ein nicht maschinenähnliches Dichteverhältnis von nahe eins vor. Untersuchungen von Papell (1960) bei maschinenähnlichen, aber zwischen den Messungen stark variierenden Dichteverhältnissen, zeigen bis zu einer Ausblaserate $M = 1,5$ für alle untersuchten geometrischen Spaltvarianten einen Anstieg in der adiabaten Filmkühleffektivität. Bei $M = 4,5$ ist ein Rückgang für fast alle Varianten zu beobachten. Beim Wärmeübergang mit Filmkühlung bezogen auf den Wärmeübergang ohne Filmkühlung α_f/α_0 kann ebenfalls ein Anstieg mit zunehmender Ausblaserate beobachtet werden (Hartnett et al. (1960), Metzger und Fletcher (1971), Forth (1985)).

Heißgasseitig spielt der Turbulenzgrad eine wichtige Rolle. Mit steigendem Turbulenzgrad nimmt die Ausmischung der Kühlluft mit dem Heißgas zu, was insbesondere im weiter

stromabliegenden Bereich der Kühlluftausblasung zu einem Abfall in der Kühlwirkung führt (Carlson und Talmor (1968)). Die Autoren konnten dort eine Halbierung der adiabaten Filmkühleffektivität bei einer Erhöhung des Turbulenzgrades von $Tu = 3\%$ auf $Tu = 22\%$ beobachten.

Ein weiterer heißgasseitiger Einflussparameter ist das Vorliegen einer beschleunigten Strömung. Diese führt laut Untersuchungen von Hartnett et al. (1960) und Seban und Back (1962) zu einem leichten Abfall in der Filmkühleffektivität. In Untersuchungen von Carlson und Talmor (1968) war ein starker Abfall im weiter stromabliegenden Bereich zu beobachten. Nahe der Ausblasung konnte bis zu einer gewissen Beschleunigung ein positiver Effekt auf die Filmkühleffektivität beobachtet werden. Bei dieser Studie wurde die für die Beschleunigung erforderliche Querschnittsverengung durch Neigen der Wand, auf welcher die Kühlluft ausgebracht wird, durchgeführt. Bei den Untersuchungen von Hartnett et al. (1960) und Seban und Back (1962) war die gegenüberliegenden Kanalwand geneigt.

Der Einfluss der heißgasseitigen Grenzschichtdicke auf die Filmkühleffektivität ist sehr gering. Mit zunehmender Grenzschichtdicke kann tendenziell eine geringe Reduktion in der Filmkühleffektivität bei der Ausblasung durch einen tangentialen Spalt beobachtet werden (Kacker und Whitelaw (1968), Burns und Stollery (1969)). Ebenso spielen die Heißgas-Mach- und -Reynoldszahl im subsonischen Bereich eine untergeordnete Rolle, wie Untersuchungen von Liess (1975), Baldauf und Scheurlen (1996) und Baldauf (2001) für Filmkühl- ausblasung durch eine Bohrungsreihe zeigen. Selbst im transsonischen Bereich beeinflussen die dort auftretenden Stöße und damit einhergehende sprunghafte Änderungen der Machzahl die adiabate Filmkühleffektivität nicht wesentlich (Ochs (2011)).

Kühlluftseitig konnte von Burns und Stollery (1969) bei tangentialer Ausblasung ein Einfluss der, mit der Spaltweite s gebildeten, Kühlluftreynoldszahl Re_{Kl} auf die Filmkühleffektivität beobachtet werden. Eine Änderung des Turbulenzgrads der Kühlluft von $Tu = 5,5\%$ auf $Tu = 9,5\%$ hat keinen signifikanten Einfluss (Kacker und Whitelaw (1968)).

Geometrische Parameter

Bezüglich der Spaltgeometrie ist die Spaltweite s ein relevanter Skalierungsfaktor. In Abbildung 2.2 ist diese mit weiteren relevanten geometrischen Parametern für eine schräge und tangentiale Spaltausblasung dargestellt. Mit der Spaltweite s kann die Position stromab der Ausblasung x entdimensioniert werden. Generell kann ein Abfall der adiabaten Filmkühleffektivität η_{aW} und der Wärmeübergangserhöhung durch Filmkühlung α_f/α_0 mit zunehmender dimensionsloser Lauflänge stromab der Ausblasung x/s beobachtet werden (unter anderem Hartnett et al. (1960, 1961)).

Des Weiteren ist die grundsätzliche Geometrie des Spaltes von Relevanz. Zum einen spielt, insbesondere bei sehr flacher oder tangentialer Ausblasung (Abbildung 2.2 (b)), die Dicke der Spaltlippe t eine Rolle (Burns und Stollery (1969), Bittlinger et al. (1994)). Zum anderen

ist die Neigung des Spaltes beziehungsweise der Ausblasewinkel γ von großer Bedeutung (Abbildung 2.2 (a)). Generell kann beobachtet werden, dass mit abnehmendem Ausblasewinkel die Filmkühleffektivität ansteigt (Papell (1960), Sivasegaram und Whitelaw (1969), Metzger und Fletcher (1971)). In numerischen Untersuchungen von Jia et al. (2005) konnte derselbe Effekt beobachtet werden, jedoch nur bis zu einem Winkel von $\gamma = 30^\circ$. Danach fällt die Filmkühleffektivität wieder ab. Die Untersuchungen wurden jedoch bei vergleichsweise hohen Ausblaseraten von $M = 2$ durchgeführt. Bezüglich der Wärmeübergangserhöhung durch Filmkühlung konnten Metzger et al. (1968) eine Zunahme mit steigendem Ausblasewinkel beobachten.

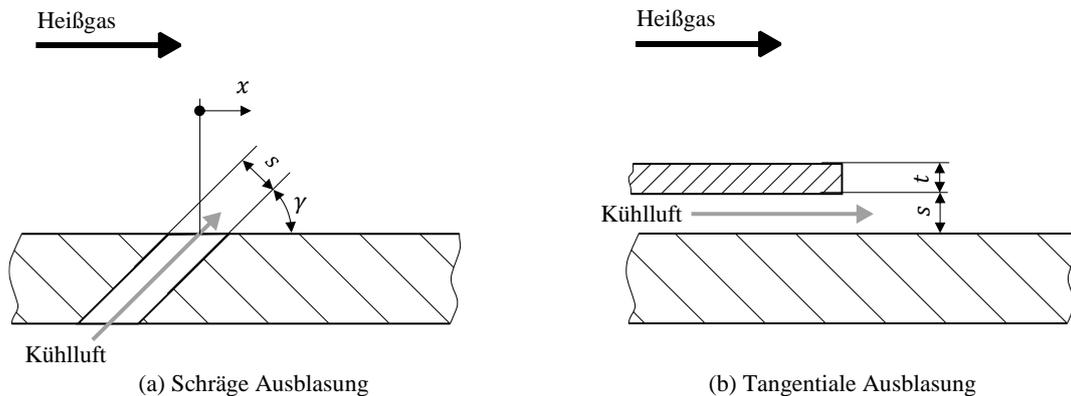


Abbildung 2.2: Geometrieparameter einer Spaltausblasung

Diese Übersicht zeigt anhand der Vielzahl von Einflussparameter die Komplexität von Filmkühlvorgängen auf. Mithilfe der wichtigsten Einflussparameter lassen sich die Filmkühlvorgänge mittels Korrelationen näherungsweise beschreiben. Mit Fokus auf das Thema dieser Arbeit werden im nachfolgenden Unterabschnitt ausschließlich Korrelationen für Kühlluftausblasung durch Spalte vorgestellt.

2.1.3 Korrelationen für Spaltausblasung

Zur Beschreibung der Kühlluftausblasung durch Spalte wurden zahlreiche Korrelationen theoretisch und experimentell entwickelt. Eine umfangreiche Übersicht hierzu findet sich in Goldstein (1971) und Forth (1985). Hier soll nur ein kurzer Überblick gegeben und auf die für diese Arbeit prinzipiell relevanten Korrelationen und Parameter eingegangen werden.

Erste einfache Korrelationen für die adiabate Filmkühleffektivität wurden von Wieghardt (1946) (nach Goldstein (1971)), Seban et al. (1957) und Hartnett et al. (1961) in der Form

$$\eta_{aw} = A \cdot \left(\frac{x}{M \cdot s} \right)^B \quad 2.12$$

entwickelt. Wieghardt (1946) (nach Goldstein (1971)) und Hartnett et al. (1961) korrelierten die Parameter A und B für einen Ausblasewinkel von $\gamma = 30^\circ$, Seban et al. (1957) für eine

wandnormale Ausblasung. Entsprechend variieren die Parameter für $A = 2,2 \dots 21,8$ und $B = -0,8 \dots -0,5$. Die Abhängigkeit von der Lauflänge x , der Ausblaserate M und der Spaltweite s deckt sich mit den Erkenntnissen aus dem vorherigen Unterabschnitt und findet sich in allen weiterentwickelten Korrelation in dieser oder ähnlicher Form.

Eine Ergänzung, welche den Einfluss des Dichte- beziehungsweise Temperaturverhältnisses zwischen Heißgas und Kühlluft berücksichtigt, wurde von Papell und Trout (1959) vorgeschlagen:

$$\eta_{aW} = 12,6 \cdot M \cdot \left(\frac{s}{x}\right)^{0,72} \cdot \left(\frac{T_{Kl}}{T_{Hg}}\right)^{0,5} \quad 2.13$$

Forth (1985) bestätigte, dass sich hiermit der Einfluss unterschiedlicher Dichte- beziehungsweise Temperaturverhältnisse korrelieren lässt. Die Korrelation wurde für eine tangentielle Kühlluftausblasung entwickelt.

Weitere Parameter, wie die Abhängigkeit von Stoffdaten (dynamische Viskosität μ , spezifische isobare Wärmekapazität c_p , Prandtlzahl Pr , molare Masse Mo), von der Kühlluft Reynoldszahl Re_{Kl} , gebildet mit der Spaltweite s und insbesondere vom Ausblasewinkel γ , sind in einer Korrelation von Goldstein und Haji-Sheikh (1967) (nach Goldstein (1971)) enthalten:

$$\eta_{aW} = \frac{1,9 \cdot Pr^{2/3}}{1 + 0,329 \cdot \zeta^{0,8} \cdot \frac{c_{p,Hg}}{c_{p,Kl}} \cdot \beta} \quad 2.14$$

$$\text{mit } \zeta = \frac{x}{M \cdot s} \cdot \left(Re_{Kl} \frac{\mu_{Kl}}{\mu_{Hg}}\right)^{-0,25} \quad \text{und} \quad \beta = 1 + 1,5 \cdot 10^{-4} \cdot Re_{Kl} \cdot \frac{\mu_{Kl} \cdot Mo_{Hg}}{\mu_{Hg} \cdot Mo_{Kl}} \cdot \sin(\gamma).$$

Über den Faktor β und die Prandtlzahl wird die Aufdickung der Grenzschicht durch die Kühlluftausblasung und der Temperaturverlauf in dieser modelliert.

Mukherjee (1976) verglich diese Korrelation mit einer großen Anzahl von Daten aus der Literatur und konnte die Genauigkeit hin zu kleineren Abständen zur Spaltausblasung für eine tangentielle Ausblasung vergrößern. Hierfür reduzierte er für $\zeta = 1 \dots 4$ den Exponent von ζ von 0,8 auf 0,47 und erhöhte den Vorfaktor von 0,329 auf 0,525. Für $\zeta < 1$ setzte er die adiabate Filmkühleffektivität $\eta_{aW} = 1$. Des Weiteren konnte er die Gültigkeit der Korrelation für verschiedene Dichteverhältnisse zwischen Kühlluft und Heißgas für eine tangentielle Ausblasung bestätigen, obwohl dieses nicht explizit berücksichtigt wird.

Um für tangentielle Kühlluftausblasung entwickelte Korrelationen (zum Beispiel Gleichung 2.13) auch bei anderen Ausblasewinkeln einsetzen zu können, schlägt Mukherjee (1976) folgende, um den Ausblaswinkel γ korrigierte, adiabate Filmkühleffektivität vor:

$$\eta_{aW,\gamma} = \eta_{aW} \cdot \left(\frac{1 + 2 \cdot \cos^2(\gamma)}{3}\right). \quad 2.15$$

Korrelationen zur Beschreibung der Erhöhung des Wärmeübergangs durch Filmkühlung sind in der öffentlich zugänglichen Literatur nur wenige zu finden. Metzger et al. (1968) entwickelten Korrelationen für verschiedene Ausblasewinkel, welche jedoch nur für den Wärmeübergang α , definiert mit der Heißgastemperatur, eine Abhängigkeit von der Ausblaserate und Lauflänge aufweisen. Für den Wärmeübergang mit Filmkühlung α_f ergeben sich konstante Werte. In Forth (1985) und Forth und Jones (1986) wird ein Skalierungsfaktor für die Wärmeübergangserhöhung durch Filmkühlung basierend auf dem Impulsverhältnis vorgeschlagen, jedoch keine anwendbare Korrelation präsentiert, die im Rahmen dieser Arbeit zu Vergleichen herangezogen werden könnte.

Bisher wurden nur die grundlegenden Einflussparameter einer Kühlluftausblasung durch einen Spalt betrachtet. Der Midpassage-Gap, welcher Gegenstand dieser Arbeit ist, befindet sich jedoch in der Seitenwand einer Schaufelpassage und ist dadurch einem komplexen Strömungsfeld ausgesetzt, was die Kühlluftausblasung beeinflusst. Dieses soll im nachfolgenden Abschnitt näher betrachtet werden.

2.2 Filmkühlung der Seitenwand einer ersten Turbinenleitreihe

In diesem Abschnitt wird in einem ersten Schritt das Strömungsfeld in einer Schaufelpassage näher betrachtet. In einem zweiten Schritt wird auf die Interaktion dieses Strömungsfeldes mit auf der Seitenwand einer Turbinenpassage ausgebrachten Kühlluft näher eingegangen.

2.2.1 Strömungsphänomene in Schaufelpassagen

Neben der Hauptströmung in einer Schaufelpassage, die durch eine Beschleunigung und Umlenkung des Fluides charakterisiert ist, spielt das Sekundärströmungsfeld eine tragende Rolle. Es bildet sich maßgeblich durch die Interaktion von zwei Sekundärströmungseffekten (Simon und Piggush (2006)): Die ankommende Grenzschicht staut sich im Schaufelstau-punkt auf, rollt sich aufgrund des wandnormalen Druckgradienten, welcher durch Verzögerung der Strömung entsteht, ein und bildet ein Paar aus Hufeisenwirbeln. Dieses Wirbelpaar interagiert mit der von Druck- Richtung Saugseite gerichteten Querströmung im seitenwand-nahen Bereich der Schaufelpassage. Diese Querströmung wird durch die Umlenkung verursacht und hängt von deren Stärke ab. Dem überlagert sind kleinere Wirbelsysteme, wie Eckenwirbeln am Übergang zwischen Seitenwand und Schaufel. Zur Beschreibung dieses komplexen Strömungsfelds wurden zahlreiche Untersuchungen durchgeführt und Modelle aufgestellt, welche in Literaturübersichten von Sieverding (1985), Langston (2001) und Simon und Piggush (2006) zusammengefasst dargestellt sind.

Erste grundlegende Modelle wurden von Klein (1966) und Langston (1980) entwickelt. Es folgten Modelle von Sharma und Butler (1987), Goldstein und Spores (1988) und Kawai et al. (1989). Darin sind bereits detaillierte Informationen zur Interaktion der unterschiedlichen Wirbelsysteme enthalten. Das aktuellste und detaillierteste Modell von Wang et al. (1997)

ist in Abbildung 2.3 dargestellt und durch die Einteilung unterschiedlicher Bereiche auf der Seitenwand ergänzt. Im Schaufelstaupunkt staut sich, wie bereits erwähnt, die ankommende Grenzschicht auf, rollt sich zur Seitenwand hin ein und bildet den druck- und saugseitigen Ast des Hufeisenwirbels V_{ph} und V_{sh} aus. Aufgrund des Druckgradienten wandert der druckseitige Ast des Hufeisenwirbels V_{ph} von der Druck- Richtung Saugseite der Nachbarschaufel und nimmt dabei die ankommende Grenzschicht mit. Dort erfolgt die Interaktion mit dem saugseitigen Ast des Hufeisenwirbels V_{sh} der Nachbarschaufel. Dabei entsteht der Passagenwirbel V_p , welcher hauptsächlich aus dem druckseitigen Ast des Hufeisenwirbels V_{ph} besteht, die selbe Rotationsrichtung hat und durch die Interaktion an Stärke gewinnt. Weiter stromab gewinnt der Passagenwirbel V_p durch die Querströmung weiter an Stärke, hebt von der Seitenwand ab und wandert entlang der Saugseite der Schaufel Richtung Kanalmitte. Der saugseitige Ast des Hufeisenwirbels V_{sh} befindet sich nach der Interaktion oberhalb des Passagenwirbels V_p und wird durch diesen mit von der Seitenwand abgehoben. Weiter stromab wickelt sich der saugseitige Ast des Hufeisenwirbels V_{sh} um den Passagenwirbel V_p und befindet sich im Bereich der Hinterkante unter dem Passagenwirbel V_p . Bei der Interaktion der beiden Hufeisenwirbel entsteht ein dritter Wirbel, welcher als Wandwirbel V_{wip} bezeichnet wird, sich oberhalb des Passagenwirbels V_p platziert und gegenläufig zu diesem rotiert. Im Übergangsbereich von Schaufel und Seitenwand bilden sich im Stauungsbereich

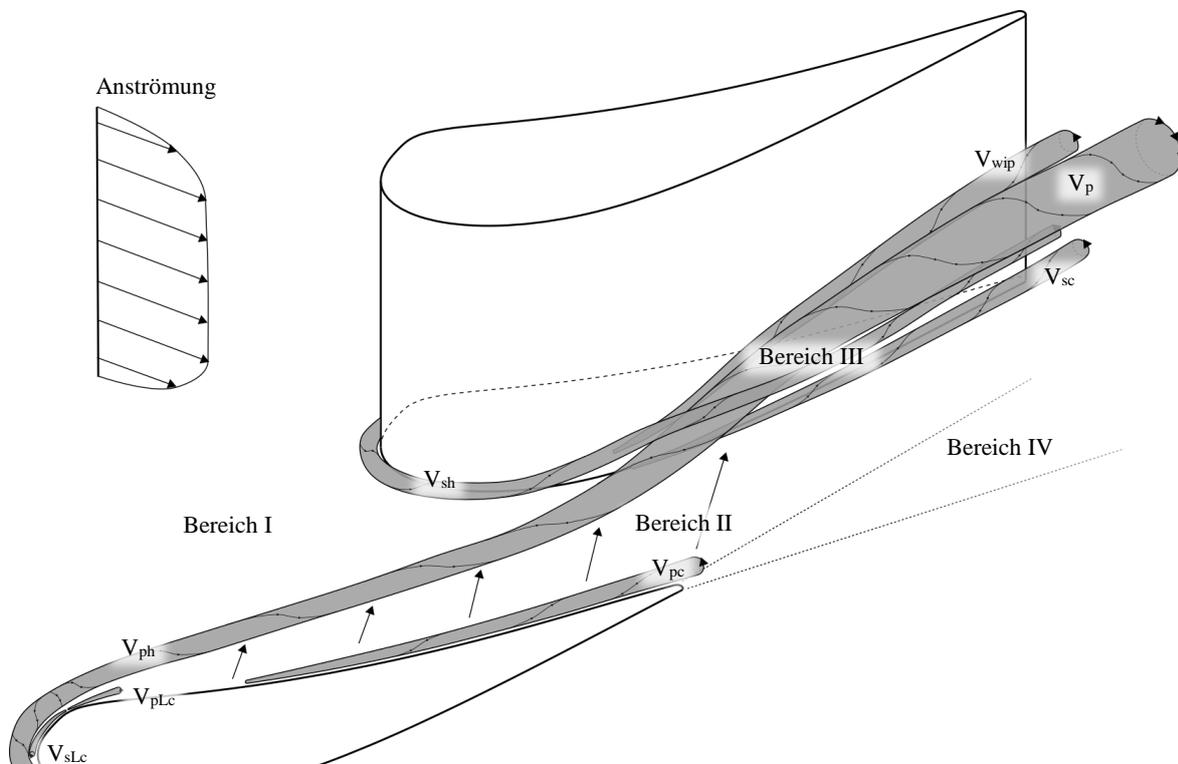


Abbildung 2.3: Strömungsfeld in einer Schaufelpassage angelehnt an Kneer (2017).
Wirbelsystem und Bereichseinteilung nach Sharma und Butler (1987), Wang et al. (1997)
und Dannhauer (2008)

und im stromabliegenden Bereich auf Druck- und Saugseite, insbesondere bei nicht ausge rundeten Übergängen, die Eckenwirbel V_{sLc} , V_{pLc} , V_{sc} und V_{pc} . Diese konnten von Wang et al. (1997) nicht visualisiert werden, wurden jedoch auf Basis von Arbeiten von Jabbari et al. (1992) und Goldstein et al. (1995) in das Modell mit aufgenommen. Hier konnten die Eckenwirbel V_{sLc} , V_{pLc} , V_{sc} und V_{pc} mittels Strömungsvisualisierungen und Stoffübergangsuntersuchungen identifizieren werden. Abhängig von der Größe der ausgerundeten Übergänge zwischen Schaufel und Seitenwand können neben den Eckenwirbeln auch die Hufeisenwirbel beeinflusst werden (Mank et al. (2014)).

Das Sekundärströmungsfeld beeinflusst maßgeblich die Grenzschicht und somit auch den Wärmeübergang. Darauf basierend lässt sich eine Einteilung in verschiedene Bereiche vornehmen (Sharma und Butler (1987), Friedrichs (1997), Dannhauer (2008), Kneer (2017)).

In *Bereich I*, welcher stromab vom druck- und saugseitigen Ast des Hufeisenwirbels begrenzt wird, liegt noch keine Beeinflussung der Grenzschicht durch das Sekundärströmungsfeld vor. Der Wärmeübergang liegt auf dem Niveau der Anströmung. Dies ist unter anderem in Messungen von Graziani et al. (1980) und Pütz (2018) zu erkennen.

Wie bereits dargestellt, nimmt der druckseitige Ast des Hufeisenwirbels auf dem Weg durch die Schaufelpassage die ankommende Grenzschicht mit. Es bildet sich stromab eine neue, dünne Grenzschicht, welche zuerst laminar sein kann und dann weiter stromab turbulent wird (zum Beispiel: Langston et al. (1977), Harrison (1990), Dannhauer (2008)). Dieser Bereich ist in Abbildung 2.3 mit *II* gekennzeichnet.

Als *Bereich III* sind die direkten Einflussbereiche des Wirbelsystems gekennzeichnet. Hier kann ein erhöhter Wärmeübergang beobachtet werden (Goldstein und Spores (1988), Goldstein et al. (1995), Stripf (2007)). Besonders stark ist die Erhöhung im Bereich der Eckenwirbel sowie im Staupunktbereich ausgeprägt, wo sowohl das Aufrollen der ankommenden Grenzschicht als auch die Eckenwirbel einen starken Anstieg verursachen (Goldstein und Spores (1988), Dannhauer (2008), Lorenz (2013)).

Als letzter Bereich (*Bereich IV*) lässt sich der stromab der Hinterkante der Schaufel liegende Teil der Seitenwand abgrenzen. Hier kann ebenfalls ein erhöhter Wärmeübergang beobachtet werden, welcher maßgeblich durch die Rückströmungen im Nachlauf der Schaufel verursacht wird (Goldstein und Spores (1988)).

Um das Sekundärströmungsfeld gezielt zu beeinflussen und die aerodynamischen Verluste und erhöhten Wärmeübergänge zu reduzieren, gibt es zahlreiche Ansätze, die auf einer geometrischen Modifikation des Strömungskanals beruhen. Diese beinhaltet unter anderem eine (dreidimensionale) Konturierung der Seitenwand, optimierte Konturübergänge zwischen Seitenwand und Schaufel und Optimierungen an den Schaufelprofilen. Die Arbeiten von Simon und Piggush (2006) und Kneer (2017) liefern hierzu einen guten Überblick.

Neben den geometrischen Modifikationen, die das Sekundärströmungsfeld beeinflussen, gibt es auch eine starke Interaktion zwischen auf der Seitenwand ausgebrachten Kühlluft und dem Sekundärströmungsfeld, welche nachfolgend näher beleuchtet werden soll.

2.2.2 Interaktion zwischen Sekundärströmung und Kühlluft

Durch die Ausblasung von Kühlluft wird zum einen das Sekundärströmungsfeld beeinflusst, beziehungsweise kann gezielt beeinflusst werden. Ob das Sekundärströmungsfeld durch die Kühlluft einblasung verstärkt oder abgeschwächt wird, hängt stark von der Position der Kühlluftausblasung relativ zum Sekundärströmungsfeld und der generellen Passagengeometrie sowie dem sich draus ergebenden Druckfeld ab (Simon und Piggush (2006)). Durch Kühlluftausblasung stromauf der Schaufelvorderkante kann beispielsweise die Grenzschicht reenergetisiert und damit die Bildung des Hufeisenwirbels abgeschwächt (Takeishi et al. (2013)), oder aber auch der Eckenwirbel unterdrückt werden (Roy et al. (2000)). Dass dies jedoch sehr sensitiv bezüglich der Position der Kühlluftausblasung und der Ausblaserate ist und auch zu einer Verstärkung der Wirbelbildung führen kann, zeigen unter anderem Arbeiten von Kost und Nicklas (2001) und Takeishi et al. (2013).

Zum anderen wird durch das Sekundärströmungsfeld die Ausbreitung von auf der Seitenwand ausgebrachter Kühlluft beeinflusst. Während der druckseitige Ast des Hufeisenwirbels von der Druck- Richtung Saugseite wandert, nimmt er Kühlluft auf, welche zum Beispiel durch einen Spalt stromauf der Passage ausgebracht wurde. Durch diese Querströmung wandert Kühlluft von der Druck- Richtung Saugseite. Eine Kühlung der druckseitigen Seitenwand ist somit nur schwer möglich. Ebenso ist es schwer, den staupunktnahen Bereich der Seitenwand zu kühlen. Das Aufrollen des Hufeisenwirbels verhindert ein Eindringen von Kühlluft in diesen Bereich. Diese Phänomene konnten bereits in frühen Studien beobachtet werden (Blair (1974), Takeishi et al. (1990)), sind aber auch Thema aktueller Untersuchungen (zum Beispiel: Lynch und Thole (2008) oder Kneer (2017)).

Wie bereits erwähnt, nimmt der druckseitige Ast des Hufeisenwirbels, während er von Druck- Richtung Saugseite wandert, gegebenenfalls vorhandene Kühlluft auf. Weiter stromab hebt der nun als Passagenwirbel bezeichnete Wirbel von der Seitenwand ab und wandert entlang der Saugseite Richtung Kanalmitte. Dadurch gelangt Kühlluft von der Seitenwand auf die Schaufelsaugseite und kann dort einen Beitrag zur Kühlung leisten. Dieser Effekt wird in der Literatur als *Phantomkühlung* bezeichnet. Burd und Simon (2000) konnten dies durch Temperaturmessungen im Strömungsfeld nachweisen. In zahlreichen experimentellen Untersuchungen konnte mittels drucksensitiver Farbe oder thermochromen Flüssigkristallen die Kühlwirkung auf der Saugseite in Form der adiabaten Filmkühleffektivität aufgezeigt werden. Die Kühlluft wurde dabei großteils stromauf der Passage ausgeblasen (Barigozzi et al. (2015), Zhang et al. (2015), Li et al. (2016)), teilweise fand zusätzlich auch eine Ausblasung durch diskrete Bohrungen innerhalb der Passage statt (Zhang und Yuan (2012), Zhang et al. (2016)). Um ein ganzheitliches Bild des Kühlvorgangs zu erhalten, ist

es deshalb sinnvoll, bei der Ausbringung von Kühlluft auf der Seitenwand den Übergangsbereich von Seitenwand zur Schaufel und den Schaufelfuß in die Analyse beziehungsweise den Messbereich mit einzubeziehen.

Dieser Überblick gibt einen Einblick in die komplexe Interaktion des Sekundärströmungsfeldes mit auf der Seitenwand ausgebrachter Kühlluft. Welche Auswirkung das Strömungs- und Sekundärströmungsfeld im speziellen auf die Sperrluftausblasung durch einen Midpassage-Gap hat und inwiefern diese zur Kühlung beitragen kann, soll im nachfolgenden Abschnitt detailliert veranschaulicht werden. Anhand der Darlegung des Standes der Forschung werden Lücken aufgezeigt, die im Rahmen dieser Arbeit geschlossen werden sollen.

2.3 Existierende Untersuchungen zum Kühlpotential der aus dem Midpassage-Gap ausgeblasenen Sperrluft

Fertigungsbedingt ist auf der Seitenwand zwischen einzelnen Schaufelsegmenten ein Spalt vorhanden, welcher in der Fachliteratur auch als *Midpassage-Gap* bezeichnet wird. Je nach Fertigungsausführung kann ein solcher Spalt auch nur in jeder zweiten oder dritten Passage vorhanden sein, wenn die Schaufelsegmente als sogenannte *Zwillinge* oder *Drillinge* ausgeführt sind. Um das Eindringen von Heißgas durch diesen Spalt in das Innere der Maschine zu verhindern, wird der Spalt durch eingelegte Dichtstreifen und das Ausblasen von Sperrluft abgedichtet. Die Analyse des Potentials dieser Sperrluft, einen Beitrag zur Kühlung der Seitenwand zu leisten, was zu einer Effizienzsteigerung der Maschine beitragen kann, ist in den letzten Jahren in den Fokus der Forschung gerückt.

In Abbildung 2.4 ist ein solcher Midpassage-Gap schematisch in einer Schaufelpassage dargestellt, welcher die Seitenwand in einen saugseitigen und druckseitigen Teil trennt. Das Sekundärwirbelsystem wurde aus Abbildung 2.3 übernommen. Es lässt sich erkennen, dass der Midpassage-Gap stromauf in *Bereich I* der ungestörten Anströmung liegt. Der stromabliegende Teil des Midpassage-Gap ist dem von der Druck- Richtung Saugseite wandernden Passagenwirbel und der sich stromab neu bildenden Grenzschicht sowie dem Schaufelnachlauf ausgesetzt. Aufgrund der Beschleunigung der Strömung innerhalb der Passage fällt der statische Druck p_s in Strömungsrichtung entlang des Midpassage-Gap ab. Die erwähnten Strömungsphänomene führen zu einer starken Interaktion zwischen dem Heißgas und dem Midpassage-Gap beziehungsweise der aus diesem ausgeblasenen Sperrluft.² Diese Interaktion und das Kühlpotential der Sperrluft ist Gegenstand zahlreicher Forschungsarbeiten,

² Abhängig von der Passagengeometrie, dem Schaufelprofil und der Geometrie und Position des Midpassage-Gap, ändert sich der Druckverlauf über dem Midpassage-Gap und auch die Bereiche welche durch den Nachlauf und das Sekundärströmungsfeld beeinflusst werden variieren.

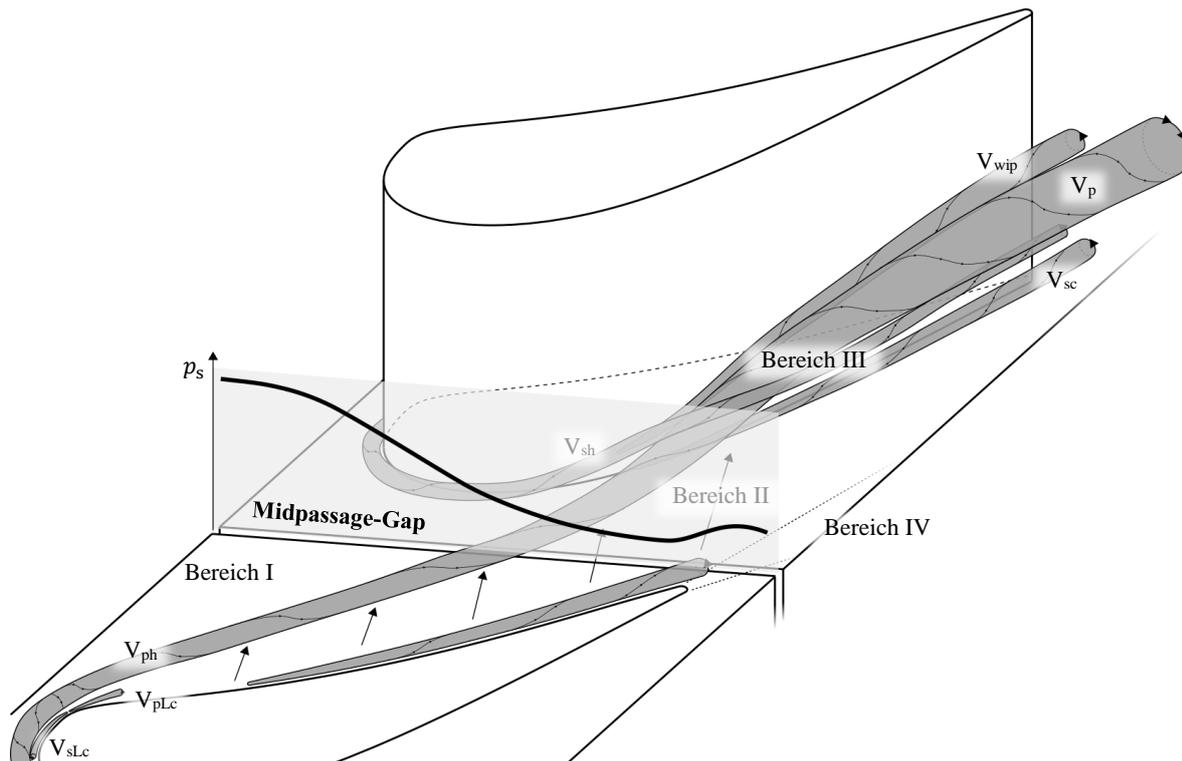


Abbildung 2.4: Interaktion des Midpassage-Gap mit dem Strömungsfeld in einer Schaufelpassage (Abbildung 2.3 erweitert um einen Midpassage-Gap)

welche im Rahmen dieses Abschnitts dargelegt werden sollen. Gleichzeitig sollen die Bereiche aufgezeigt werden, in denen noch Forschungsbedarf vorhanden ist.

Der heißgasseitige Druckabfall entlang des Midpassage-Gap prägt die Interaktion maßgeblich. Dieser führt dazu, dass es im stromaufliegenden Teil des Midpassage-Gap zu einem Einzug von Heißgas (oder auch Kühlluft, welche stromauf ausgeblasen wurde (zum Beispiel Piggush und Simon (2006))) kommt. Aufgrund des Druckgradienten wird das eingezogene Fluid stromab transportiert und dort ausgeblasen. Dieser Effekt konnte in vielen Untersuchungen, unter anderem von Cardwell et al. (2006, 2007), beobachtet werden und ist schematisch in Abbildung 2.5 (a) dargestellt. Die schwarzen Pfeile zeigen symbolisch das Ein- und Ausströmen von Heißgas in den beziehungsweise aus dem Midpassage-Gap. Um diesen Einzug zu verhindern und innenliegende Komponenten zu schützen, wird Sperrluft aus dem Midpassage-Gap ausgeblasen. Abhängig vom Sperrluftmassenstrom beziehungsweise -druck, kann es weiterhin zu einem Einzug von Heißgas und einer Mischung mit Sperrluft kommen (Abbildung 2.5 (b)). Liegt der statische Druck auf der heißgasabgewandten Seite des Midpassage-Gap über die gesamte Länge oberhalb des statischen Heißgasdruckes, wird der Einzug von Heißgas verhindert (Park et al. (2021b)) und es wird ausschließlich Sperrluft ausgeblasen (Abbildung 2.5 (c)). Um den erforderlichen Sperrluftmassenstrom zu reduzieren, ist eine Erhöhung des Strömungswiderstandes erforderlich. Eine komplette Abdichtung ist mittels der eingelegten Dichtstreifen nicht möglich (Lynch und Thole (2015)). In den Untersuchungen von Park et al. (2021a) wird bei einem nicht abgedichteten Midpassage-

Gap eine Sperrluftmenge von 0,6% des Heißgasmassenstroms benötigt, um den Einzug von Heißgas zu verhindern. Die Reduktion des effektiven Strömungsquerschnittes durch das Einbringen einer Dichtung senkt die erforderliche Sperrluftmenge auf 0,4%. Ähnliche Effekte konnten von Hada und Thole (2011) (numerisch), Chowdhury et al. (2017) und Lynch und Thole (2017) bei teilweise abgedichteten Midpassage-Gap beobachtet werden.

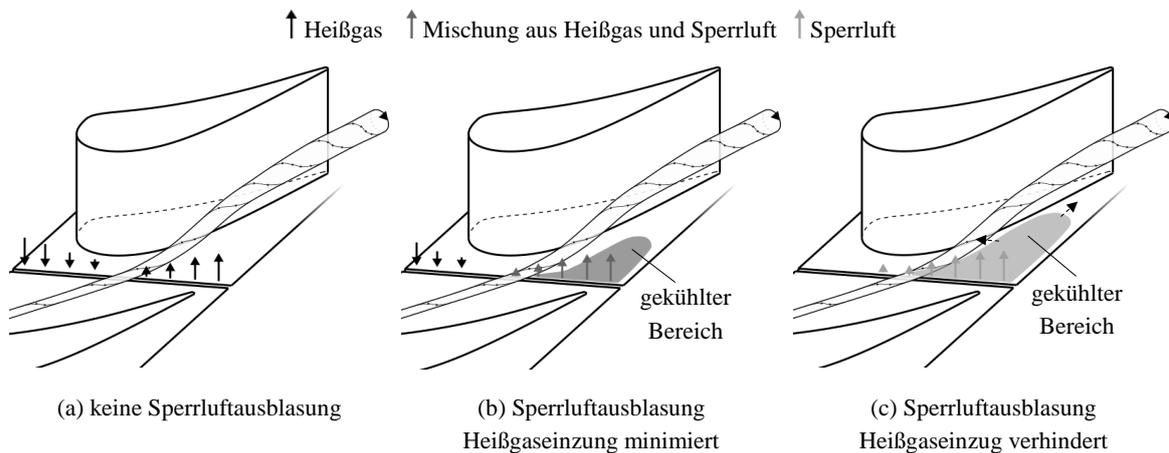


Abbildung 2.5: Auswirkung der Sperrluftausblasung durch den Midpassage-Gap auf den Heißgaseinzug und die Kühlwirkung auf der Seitenwand

Das beschriebene Ein- und Ausströmen von Heißgas führt zu aerodynamischen Verlusten. Jain et al. (2014) beobachteten eine Erhöhung der Verluste um 5% durch das Vorhandensein eines Midpassage-Gap im Vergleich zu einer Schaufelpassage ohne Midpassage-Gap. Eine Ausblasung von Sperrluft fand nicht statt. Durch eine Abdichtung des Midpassage-Gap und damit reduziertem Heißgaseinzug, können die Verluste gesenkt werden (Reid et al. (2007)). Wird der Heißgaseinzug durch die Ausblasung von Sperrluft reduziert beziehungsweise unterbunden, führt dies zu weiteren Verlusten. In Untersuchungen von Reid et al. (2007) waren diese vergleichsweise gering. Piggush und Simon (2013) konnten dagegen einen signifikanten Einfluss auf die Verluste durch die Ausblasung von Sperrluft feststellen.

Neben dem aerodynamischen Einfluss hat der Midpassage-Gap auch Auswirkungen auf den Wärmeübergang auf der Seitenwand. Im Vergleich zu einer Seitenwand ohne Midpassage-Gap ist der Wärmeübergang im stromabliegenden saugseitigen Bereich, wo Fluid aus dem Midpassage-Gap ausströmt (saugseitiger Teil von *Bereich II* in Abbildung 2.4), um etwa 50% erhöht (Piggush und Simon (2005), Lynch und Thole (2011)). Lokal sind auch Erhöhung von bis zu 100% zu beobachten. Diese sind auf einen Ablösewirbel zurückzuführen, der durch das Ausströmen von Fluid in diesem Bereich entsteht (Lynch und Thole (2011)). Weitere Bereiche erhöhten Wärmeübergangs finden sich im stromauffliegenden spaltnahen Bereich, wo es zu einem Einströmen von Fluid in den Midpassage-Gap kommt (Lynch und Thole (2011)). Bei zusätzlicher Ausblasung von Sperrluft aus dem Midpassage-Gap

beobachteten Piggush und Simon (2005), Lynch und Thole (2011) und Roy et al. (2017) nur einen geringen Einfluss auf den Wärmeübergang. In allen Fällen kann durch die Ausblasung Heißgaseinzug stromauf noch nicht vollständig verhindert werden. Wird durch die Sperrluftausblasung ein Heißgaseinzug unterbunden, kann im stromabliegenden saugseitigen Bereich der Seitenwand, eine lokale Erhöhung im Wärmeübergang von 30 ... 50% beobachtet werden (Lynch und Thole (2017)). In diesem Bereich wird ein Großteil der Sperrluft ausgeblasen (Abbildung 2.5 (c), *gekühlter Bereich*). Park et al. (2021b) beobachteten bei Sperrluftmassenströmen, die ein Eindringen von Heißgas in den Midpassage-Gap verhindern, starke Änderungen im Wärmeübergang im Vergleich zu niedrigeren Massenströmen und die Bildung von Wirbeln.

Die hauptsächlich im stromabliegenden Teil des Midpassage-Gap ausgeblasenen Sperrluft kann einen Beitrag zur Kühlung der Seitenwand leisten. Generell kann ein Gebiet erhöhter adiabater Filmkühleffektivität im stromabliegenden Teil des Midpassage-Gap auf der Saugseite beobachtet werden (Abbildung 2.5 (b) und (c), *gekühlter Bereich*), dessen Ausbreitung mit zunehmendem Sperrluftmassenstrom in Strömungsrichtung sowie in Richtung des Midpassage-Gap stromauf zunimmt (unter anderem Piggush und Simon (2006), Chowdhury et al. (2017), Lynch und Thole (2017), Müller et al. (2018), Park et al. (2021a)). Die Ausbreitungsrichtungen sind in Abbildung 2.5 (c) durch die gestrichelten Pfeile angedeutet. Bei sehr geringen Sperrluftmengen kann gegebenenfalls noch keine Kühlwirkung vorhanden sein. So beobachteten Cardwell et al. (2007) in ihren Untersuchungen mit maximalen Sperrluftmengen von 0,3% des Heißgasmassenstroms noch keine nennenswerte Kühlwirkung. Ebenso bricht bei hohen Sperrluftmassenströmen und somit einem hohen Impuls der Sperrluft die Kühlwirkung aufgrund von Ablösung zusammen (Chen et al. (2017), Müller et al. (2018)). Eine einheitliche Grenze lässt sich nicht definieren. Ranson et al. (2005) beobachteten bereits bei einem prozentualen Sperrluftmassenstrom von 0,25% eine Ablösung der aus dem Midpassage-Gap ausgeblasenen Sperrluft.

Durch eine Abdichtung des Midpassage-Gap, und einem damit einhergehenden reduzierten Heißgaseinzug bei gleicher ausgeblasener Sperrluftmenge, lässt sich die Filmkühlwirkung steigern. Ist die Sperrluftmenge bereits so hoch, dass im nicht abgedichteten Fall bereits kein Heißgaseinzug mehr stattfindet und somit auch keine Mischung von Heißgas und Sperrluft innerhalb des Spaltes stattfindet, führt eine Abdichtung zu keiner weiteren Steigerung der Filmkühlwirkung (Park et al. (2021a)). Hada und Thole (2011) konnten in numerischen Untersuchungen einen ähnlichen Effekt beobachten.

Wird die ausgeblasene Sperrluftmenge soweit erhöht, dass es auch im stromaufliegenden Teil des Midpassage-Gap, welcher vom Passagenwirbel überquert wird, zu einem signifikanten Austritt von Sperrluft kommt, wird die Sperrluft vom Passagenwirbel aufgenommen. Die Kühlwirkung in diesem Bereich der Seitenwand ist dadurch reduziert. (Park et al. (2021b)) Erste numerische Untersuchungen zeigen, dass es durch die Interaktion der aus dem Midpassage-Gap ausgeblasenen Sperrluft mit der Sekundärströmung zu einem

Phantomkühleffekt (Unterabschnitt 2.2.2) auf der Schaufelsaugseite kommen kann (Zhang et al. (2019)).

Im stromabliegenden Bereich des Midpassage-Gap auf der Saugseite der Seitenwand führt die ausgeblasene Sperrluft sowohl zu einer Erhöhung des Wärmeübergangs als auch der adiabaten Filmkühleffektivität. Trotz erhöhtem Wärmeübergang kann in Summe ein reduzierter Wandwärmestrom ($NHFR > 0$) beobachtet werden (Piggush und Simon (2007), Lynch und Thole (2017)).

Die Untersuchungen zeigen, dass die aus dem Midpassage-Gap ausgeblasene Sperrluft das Potential hat, einen Beitrag zur Kühlung der stromabliegenden saugseitigen Seitenwand zu leisten. Für eine gute Kühlwirkung muss neben einem Einzug von Heißgas in den Spalt auch verhindert werden, dass es bei der ausgeblasenen Sperrluft zu einer Ablösung kommt.

Das Verhindern des Einzugs von Heißgas in den Spalt deckt sich auch mit dem primären Ziel, die innenliegenden Komponenten vor Überhitzung zu schützen. Wie aufgezeigt, wird dies durch die Kombination von Abdichtung und dem Ausblasen von Sperrluft erreicht. In den bisher erwähnten Studien war die Abdichtung entlang des Spaltes konstant. Hier besteht das Potential, diese abhängig vom heißgasseitigen Druckverlauf entlang des Spaltes zu variieren und so gezielt Sperrluft auszublasen, wie dies von Shaikh und Rosic (2022) vorgeschlagen, aber nicht näher untersucht wurde. Ein ähnlicher Ansatz wurde von Müller et al. (2018) vorgeschlagen und von van Hout (2020) untersucht. Hierbei wird die Kavität, welche den Midpassage-Gap mit Sperrluft versorgt, in einen stromauf- und stromabliegenden Teil geteilt. Durch unterschiedliche Drücke in der jeweiligen Kavität kann dem heißgasseitigen Druckabfall in Strömungsrichtung entlang des Spaltes Rechnung getragen, und so die Druckdifferenz zwischen Sperrluftkavität und Heißgas reduziert werden (van Hout (2020)). Dies reduziert die Ein- und Ausströmgeschwindigkeiten von Heißgas beziehungsweise Sperrluft, was sich positiv auf den Wärmeübergang auswirkt (van Hout (2020)). Diese ersten Untersuchungen zeigen, dass durch eine variable Abdichtung entlang des Spaltes oder einer Teilung der Kavität das Potential besteht, Heißgaseinzug zu minimieren beziehungsweise den zur Abdichtung erforderlichen Sperrluftmassenstrom zu reduzieren. Gleichzeitig ist dadurch eine gezielte Ausblasung von Sperrluft zu Kühlungszwecken möglich. Für eine detaillierte Bewertung ist die Datenlage jedoch noch nicht ausreichend.

Es existieren Patente und Veröffentlichungen, welche Modifikation in Form von Radien und Fasen an den heißgaszugewandten Kanten des Spaltes oder eine Neigung des Spaltes vorschlagen (zum Beispiel Kelch und Auxier (1993), Anderson et al. (1998), Joslin (2002), Lewis et al. (2014), Lewis und Magowan (2014), Müller et al. (2018)). Auf Grundlage der in Unterabschnitt 2.1.2 vorgestellten grundsätzlichen Zusammenhänge für Kühlluftausblasung aus Spalten und Erkenntnissen bei Filmkühlbohrungen (Bogard und Thole (2006)) liegt der Schluss nahe, dass geometrische Modifikationen das Potential haben, die Ablöseneigung zu verringern und die Kühlwirkung zu erhöhen. Hier sei insbesondere die Neigung des Mid-

passage-Gap in Strömungsrichtung erwähnt. Öffentlich zugängliche Untersuchungen diesbezüglich gibt es nach Kenntnis des Autors nicht.

Neben diesen noch wenig oder nicht untersuchten geometrischen Optimierungsmöglichkeiten des Midpassage-Gap gibt es weiteren Bedarf, was den Messbereich anbelangt. Alle vorliegenden experimentellen thermischen Untersuchungen beschränken sich auf die Seitenwand. Wie gezeigt, besteht jedoch die Möglichkeit, dass Sperrluft nicht nur einen Beitrag zur Kühlung der Seitenwand leisten kann, sondern auch das Potential hat, die Schaufelsaugseite zu kühlen. Dieses auch als *Phantomkühlung* bezeichnete Phänomen, wurde bezüglich des Midpassage-Gap bisher nur in wenigen Studien numerisch untersucht. Experimentell ermittelte Daten fehlen. Vergleiche von experimentell und numerisch ermittelten thermischen Daten auf der Seitenwand bei Sperrluftausblasung durch den Midpassage-Gap zeigen jedoch große Unterschiede (Ranson et al. (2005), Lange et al. (2016)). Dies verdeutlicht die grundsätzliche Notwendigkeit experimenteller Daten zur Validierung numerischer Methoden für diese Anwendung.

Um eine Übertragbarkeit der Ergebnisse auf die reale Maschine zu ermöglichen, müssen alle relevanten Ähnlichkeitskennzahlen eingehalten werden. Hier ist insbesondere, wie in Unterabschnitt 2.1.2 ausgeführt, das Dichteverhältnis zwischen Kühl- beziehungsweise Sperrluft und Heißgas von Relevanz. Ebenso ist für eine vollständige thermische Analyse neben der adiabaten Filmkühleffektivität der Wärmeübergang mit Filmkühlung eine entscheidende Größe. Untersuchungen, welche diese beiden Kriterien erfüllen, sind nur sehr wenige vorhanden.

Die Analyse des Standes der Forschung zeigt, dass es bezüglich einer Optimierung des Midpassage-Gap (Geometrie und Abdichtung), des erfassten Messbereichs sowie vollständigen Datensätzen bei maschinenähnlichen Bedingungen noch Forschungspotential gibt. Dieses soll im Rahmen dieser Arbeit experimentell analysiert werden. Die hierfür eingesetzte Methodik und Messtechnik wird im nachfolgenden Abschnitt vorgestellt.

2.4 Methodik und Messtechnik zur Ermittlung der Filmkühlgrößen

Die Methodik und Messtechnik, mit welcher der Midpassage-Gap im Rahmen der vorliegenden Arbeit detailliert thermisch untersucht werden soll, wird in diesem Kapitel dargelegt. Daraus werden notwendige Erweiterungen an der Kalibriermethodik zur Erfassung der Oberflächentemperaturen abgeleitet.

2.4.1 Superpositionsprinzip der Filmkühlung

Wie bereits in Kapitel 2.1.1 dargelegt, wird zur vollständigen thermischen Beschreibung des Filmkühlproblems die adiabate Wandtemperatur T_{aw} beziehungsweise die adiabate Filmkühleffektivität η_{aw} sowie der Wärmeübergangskoeffizient mit Filmkühlung α_f benötigt.

Beide Größen können nicht direkt gemessen werden. Jedoch lässt sich bei inkompressiblen Strömungen mit konstanten Stoffeigenschaften die Energie- und Impulsgleichung in der Grenzschicht trennen (Schlichting und Gersten (2006), Oertel et al. (2011)), was zu einem linearen Zusammenhang zwischen Wandtemperatur und Wandwärmestrom führt. Dieser lineare Zusammenhang wird im Superpositionsprinzip der Filmkühlung genutzt (Metzger et al. (1968), Metzger et al. (1973), Choe et al. (1974)). Die Steigung der Gerade entspricht dem Wärmeübergang mit Filmkühlung α_f . Die Temperatur, bei welcher der Wandwärmestrom null wird, ist die adiabate Wandtemperatur T_{aW} (Abbildung 2.6 (a)).

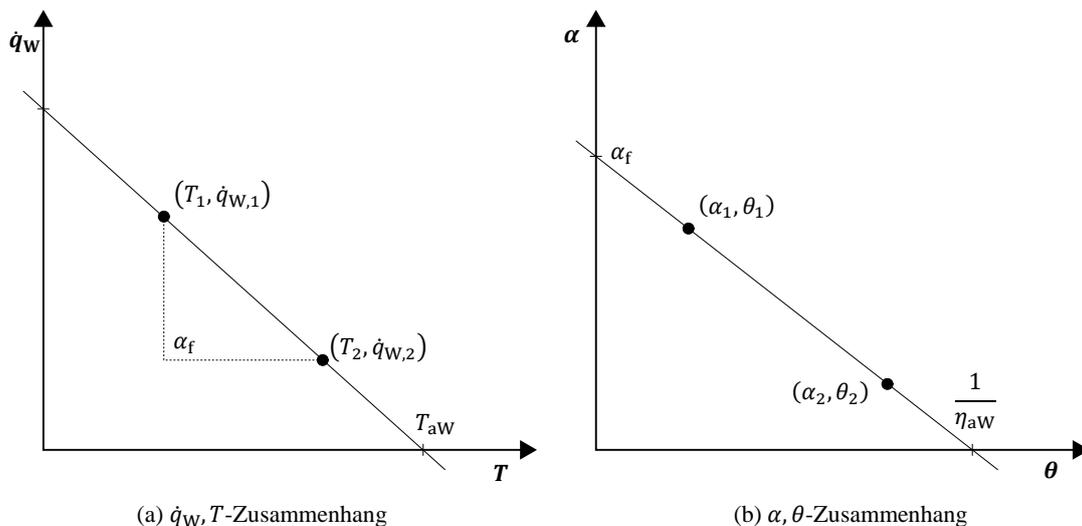


Abbildung 2.6: Superpositionsprinzip der Filmkühlung

Der lineare Zusammenhang lässt sich auch mit der dimensionslosen Wandtemperatur θ (vergleiche Gleichung 2.7) und dem Wärmeübergangskoeffizient α , welcher mit der Heißgas-temperatur gebildet wird (vergleiche Gleichung 2.4), ausdrücken:

$$\alpha = \alpha_f \cdot (1 - \eta_{aW} \cdot \theta). \quad 2.16$$

Der Wärmeübergangskoeffizient mit Filmkühlung α_f entspricht dabei dem Wert für den Wärmeübergang α bei einer dimensionslosen Wandtemperatur θ von null. Die adiabate Filmkühleffektivität η_{aW} ergibt sich aus dem Kehrwert der dimensionslosen Wandtemperatur θ für einen Wärmeübergang α von null:

$$\eta_{aW} = \frac{1}{\theta_{aW}} = \frac{T_{\text{rec,Hg}} - T_{aW}}{T_{\text{rec,Hg}} - T_{t,Kl}}. \quad 2.17$$

Graphisch ist dieser Zusammenhang in Abbildung 2.6 auf der rechten Seite veranschaulicht. Ein experimenteller Nachweis des linearen Zusammenhangs des Superpositionsprinzips wurde unter anderem von Gritsch et al. (1999) durchgeführt. Dass der lineare Zusammenhang auch in Passagenströmungen mit komplexen dreidimensionalen Strömungsfeldern und

Bereichen kompressibler Strömung gilt, konnte in zahlreichen Untersuchungen nachgewiesen werden. Ochs (2011) setzte das Superpositionsprinzip erfolgreich im Bereich höherer Machzahlen und sogar im supersonischen Bereich ein. Nicklas (2001) führte Filmkühluntersuchungen in einer transsonischen Turbinenkaskade durch und konnte unter diesen Bedingungen die Linearität des Superpositionsprinzips nachweisen. Kneer (2017) überprüfte die Gültigkeit im Rahmen von Filmkühluntersuchungen auf einer konturierten Seitenwand und konnte eine hervorragende Linearität mit geringen Einschränkungen in Bereichen von Strömungsablösungen, ausgelöst durch die Konturierung, nachweisen.

Um das Superpositionsprinzip messtechnisch umzusetzen und die Gerade aufzuspannen, ist es notwendig, Messungen bei mindestens zwei unterschiedlichen Punkten auf der Geraden, das heißt bei mindestens zwei unterschiedlichen thermischen Randbedingungen aber gleichen Strömungsrandbedingungen, durchzuführen. Eine scheinbare Option besteht darin, die Temperatur der Kühlluft zu variieren (Nicklas (2001)). Dadurch ändert sich jedoch das Dichteverhältnis zwischen Heißgas und Kühlluft bei den beiden Messungen, was die Aerodynamik beeinflusst. Die einzig tragfähige Option stellt die direkte Variation des Wandwärmestroms dar. Hierfür sind unterschiedliche Möglichkeiten in der Literatur bekannt. Eine Möglichkeit besteht darin, den Messträger aus einem thermisch isolierenden Material zu fertigen und mittels einer Heizfolie, welche auf der strömungszugewandten Seite aufgebracht ist, unterschiedliche Wandwärmeströme einzustellen (zum Beispiel Jagerhofer et al. (2021)). Eine zweite Möglichkeit ist, den Messträger rückseitig mit Kühlwasser zu temperieren und über unterschiedliche Kühlwassertemperaturen die thermische Randbedingung zu variieren (zum Beispiel Kneer et al. (2014, 2016), Hummel et al. (2015)). Eine weitere Möglichkeit stellt die Fertigung von zwei Testträgern dar, wie dies unter anderem in Fraas et al. (2017) oder Glasenapp et al. (2017) umgesetzt wurde. Dabei ist einer der beiden Testträger so konstruiert, dass er eine möglichst adiabate Randbedingung generiert. Der zweite Testträger ist rückseitig wassergekühlt und führt somit zu einem definierten hohen Wandwärmestrom.

Eine Alternative zum Superpositionsprinzip stellt die Nutzung der Analogie zwischen Wärme- und Stoffübertragung dar. Dabei werden drucksensitiven Farben verwendet. Deren Messprinzip basiert auf der Änderung der Intensität des ausgestrahlten Lichts (Lumineszenz) abhängig vom Sauerstoffpartialdruck (Liu et al. (2021)). Für die Messung der adiabaten Filmkühleffektivität sind Gase mit unterschiedlichem Sauerstoffanteil für das Heißgas und die Kühlluft erforderlich. Aus dem Messsignal kann auf die Sauerstoffkonzentration und daraus auf die Konzentration von Heißgas und Kühlluft geschlossen werden. Über die Wärme- und Stoffübertragungsanalogie kann die adiabate Filmkühleffektivität ermittelt werden. Eine Übersicht über Anwendungen findet sich unter anderem in Han und Rallabandi (2010). Der Vorteil dieser Messtechnik liegt in dem verhältnismäßig einfachen Versuchsaufbau. Die Messungen können isotherm bei Raumtemperatur durchgeführt werden. Unterschiedliche (diskrete) Dichteverhältnisse zwischen Heißgas und Kühlluft lassen sich durch die Verwendung verschiedener Gase für die Kühlluft, zum Beispiel CO₂ oder Argon, einstellen (Han und Rallabandi (2010)). Untersuchungen von McNamara et al. (2021) und

Wiese und Rutledge (2021) zeigen jedoch, dass neben dem Dichteverhältnis auch das Verhältnis der spezifischen Wärmekapazitäten ebenfalls eine wichtige Rolle spielt. Nach McNamara et al. (2021) können mittels drucksensitiven Farben bestimmte adiabate Filmkühleffektivitäten nur für qualitative Vergleiche herangezogen werden. Vorsicht ist bei der quantitativen Interpretation gefragt, da thermodynamische Effekte, welche sich durch die unterschiedlichen Temperaturen von Heißgas und Kühlluft in der realen Maschine ergeben, von drucksensitiven Farbe nicht erfasst werden können. Aufgrund dieser Einschränkung und dem Sachverhalt, dass mittels drucksensitiver Farben nur die adiabate Filmkühleffektivität und nicht der Wärmeübergang mit Filmkühlung bestimmt werden kann, soll im Rahmen dieser Arbeit das Superpositionsprinzip zum Einsatz kommen.

Die Anwendung des Superpositionsprinzips erfordert die Messung von Oberflächentemperaturen. Diese sind im Idealfall flächig hoch aufgelöst, um auch hochaufgelöste Filmkühlgrößen daraus berechnen zu können. Eine gängige Möglichkeit stellt hierfür die Infrarotthermographie dar, welche im Rahmen dieser Arbeit zum Einsatz kommen soll und im nachfolgenden Unterabschnitt näher betrachtet wird.

2.4.2 Flächige Temperaturmessung mittels Infrarotthermographie

Bevor näher auf die Infrarotthermographie eingegangen werden soll, wird die flächige Erfassung von Oberflächentemperaturen mittels thermosensitiven Farben, als Alternative zur Infrarotthermographie, kurz vorgestellt und deren Grenzen aufgezeigt. Bei diesen polymerbasierten Farben dient deren temperaturabhängige Lumineszenzintensität als Messsignal (Liu et al. (2021)). Thermosensitive Farben wurden unter anderem von Lorenz et al. (2013) und Pütz (2018) zur Erfassung von Oberflächentemperaturen in Wärmeübergangs- und Filmkühlexperimenten eingesetzt. Für genaue Messungen ist wie bei der Infrarotthermographie eine In-Situ-Kalibrierung notwendig, welche jedoch unter anderem durch Effekte, wie temperatur- und zeitabhängige Degradierung der Moleküle, eine Herausforderung darstellt (Lorenz et al. (2013)). Zudem ist der Einsatztemperaturbereich beschränkt beziehungsweise es ist je nach Temperaturbereich eine andere chemische Zusammensetzung erforderlich (Liu et al. (2021)). Aus genannten Gründen kommt im Rahmen dieser Arbeit die Infrarotthermographie zum Einsatz.

Die Temperaturmessung mittels Infrarotthermographie geschieht indirekt über die Messung der von einem Körper emittierten Strahlung. Die spezifische spektrale abgestrahlte Leistung für einen Schwarzkörper W_{Sk} wird durch das Planck'sche Strahlungsgesetz

$$W_{\text{Sk}}(\lambda, T_0) = \frac{2\pi hc^2}{\lambda^5 \cdot \left(e^{\frac{hc}{\lambda k T_0}} - 1 \right)} \quad 2.18$$

wiedergegeben und hängt neben der Oberflächentemperatur T_0 und der Wellenlänge λ von der Lichtgeschwindigkeit c , der Planck'schen Konstante h und der Boltzmann Konstante k

ab. Für einen Körper mit beliebiger Oberfläche muss das Planck'sche Strahlungsgesetz noch um die Emissivität ε der Oberfläche erweitert werden:

$$W_O(\lambda, T_O, \theta) = \varepsilon(\lambda, T_O, \theta) \cdot W_{Sk}(\lambda, T_O). \quad 2.19$$

Die Emissivität für eine beliebige Oberfläche ist eine Funktion der Wellenlänge λ , der Oberflächentemperatur T_O und des Sichtwinkels θ . Die Anzahl der Abhängigkeiten reduziert sich für Oberflächen, welche mit speziellen Infrarotlacken (Adibekyan et al. (2017)) beschichtet sind. Die temperaturabhängige Änderung der Emissivität kann im relevanten Temperaturbereich häufig vernachlässigt werden. Ebenso ist die Emissivität über den spektralen Empfindlichkeitsbereich der Infrarotkamera meist konstant. Eine relevante Sichtwinkelabhängigkeit ist häufig erst für Sichtwinkel $|\theta| > 50^\circ$ gegeben³. (Lohrengel und Todtenhaupt (1996), Adibekyan et al. (2017)).

Mit den eingesetzten Infrarotlacken kann die Emissivität der Oberfläche auf $\varepsilon \geq 95\%$ angehoben werden. Unter Vernachlässigung der Transmission verbleibt nach dem Kirchhoff'schen Gesetz somit ein Anteil an Strahlung, welcher nicht von dem Körper emittiert, sondern von der Umgebung reflektiert wird. Die spezifische Einstrahlung auf den Detektor einer Infrarotkamera setzt sich aus der spezifischen Objektstrahlung W_O und dem reflektierten Strahlungsanteil $W_{\text{off,ref}}$ zusammen. Dieses Signal wird durch die Atmosphäre sowie Komponenten im optischen Pfad, wie Scheiben und Linsen, reduziert. Diese Reduktion kann durch den Transmissionsgrad τ_{tot} beschrieben werden, welcher allgemein betrachtet ebenfalls temperatur- und wellenlängenabhängig ist. Zusätzlich überlagert die Eigenstrahlung von Komponenten im optischen Pfad $W_{\text{off,konst}}$ die Einstrahlung auf den Detektor. Eine detaillierte Aufschlüsselung der einzelnen Anteile ist in Ochs et al. (2009) und Ochs (2011) zu finden. Somit ergibt sich für die spezifische spektrale Einstrahlung auf den Detektor folgender Zusammenhang:

$$\begin{aligned} E_D(\lambda, T, \theta) &\propto \tau_{\text{tot}}(\lambda, T) \cdot \{W_O(\lambda, T_O, \theta) + W_{\text{off,ref}}(\lambda, T_{\text{ref}}, \theta)\} \\ &\quad + \sum_i W_{\text{off,konst},i}(T_i) \\ &\propto E_O(\lambda, T_O, \theta) + \underbrace{E_{\text{off,ref}}(\lambda, T_{\text{ref}}, \theta) + E_{\text{off,konst}}(T)}_{E_{\text{off}}}. \end{aligned} \quad 2.20$$

Die Einstrahlung auf den Detektor erzeugt ein digitales Detektorsignal

$$U_D(\lambda, T, \theta) = f(E_D, t, \lambda_D). \quad 2.21$$

Das Signal hängt zusätzlich noch von der spektralen Empfindlichkeit des Detektors λ_D und der Integrationszeit t ab, welche je nach Detektortyp konstant oder variabel einstellbar ist.

³ Im Rahmen dieser Arbeit ist der Sichtwinkel als Winkel zwischen der Oberflächennormalen und der optischen Achse der Kamera definiert.

Das Verhältnis von Objektstrahlung E_O zu überlagerten Strahlungsanteilen E_{off} ist abhängig von der konkreten Messsituation. Bei der Anwendung in Filmkühlexperimenten, wo sich gekühlte Oberflächen in einer heißen Umgebung befinden, kann der Anteil der überlagerten Strahlung einen Anteil von bis zu 50% erreichen (Elfner et al. (2019)). Dies zeigt die Sensitivität des Messverfahrens und die Notwendigkeit einer In-Situ-Kalibrierung. Eine Übersicht über Kalibrierverfahren für die Anwendung von Infrarotthermographie bei Filmkühlexperimenten ist in Falsetti et al. (2021) zu finden.

Im Rahmen dieser Arbeit soll das von Ochs et al. (2009) und Ochs (2011) entwickelte, und auf Vorarbeiten von Martiny et al. (1996) und Schulz (2000) basierende, Kalibrierverfahren eingesetzt werden.

Abhängig vom Kamerasystem muss in einem ersten Schritt das Detektorsignal strahlungslinearisiert und mit der Integrationszeit normalisiert werden. Anschließend werden Inhomogenitäten der einzelnen Pixel in den Bildern mithilfe einer 2-Punkt-*Non-Uniformity-Correction* (NUC) (Perry (1993), Schulz und Caldwell (1995)) korrigiert, so dass alle Pixel dasselbe strahlungslineare Verhalten aufweisen. Gründe für die Inhomogenitäten liegen in der Streuung der individuellen Kennlinie der einzelnen Pixel sowie in einer ungleichförmigen Bestrahlung des Detektors, verursacht durch das Linsensystem der Kamera. Dieses korrigierte, linearisierte Detektorsignal I_D ist die Ausgangsbasis zur Ermittlung der Oberflächentemperaturen mittels einer Kalibrierfunktion.

Bei der Kalibrierfunktion handelt es sich um eine semi-empirische Funktion. Diese basiert auf dem Planck'schen Strahlungsgesetz und ordnet dem korrigierten linearisierten Detektorsignal I_D an jedem Pixel eine Oberflächentemperatur

$$T_O(x, y, z) = \frac{b}{\ln\left(\frac{r}{I_D(x, y, z) - I_{\text{off}}} + f\right)} \quad 2.22$$

zu. Neben dem korrigierten linearisierten Detektorsignal I_D sind in der Funktion die der Objektstrahlung überlagerten Strahlungsanteile, welche auch als Offsetstrahlung I_{off} bezeichnet werden, enthalten. Bei den Parametern $\{r, b, f\}$ handelt es sich um Kalibrierkonstanten. Für einen wellenlängen- und temperaturunabhängigen und somit konstanten Transmissionsgrad τ_{tot} aller Komponenten im optischen Pfad lassen sich diese Parameter in einem Vorversuch bestimmen (Ochs et al. (2009), Ochs (2011)). Nur noch die Offsetstrahlung muss mittels einer Stützstelle, zum Beispiel ein in die Messoberfläche eingebettetes Thermoelement, in-situ bestimmt werden. Mehrere Stützstellen sind zu bevorzugen, um mittels der Methode der kleinsten Fehlerquadrate einen Wert für die Offsetstrahlung zu bestimmen. Um die Anforderung eines konstanten Transmissionsgrades τ_{tot} im Versuch umzusetzen, sind gegebenenfalls Bandfilter im optischen Pfad erforderlich (Ochs et al. (2009), Ochs (2011)).

Die ursprünglich für ein im mittleren infraroten Wellenlängenbereich empfindliches Kamerasystem mit Photonendetektor entwickelte Kalibrierfunktion, konnte von Jackowski (2013)

erfolgreich auf ein Mikrobolometer angepasst und von Kneer et al. (2016) eingesetzt werden. Das eingesetzte Mikrobolometer ist im langwelligen Infrarotbereich empfindlich.

Um genaue Messungen auch bei sehr großen Sichtwinkeln von bis zu $|\theta| \approx 80^\circ$ zu ermöglichen, wurden von Elfner et al. (2018) und Elfner (2019) erste Verfahren zur Korrektur der sichtwinkelabhängigen Emissivität der Oberfläche entwickelt. Diese konnten erfolgreich für ein im mittleren infraroten Wellenlängenbereich empfindliches Kamerasystem mit Photondetektor eingesetzt werden. Hierfür wurde Gleichung 2.22 um die Emissivität der Oberfläche erweitert. Der Zusammenhang zwischen Sichtwinkel und Emissivität wird über eine bidirektionale Reflexionsverteilungsfunktion (englisch: *Bidirectional Reflectance Distribution Function*, BRDF) hergestellt. Die Sichtwinkel werden aus der Projektion der Infrarotaufnahmen auf die dreidimensionale Bauteiloberfläche abgeleitet. Beide nahezu identischen Korrekturvarianten von Elfner et al. (2018) und Elfner (2019) enthalten jedoch starke Vereinfachungen. So wurde bei der Erweiterung der Kalibrierfunktion (Gleichung 2.22) um die Emissivität die physikalische Bedeutung der einzelnen Kalibrierparameter $\{r, b, f\}$ teilweise nicht berücksichtigt. Ebenso wurde bei der experimentellen Ermittlung des Zusammenhangs zwischen (normalisierter) Emissivität und Sichtwinkel die reflektierte Umgebungsstrahlung vernachlässigt, was insbesondere bei niedrigen Oberflächentemperaturen und hohen Sichtwinkel zu Fehlern führt.

Bei den in dieser Arbeit geplanten thermischen Untersuchungen wird erwartet, dass weite Bereiche des Messbereichs nur unter großen Sichtwinkeln ($|\theta| > 50^\circ$) erfasst werden können. Um die erforderliche Messgenauigkeit zu erzielen, ist eine Korrektur der sichtwinkelabhängigen Emissivität unumgänglich und eine Weiterentwicklung des vorgestellten Verfahrens von Elfner et al. (2018) und Elfner (2019) sinnvoll. Des Weiteren erfordert die Anwendung eine Validierung des Verfahrens für langwellige Mikrobolometerkamerasysteme.

Andere Ansätze zur Korrektur einer variablen Emissivität der Bauteiloberfläche finden sich in Ianiro und Cardone (2010) und Hijazi et al. (2011). Für diese Verfahren sind Infrarotaufnahmen bei zwei unterschiedlichen Wellenlängenbereichen (*dual-wavelength* Infrarotthermographie) erforderlich. Dies kann über verschiedene Filter oder den Einsatz zweier Kamerasysteme mit unterschiedlichem Wellenlängenbereich erreicht werden, was jedoch zusätzliche Herausforderungen mit sich bringt und eine umfangreichere messtechnische Ausstattung erfordert. Ein weiteres Korrekturverfahren findet sich in Kirolos und Povey (2017), welches jedoch reflektierende Referenzpunkte auf der Oberfläche erfordert. In einem von Aberle et al. (2019) vorgestellten Verfahren wird für jeden Punkt auf der Oberfläche eine separate Kalibrierfunktion im Vorfeld zu den eigentlichen Messungen ermittelt, um die Sichtwinkelabhängigkeit zu korrigieren. Dies muss mit großem Aufwand für jede zu untersuchende Oberfläche durchgeführt werden. Zudem findet keine In-Situ-Kalibrierung statt, wie sie jedoch für Filmkühlexperimente zwingend erforderlich ist.

Basierend auf dem Stand der Forschung und den aufgezeigten Lücken wird im nachfolgenden Abschnitt die konkrete Zielsetzung für diese Arbeit herausgearbeitet.

2.5 Zielsetzung dieser Arbeit

Wie in Kapitel 1 bereits detailliert ausgeführt, erfordern zukünftige Gasturbinen und Flugtriebwerke eine intensivere Kühlung der ersten Turbinenleitreihe im seitenwandnahen Bereich. Eine Möglichkeit, dies effizient zu gestalten, ist die Nutzung von aus fertigungsbedingten Spalten ausgeblasener Sperrluft zur Kühlung. Einer dieser Spalte ist der als *Midpassage-Gap* bezeichnet Spalt zwischen einzelnen Schaufelsegmenten.

Existierende Untersuchungen, welche in Abschnitt 2.3 dargelegt wurden, zeigen, dass aus diesem Spalt ausgeblasene Sperrluft das Potential hat, den stromabliegenden saugseitigen Bereich der Seitenwand zu kühlen. Hier besteht jedoch die Problematik, dass aufgrund des heißgasseitigen Druckgradienten entlang des Spaltes sehr viel Sperrluft benötigt wird, um das Eindringen von Heißgas zu verhindern. In diesem Fall besteht die Gefahr, dass die Sperrluft in das Heißgas eingeblasen wird, sich mit diesem ausmischt und so nur eine begrenzte Kühlwirkung erzielt werden kann. Wird die Sperrluftausblasung reduziert, dringt im stromaufliegenden Teil des Midpassage-Gap Heißgas ein, was durch Mischung mit der Sperrluft ebenfalls die Kühlwirkung senkt. Zudem besteht die Gefahr der Überhitzung von innenliegenden Bauteilen. Um dem entgegenzuwirken werden Dichtungen eingesetzt, die den für die Verhinderung des Heißgaseinzuges erforderlichen Sperrluftmassenstrom senken. Diese Dichtungen sind in aktuellen Maschinen entlang des kompletten Midpassage-Gap verbaut. Eine gezielte, definierte Ausblasung von Sperrluft, welche zur Kühlung genutzt werden kann, ist nicht möglich. Erste Studien zeigen, dass eine Dichtung mit definierten Öffnungen entlang des Midpassage-Gap die Möglichkeit bietet, sowohl den Heißgaseinzug zu unterbinden, als auch gezielt Sperrluft zu Kühlungszwecken auszublasen. Dadurch kann die Kühlwirkung gesteigert oder die Anzahl bisher notwendiger Filmkühlbohrungen reduziert werden.

Ziel dieser Arbeit ist es, eine Dichtung mit definierter Öffnung entlang des Spaltes thermisch bei unterschiedlichen Sperrluftmassenströmen zu untersuchen. Mit dem Ziel, die Ablöse- einigung der definiert ausgeblasenen Sperrluft zu reduzieren und die Kühlwirkung zu erhöhen, wird in einem zweiten Schritt der Midpassage-Gap geometrisch optimiert und erstmalig thermisch bei unterschiedlichen Sperrluftmassenströmen analysiert.

Die Untersuchungen finden experimentell an einer ebenen Turbinenkaskade statt, deren Aufbau, neben den Midpassage-Gap-Dichtungs- und Geometrievarianten, ausführlich in Kapitel 3 beschrieben wird. Mithilfe des Superpositionsprinzips der Filmkühlung können sowohl der Wärmeübergang mit Filmkühlung als auch die adiabate Filmkühleffektivität bestimmt werden. Die Einhaltung aller relevanten dimensionslosen Kennzahlen garantiert die Übertragbarkeit der Ergebnisse auf eine reale Maschine. Besonders zu erwähnen ist, dass das Dichteverhältnis, wie in der realen Maschine, durch einen Temperaturunterschied zwischen Heißgas und Sperrluft eingestellt werden soll und damit alle thermodynamischen Effekte implizit berücksichtigt werden. Neben einer flächigen Erfassung der Filmkühlgrößen auf der

Seitenwand ist es mit dem Aufbau möglich, die Filmkühlgrößen auch im Bereich der Schaufelfüße und damit einer hochgradig dreidimensionalen Oberfläche zu erfassen (Abschnitt 4.1). Dies erlaubt zum ersten Mal eine experimentelle Analyse des vermuteten *Phantomkühl-effekts* auf der Schaufelsaugseite durch aus dem Midpassage-Gap ausgeblasener Sperrluft.

Um flächig hochaufgelöste Filmkühlgrößen mittels des Superpositionsprinzips der Filmkühlung ermitteln zu können, ist eine ebenso flächig hochaufgelöste Temperaturmessung erforderlich. Diese erfolgt mittels Infrarotthermographie. Die in hohem Maße dreidimensionale Oberfläche, in Kombination mit der begrenzten optischen Zugänglichkeit, führt dazu, dass gewisse Bereiche nur unter sehr großen Sichtwinkeln erfasst werden können. Hier liegt eine starke Sichtwinkelabhängigkeit der Emissivität der Oberfläche vor. Wie in Unterabschnitt 2.4.2 erläutert, wird dies in bisherigen Kalibrierverfahren nicht oder nur unzureichend berücksichtigt. Aus diesem Grund wird ein bestehendes Kalibrierverfahren diesbezüglich erweitert und validiert (Abschnitt 4.2). Dieses erweiterte Verfahren ermöglicht eine flächige Messung der Oberflächentemperatur mittels Infrarotthermographie unter sehr großen Sichtwinkeln.

Mit dem Prüfstand und erweiterten Messverfahren erfolgt in einem ersten Schritt als Referenz die Untersuchung eines jeweils komplett offenen und abgedichteten Midpassage-Gap ohne geometrische Modifikationen. Anschließend werden neu entwickelte Spaltvarianten untersucht. In Kapitel 5 erfolgt auf Basis der gewonnenen Filmkühlgrößen ein umfangreicher thermischer Vergleich der optimierten Varianten mit den Referenzgeometrien, sowohl auf der Seitenwand als auch im Bereich des saugseitigen Schaufelfußes. Damit liegt eine umfassende thermische Bewertung der optimierten Varianten vor. Die abschließende Auswertung der Messdaten entlang von Stromlinien und der Vergleich mit einfachen Korrelationen liefern wertvolle Informationen für die thermische Auslegung zukünftiger Maschinen.

3 Experimenteller Aufbau und eingesetzte Messtechnik

Die experimentelle Analyse des Kühlpotentials der durch den Midpassage-Gap ausgeblasenen Kühl- beziehungsweise Sperrluft⁴ erfolgt an einer Turbinenkaskade. Ziel dieses Kapitels ist die Beschreibung der erforderlichen Infrastruktur zum Betrieb der Turbinenkaskade sowie der Turbinenkaskade selbst, die eingesetzte Messtechnik und eine Charakterisierung des Prüfstands. Zudem werden die entwickelten Midpassage-Gap-Varianten vorgestellt.

3.1 Versuchsaufbau

Die verwendete Turbinenkaskade sowie ein Großteil der erforderlichen Infrastruktur wurden im Rahmen des Projekts *COORETEC-Turbo2020, Teilvorhaben 3.2.4* (Kneer et al. (2015)) des Forschungsverbunds *AG Turbo* aufgebaut. Für das Projekt *ECOFlex-Turbo, Teilvorhaben 3.3.1* erfolgte eine umfangreiche Überarbeitung und Anpassung, welche die Ausgangsbasis für die in dieser Arbeit dargestellten Untersuchungen bildet. Aus diesem Grund sind die nachfolgenden Inhalte und Ergebnisse teilweise schon in ähnlicher Form im Abschlussbericht des Projekts *ECOFlex-Turbo, Teilvorhaben 3.3.1* (Schmid et al. (2021b)) veröffentlicht.

3.1.1 Infrastruktur

Zur Durchführung von Messungen an der Turbinenkaskade, unter Berücksichtigung aller Anforderungen zur Erzielung maschinenübertragbarer Ergebnisse, ist eine umfangreiche Infrastruktur erforderlich (Abbildung 3.1). Neben der Heißgas- und Kühlluftversorgung wird ein temperierbarer Kühlwasserkreislauf benötigt.

Bei dem Heißgasstrang handelt es sich um einen offenen Windkanal. Ein Luftmassenstrom von bis zu $\dot{m} = 2,7 \text{ kg/s}$ wird aus der Umgebung über einen Radialverdichter angesaugt und maximal um ein Druckverhältnis von $\pi = 1,5$ verdichtet. Anschließend wird die Luft mittels einer elektrischen Heizung mit einer Spitzenleistung von 450 kW auf eine Heißgastemperatur von bis zu $T_{\text{Hg}} = 425 \text{ K}$ erwärmt. Die Heizung besteht aus 30 Heizpatronen. Am Austritt jeder Heizpatrone befindet sich ein Thermoelement. Darüber wird die Temperatur der austretenden Luft gemessen und mittels eines Reglers die Leistung der jeweiligen Heizpatrone separat geregelt. Dadurch wird bereits am Austritt der Heizung eine sehr homogene Temperaturverteilung innerhalb des Heißgasstroms erreicht. Zur weiteren Homogenisierung des Temperatur- aber auch des Geschwindigkeitsprofils schließen sich an die Heizung ein statischer Mischer sowie Siebe an. Anschließend folgt eine Düse, welche mit einem Kontraktionsverhältnis von 10:1 den Strömungsquerschnitt auf den rechteckigen Eintritts-

⁴ Da der Fokus dieser Untersuchungen auf der Kühlwirkung der aus dem Midpassage-Gap ausgeblasenen Sperrluft liegt, wird diese nachfolgend als *Kühlluft* bezeichnet.

querschnitt der Turbinenkaskade ($500 \cdot 100 \text{ mm}^2$) reduziert. Durch diese Maßnahmen liegt am Eintritt der Messstrecke eine turbulenzarme Strömung ($Tu \approx 1,3\%$ (Pütz (2018))) mit einem näherungsweise blockförmigen Temperatur- und Geschwindigkeitsprofil vor. Im Anschluss an die Messstrecke, welche in Unterabschnitt 3.1.2 detailliert beschrieben wird, befindet sich ein Diffusor, um den statischen Druck am Austritt der Turbinenkaskade abzusenken und so die erforderliche Abströmmachzahl zu erreichen. Über einen Kamin wird die Luft an die Umgebung zurückgeführt.

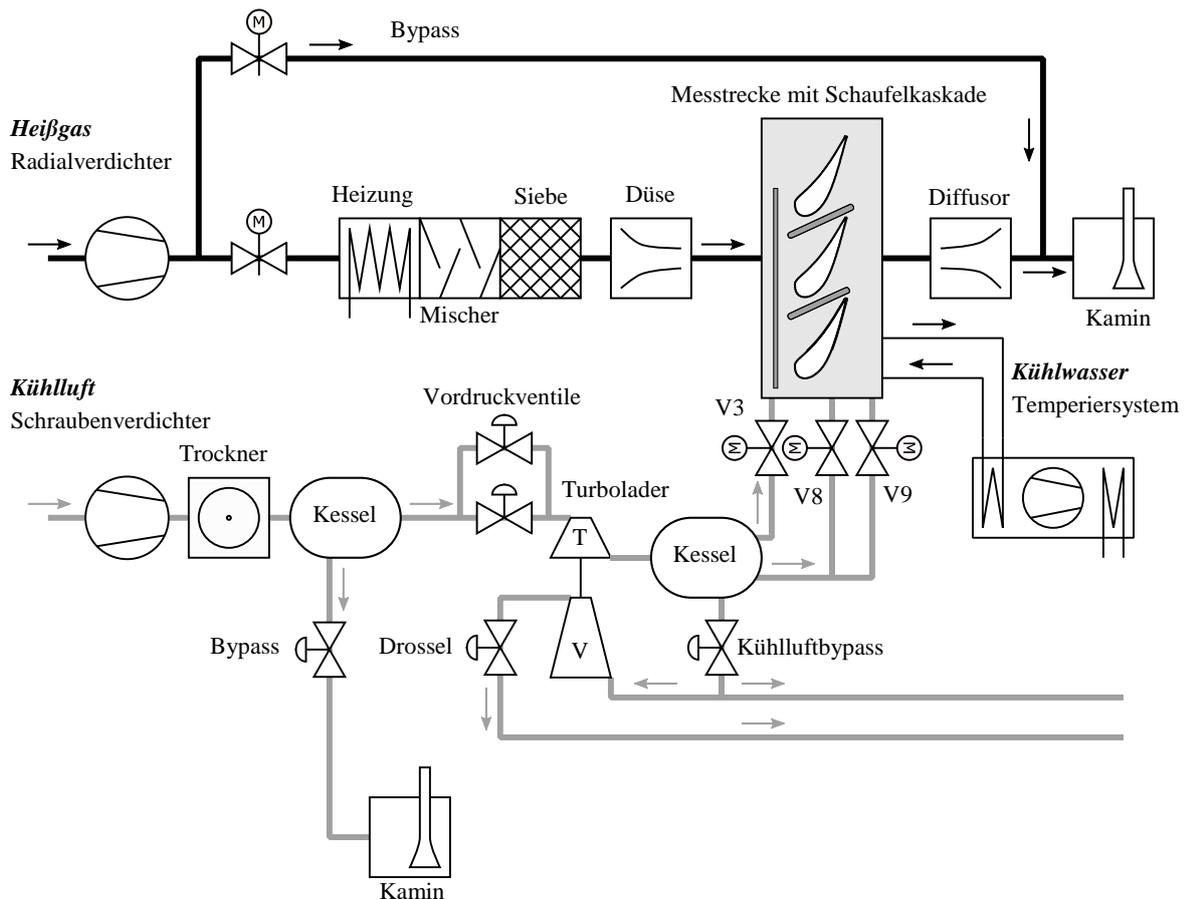


Abbildung 3.1: Schematischer Aufbau des Versuchsstands mit Infrastruktur

Die Kühlluft für den Versuchsstand wird vom Mitteldrucknetz des Instituts für thermische Strömungsmaschinen (ITS) bei einem Druck von $p = 9 \text{ bar}$ zur Verfügung gestellt. Diese muss gekühlt werden, um die Versuche bei maschinenähnlichen Bedingungen durchführen zu können. Dazu wird die Luft zuerst in einem Adsorptionstrockner auf eine Taupunkttemperatur $T_{\text{Tau}} < 233 \text{ K}$ getrocknet. Durch die Entspannung der Luft über die Radialturbine eines Turboladers wird die Temperatur der Kühlluft auf bis zu $T_{\text{Kl}} = 233 \text{ K}$ abgesenkt. Die der Radialturbine zugeführte Luftmenge wird über zwei parallel geschaltete Vordruckventile mit unterschiedlichen Durchflusskoeffizienten geregelt. Über das Bypassventil kann überschüssige Luft abgeblasen werden. Die gekühlte Luft wird in einem Kessel gesammelt und

von dort über die Regelventile V3, V8 und V9⁵ den einzelnen Ausblasemodulen der Turbinenkaskade zugeführt. Über einen Kühlluftbypass wird der Druck im Kessel geregelt. Die abgeblasene Luft wird teilweise dem Verdichter zugeführt, um diesen und dadurch den gesamten Turbolader zu kühlen. Die Regelung des kompletten Kühlluftsystems erfolgt über eine speicherprogrammierbare Steuerung.

Für die Anwendung des Superpositionsprinzips der Filmkühlung ist eine Temperierung der Messträger erforderlich. Diese erfolgt mittels Kühlwasser, welches über ein Temperiersystem auf Temperaturen zwischen $T_{Kw} = 278,15 \dots 363,15 \text{ K}$ temperiert werden kann⁶. Das Temperiersystem besitzt über eine Kältemaschine und deren Anbindung an den Sekundärkühlkreislauf des ITS die Möglichkeit, Wärme aus dem Kühlwasserkreislauf abzuführen. Über integrierte Heizelemente ist eine Wärmezufuhr möglich.

3.1.2 Messstrecke mit Schaufelkaskade

Bei der für die Untersuchungen verwendeten Schaufelkaskade handelt es sich um eine lineare Kaskade, bestehend aus 3 Schaufeln und 2,56 Passagen (Abbildung 3.2). Die Schaufeln haben ein prismatisches Profil. Dieses wurde im Rahmen des Projektes *COORETEC-Turbo2020, Teilvorhaben 3.2.3 und 3.2.4* (Kneer et al. (2015), Krückels et al. (2015)) entworfen und ist von dem realen Schaufelprofil der ersten Turbinenleitreihe einer stationären Gasturbine unskaliert abgeleitet. Jedoch wurde die Schaufelhöhe auf $h = 100 \text{ mm}$ reduziert, was in etwa einer Halbierung entspricht, um den erforderlichen Heißgasmassenstrom zu reduzieren und die Kaskade so mit der vorhandenen Verdichterinfrastruktur betreiben zu können. Im Rahmen der Auslegung wurde überprüft, dass keine Interaktion zwischen den beiden Sekundärströmungsfeldern an der jeweiligen Seitenwand stattfindet, im Mittelschnitt also noch eine sekundärströmungsfreie Strömung vorhanden ist (Krückels et al. (2015)). Das Profil wird axial angeströmt, die Umlenkung beträgt $70,9^\circ$, die Teilung $L_p = 195,4 \text{ mm}$. Das Profil hat eine Sehnenlänge von $L_{ch} = 217,2 \text{ mm}$, und eine axiale Sehnenlänge von $L_{ax} = 123,62 \text{ mm}$ (Tabelle 3.1).

Zur Einstellung maschinentypischer Turbulenzgrade der Anströmung können in der Messstrecke an zwei Stellen stromauf der Schaufelkaskade Turbulenzgitter eingebracht werden (Position *a* und *b* in Abbildung 3.2). Um zu garantieren, dass die einzelnen Passagen der Schaufelkaskade periodisch durchströmt werden, sind die Wände der oberen und unteren nicht komplett ausgebildeten Passagen in Form von einstellbaren Leitblechen ausgeführt. Während der Inbetriebnahme erfolgte eine Einstellung dieser auf Grundlage von gemessenen Druckverläufen entlang der Schaufeln.

⁵ Im Rahmen dieser Arbeit werden nur die Ventile V8 und V9 benötigt.

⁶ Eine Erläuterung, warum dieses Verfahren zur Einstellung der unterschiedlichen Randbedingungen gewählt wurde, erfolgt in Abschnitt 4.1.

Tabelle 3.1: Profilparameter der eingesetzten Leitschaufel

Parameter	Wert
Sehnenlänge (L_{ch})	217,2 mm
Axiale Sehnenlänge (L_{ax})	123,62 mm
Teilung (L_p)	195,42 mm
Umlenkung	70,9°

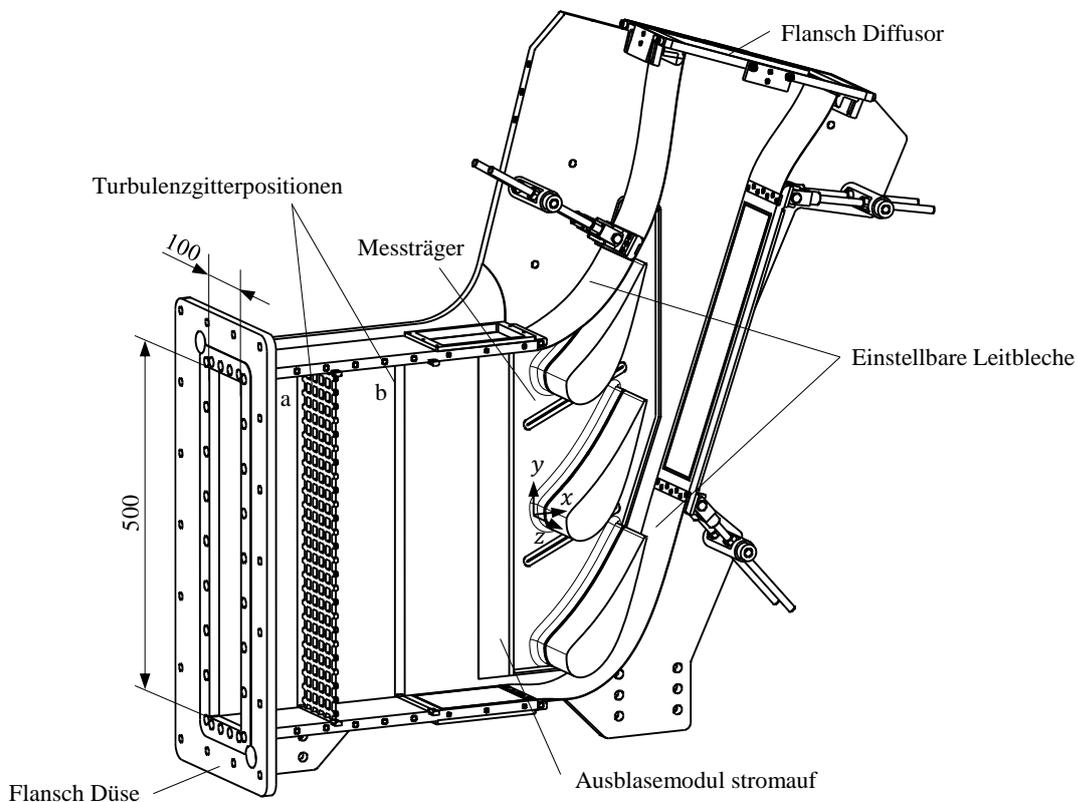


Abbildung 3.2: Messstrecke mit Schaufelkaskade

Die Messstrecke ist modular aufgebaut. Der Messträger, bestehend aus den drei Schaufeln und der Seitenwand, kann ausgetauscht werden. Somit können Messträger mit unterschiedlichsten Filmkühlkonfigurationen eingesetzt werden. Ebenso kann abhängig von der Art der Untersuchung (aerodynamisch, thermisch) der Messträger variiert werden. Direkt stromauf des Messträgers besteht die Möglichkeit, über ein austauschbares Ausblasemodul Kühlluft stromauf der Schaufelkaskade einzubringen. Im Rahmen des Projekts *ECOFlex-Turbo, Teilvorhaben 3.3.1* wurden Messungen mit Schlitzausblasung sowie mit einem Blindmodul ohne Kühlluftausblasung durchgeführt. Da der Fokus dieser Arbeit auf einer Variation und Optimierung des Midpassage-Gap liegt, werden hier nur Messungen mit verbautem Blindmodul

stromauf des Messträgers analysiert. Die zusätzliche Analyse der Interaktion von stromauf des Messträgers ausgeblasener Kühlluft mit dem Midpassage-Gap würde den Rahmen dieser Arbeit sprengen.

3.1.3 Geometrie des Messträgers

Die im Rahmen dieser Arbeit eingesetzten Messträger sind in Abbildung 3.3 mit den in Tabelle 3.1 aufgelisteten Profilparameter dargestellt. Der detaillierte konstruktive Aufbau der Messträger wird in Abschnitt 4.1 im Rahmen der Beschreibung des eingesetzten Verfahrens zur Ermittlung der Filmkühlgrößen erläutert. Der Fokus dieses Unterabschnitts liegt auf der Beschreibung des geometrischen Aufbaus und der Position des Midpassage-Gap.

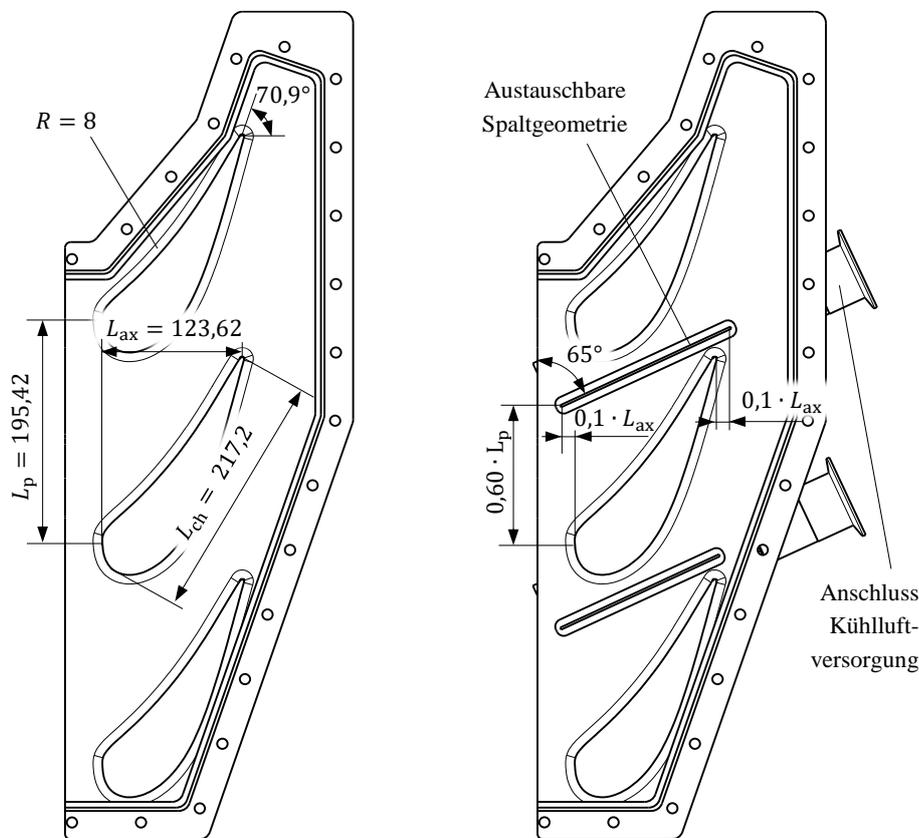


Abbildung 3.3: Messträger – links ohne Midpassage-Gap, rechts mit Midpassage-Gap (nach Schmid et al. (2021b))

In den Messträgern sind die beschriebenen 2,56 Passagen und 3 Schaufelprofile umgesetzt. An den Übergängen zwischen der Seitenwand und den Schaufeln ist bei beiden Messträgern umlaufend ein konstanter maschinentypischer Übergangsradius von $R = 8$ mm vorhanden. Der linke Messträger wird für Referenzmessungen verwendet und enthält keinerlei Möglichkeiten zur Kühlluftausblasung. Der Messträger auf der rechten Seite hat in jeder der beiden komplett ausgebildeten Passagen einen Spalt integriert, aus dem Kühlluft ausgeblasen

werden kann. Dieser Spalt stellt den in der realen Maschine vorhandenen Midpassage-Gap dar. In axialer Richtung erstreckt sich der Spalt von $0,1 \cdot L_{ax}$ stromauf des Staupunkts bis $0,1 \cdot L_{ax}$ stromab der Hinterkante⁷. Über austauschbare Module kann die Geometrie des Midpassage-Gap variiert werden. Nachfolgend wird nun genauer auf die untersuchten Midpassage-Gap-Geometrien eingegangen und die Kühlluftversorgung erläutert.

3.1.4 Geometrie des Midpassage-Gap und Plenums

Um definierte Randbedingungen zu erhalten, erfolgt die Ausblasung durch die beiden Midpassage-Gaps über jeweils ein Plenum. Da die Geometrie des Midpassage-Gap variiert werden soll, ist das System modular aus dem Kühlluftplenum und dem Ausblasemodul aufgebaut (Abbildung 3.4). Die Plenumsrandbedingung am Eintritt in das Ausblasemodul wird durch ein Innenrohr mit kleinen Bohrungsöffnungen im Plenum sichergestellt. Durch diese gezielte Querschnittverengung, um etwa eine Größenordnung im Vergleich zum Querschnitt

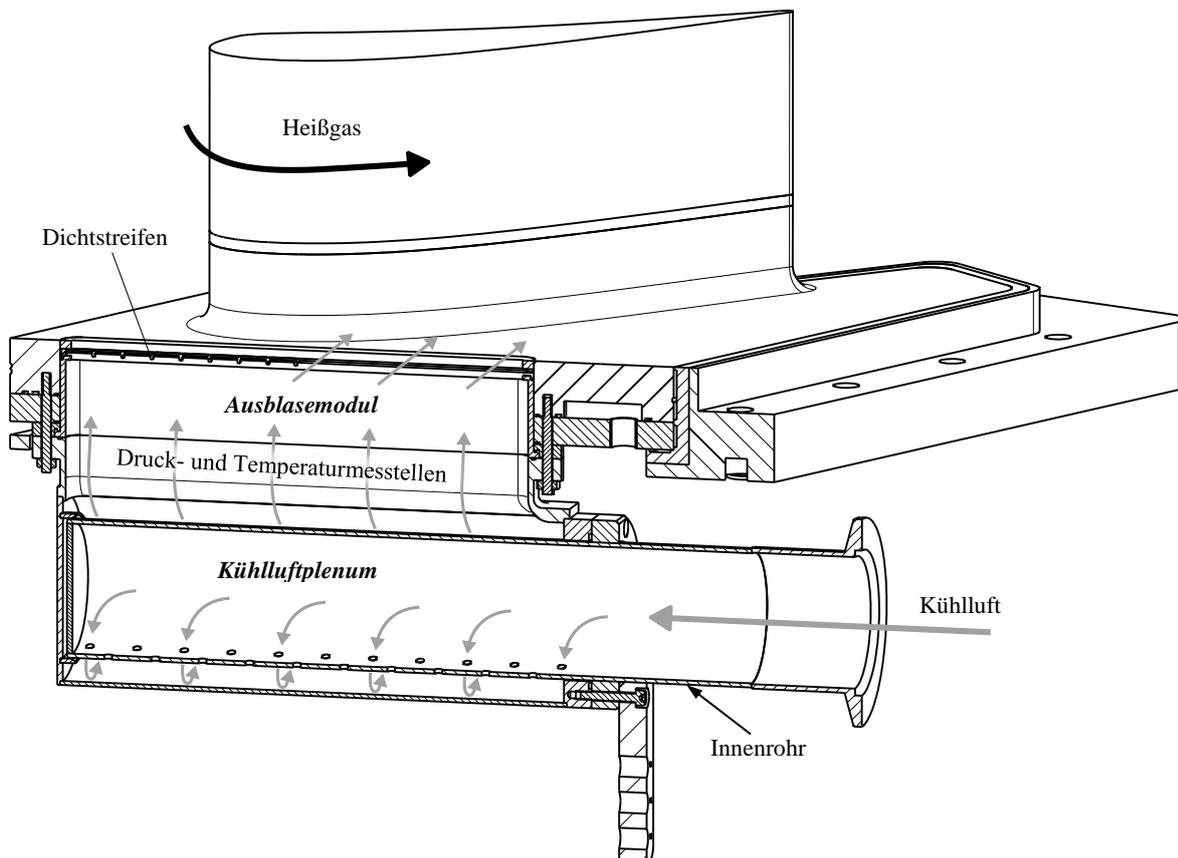


Abbildung 3.4: Modularer Aufbau des Midpassage-Gap und Plenums

⁷ Diese Abmessungen können nur in der oberen, für die Messung relevanten, Passage eingehalten werden. Konstruktionsbedingt ist der Spalt in der unteren Passage stromab gekürzt.

der Kühlluftzuführung, wird eine homogene Verteilung der Kühlluft über die gesamte Spaltlänge erreicht. Eine numerische Auslegung dieses Systems und die Überprüfung der Plenumsrandbedingungen am Übergang zum Ausblasemodul erfolgte durch de Arcos (2019).

Die eigentliche Geometrie des Midpassage-Gap ist im Ausblasemodul integriert, welches rückseitig in die dafür vorgesehene Aussparung im Messträger eingeschoben werden kann. Durch Einschieben eines Dichtstreifens kann der Midpassage-Gap teilweise oder ganz verschlossen werden. Somit können verschiedene Geometrievarianten des Midpassage-Gap bei unterschiedlichen Öffnungsverhältnissen untersucht werden. Im Zuge dieser Arbeit stehen zwei Geometrievarianten des Midpassage-Gap (*senkrecht, stromab angestellt*) und drei Öffnungsverhältnisse (*offen, verschlossen, stromauf verschlossen*) zur Verfügung. Die untersuchten Kombinationen sind in Abbildung 3.5 abgebildet. Links ist eine heißgasseitige Draufsicht auf die jeweilige Spaltvariante dargestellt, rechts davon jeweils ein Schnitt durch den stromaufliegenden Teil des Spaltes (A-A) und den stromabliegenden Teil des Spaltes (B-B). Der Pfad der ausgeblasenen Kühlluft ist durch graue Pfeile angedeutet.

Wie in Abschnitt 2.5 ausgeführt ist das Hauptziel dieser Arbeit, das Kühlpotential der durch den Midpassage-Gap ausgeblasenen Luft zu untersuchen und durch Anpassung der Abdichtung und Geometrie zu steigern. Hierfür sind in einem ersten Schritt geeignete Referenzvarianten erforderlich. Die Variante des senkrechten Spaltes, in der der Dichtstreifen den kompletten Spalt verschließt, entspricht näherungsweise dem Idealfall einer perfekten Abdichtung des Midpassage-Gap (Abbildung 3.5 (a)). Da im Rahmen dieser Untersuchung das Potential von Kühlluft, welche aus dem Spalt ausgeblasen wird, untersucht werden soll, ist die Variante mit komplett offenem Spalt als weiterer (extremer) Referenzfall naheliegend (Abbildung 3.5 (b)).

Um nun gezielt die Kühlluftausblasung zu optimieren, bleibt in einem ersten Schritt die Geometrie des Spaltes unverändert. Die stromaufliegende Hälfte wird verschlossen, während die stromabliegende Hälfte geöffnet bleibt (Abbildung 3.5 (c)). Hier wird der in Abschnitt 2.3 beschriebene Ansatz einer variablen Abdichtung entlang des Spaltes verfolgt, um dem Eindringen von Heißgas im stromaufliegenden Teil des Spaltes entgegen zu wirken und gleichzeitig im stromabliegenden Teil gezielt eine Kühlwirkung zu generieren. Diese Idee entspricht einer Vereinfachung des von Müller et al. (2018) und van Hout (2020) vorgestellten Ansatzes einer zweigeteilten Kühlluftkavität, wobei in diesem Fall die stromaufliegende Kavität als komplett verschlossen angesehen werden kann. Aufbauend auf den in Abschnitt 2.3 vorgestellten Ansätzen, wird der Spalt im stromabliegenden Bereich in einem weiteren Schritt um $\gamma = 45^\circ$ in Strömungsrichtung des Heißgases geneigt (Abbildung 3.5 (d)). Ziel ist es, die Ablöse neigung zu verringern und dadurch die Kühlwirkung zu verbessern. In numerischen Vorstudien (de Arcos (2019)) konnte das mögliche Potential dieser Optimierungen aufgezeigt und davon ausgehend sowohl die Idee des stromauf verschlossenen Spaltes (Schneider et al. (2019)) als auch die des geneigten Spaltes (Schmid et al. (2021c)) in Form einer Patentanmeldung veröffentlicht werden.

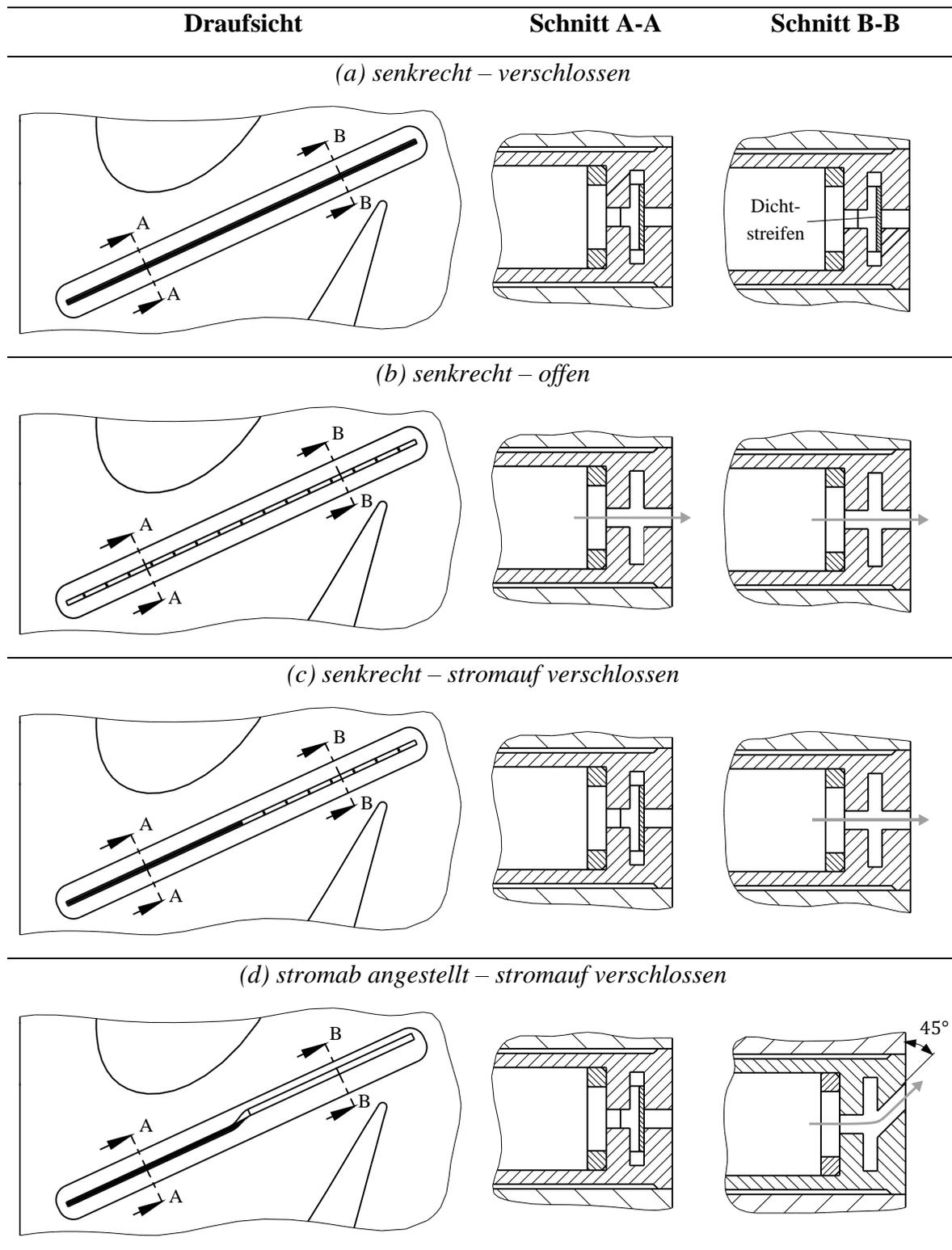


Abbildung 3.5: Untersuchte Varianten des Midpassage-Gap (MPG)

(Schmid et al. (2021b) erweitert)

Die Abmessungen des Ausblasemoduls sind in Abbildung 3.6 exemplarisch für den verschlossenen, senkrechten Spalt in einer vergrößerten Darstellung des Schnitts A-A aus Abbildung 3.5 (a) eingetragen. Sie gelten jedoch entsprechend für alle weiteren Varianten. Die Abmessungen wurden auf Basis von Daten aus Veröffentlichungen festgelegt und entsprechen maschinentypischen Geometrien. Die dargestellte Stützstruktur ist in der realen Maschine nicht vorhanden, war aber im Rahmen der Versuche erforderlich, um Verformungen des Spaltes zu verhindern.

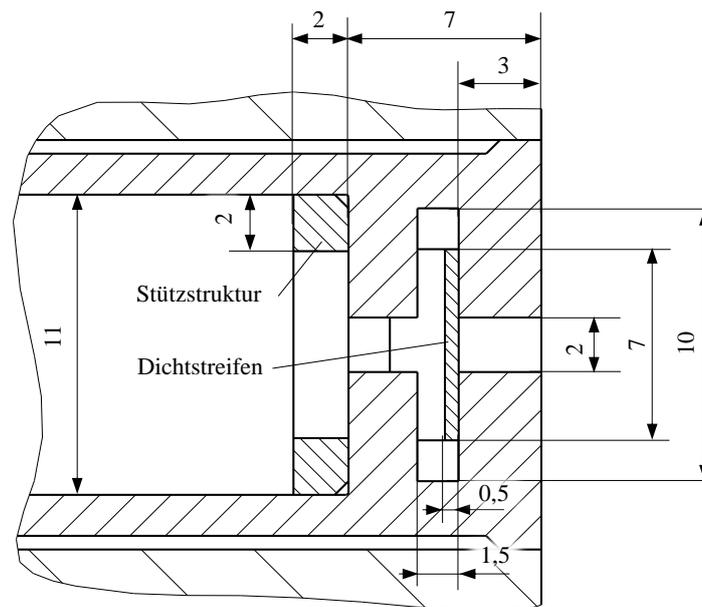


Abbildung 3.6: Abmessungen des Midpassage-Gap (nach Schmid et al. (2021b))

3.2 Versuchsrandbedingungen

Die Temperatur und der Druck am Eintritt in die erste Turbinenleitreihe einer Gasturbine sind zu groß, um mit diesen realen Randbedingungen mit vertretbarem Aufwand und der erforderlichen Messgenauigkeit Laborversuche durchzuführen. Um die Ergebnisse der Untersuchungen, welche bei deutlich niedrigeren Temperaturen und Drücken durchgeführt werden, dennoch auf reale Maschinen übertragen zu können, ist es von großer Relevanz, bei den Versuchen die relevanten Ähnlichkeitskennzahlen einzuhalten. Heißgasseitig sind hier insbesondere die Reynoldszahl sowie der Turbulenzgrad von Bedeutung. Als Bezugsgröße für die Definition der Reynoldszahl dient die Sehnenlänge L_{ch} der Schaufel. Um die Kühlluftausblasung maschinenähnlich abbilden zu können, ist es, wie in Unterabschnitt 2.1.2 bereits erwähnt, entscheidend, dass sowohl das Massenstromverhältnis MFR beziehungsweise die Ausblaserate M als auch das Impulsverhältnis I zwischen Heißgas und Kühlluft eingehalten werden. Durch Einstellen eines maschinenähnlichen Temperatur-

verhältnisses zwischen Heißgas und Kühlluft, was in erster Näherung dem Dichteverhältnis DR zwischen Kühlluft und Heißgas entspricht, wird dies erreicht.

In Tabelle 3.2 sind die Nennwerte der Versuchsparameter aufgelistet, die während aller Versuche konstant gehalten werden. Position 1 bezeichnet dabei immer den Zustand in der Eintrittsebene (Anströmung) der Schaufelkaskade, Position 2 den Zustand in der Austrittsebene (Abströmung). Sowohl die An- als auch Abströmung der Kaskade liegen im subsonischen Bereich. Der Zustand in der Eintrittsebene wird eingestellt, der Zustand in der Austrittsebenen ergibt sich entsprechend und variiert zwischen den einzelnen Messungen abhängig vom Umgebungsdruck minimal. Da die Heißgastemperatur im Versuch im Vergleich zur realen Maschinen deutlich abgesenkt ist, ist es, wie bereits in Unterabschnitt 3.1.1 erwähnt, erforderlich, die Kühlluft zu kühlen, um maschinenähnliche Dichteverhältnisse zu erreichen. Der Turbulenzgrad wird über ein Turbulenzgitter, welches an Position a (siehe Abbildung 3.2) platziert ist, eingestellt. Mit dem von Kneer et al. (2015) nach Roach (1987) ausgelegten Turbulenzgitter beträgt der Turbulenzgrad in Anströmrichtung $Tu_{u,1} = 6,55\%$ in der Eintrittsebene der Kaskade.

Tabelle 3.2: Konstante gehaltene Strömungsparameter bei den Untersuchungen

Parameter	Wert
Reynoldszahl Anströmung (Re_1)	$0,47 \cdot 10^6$
Reynoldszahl Abströmung (Re_2)	$1,5 \cdot 10^6$
Turbulenzgrad Anströmung in Strömungsrichtung ($Tu_{u,1}$)	6,55%
Heißgas Totaltemperatur Anströmung ($T_{t,Hg,1}$)	425 K
Kühlluft Totaltemperatur ($T_{t,Kl}$)	270 ... 273 K
$T_{t,Hg,1}/T_{t,Kl} \approx$ Dichteverhältnis (DR)	1,57 ... 1,56

Neben den bereits beschriebenen unterschiedlichen Geometrien und Dichtvarianten für den Midpassage-Gap wird als weiterer Parameter die ausgeblasene Kühlluftmenge variiert. Eine Beschreibung der Ausblasung über eine konstante Ausblaserate oder ein konstantes Impulsverhältnis ist nicht möglich. Der Grund dafür liegt in der nicht konstanten Druckverteilung entlang des Midpassage-Gap und dem erwarteten Heißgaseinzug in den Spalt. Aus diesem Grund erfolgt die Beschreibung über das Massenstromverhältnis

$$MFR = \frac{\dot{m}_{Kl,p}}{2 \cdot \dot{m}_{Hg,p}}. \quad 3.1$$

Der Kühlluftmassenstrom $\dot{m}_{\text{KL,p}}$ bezeichnet dabei die durch einen Midpassage-Gap ausgeblasene Kühlluftmenge⁸. Der Heißgasmassenstrom $\dot{m}_{\text{Hg,p}}$ bezieht sich immer auf eine Passage. Da die Schaufelhöhe im Prüfstand im Vergleich zur Maschine halbiert ist und somit in erster Näherung nur der halbe Heißgasmassenstrom durch eine Passage strömt, wird bei der Berechnung des Massenstromverhältnisses *MFR* der Heißgasmassenstrom verdoppelt. Das sich aus einer Variation der Midpassage-Gap-Geometrie und der ausgeblasenen Kühlluft ergebende Versuchsprogramm ist in Tabelle 3.3 dargestellt.⁹ Alle Midpassage-Gap-Varianten werden bei vier unterschiedlichen Massenstromverhältnissen untersucht. Eine Ausnahme stellt der komplett verschlossene Spalt da. Da es hier nicht möglich ist, die entsprechenden Massenströme auszublasen, wird, neben keiner Kühlluftausblasung, derselbe Druck im Plenum wie für den komplett offenen, senkrechten Spalt beim höchsten Massenstromverhältnis eingestellt. Durch eine Analyse des sich einstellenden Kühlluftmassenstroms ist es möglich zu beurteilen, wie nahe diese Spaltkonfiguration an der einer perfekten Abdichtung, bei vergleichbaren Randbedingungen wie bei den anderen Spaltvarianten, liegt.

Tabelle 3.3: Durchgeführte Untersuchungen

Midpassage-Gap (MPG)	Massenstromverhältnis (<i>MFR</i>)
Kein MPG (Messträger ohne MPG)	-
MPG senkrecht – offen	0%, 0,25%, 0,5%, 1%
MPG senkrecht – verschlossen	0%, 1%*
MPG senkrecht – stromauf verschlossen	0%, 0,25%, 0,5%, 1%
MPG stromab angestellt – stromauf verschlossen	0%, 0,25%, 0,5%, 1%

* Äquivalenter Druck im Plenum wie bei der Ausblasung mit der Konfiguration *senkrecht – offen*

3.3 Eingesetzte Messtechnik

Zur Erfassung der Oberflächentemperaturen auf der Messplatte, welche später zur Ermittlung der Filmkühlgrößen benötigt werden, sowie zur Einstellung und Überwachung des Betriebspunktes wird diverse Messtechnik benötigt.

⁸ Die Angabe dieses Massenstromverhältnisses bezieht sich immer auf die obere der beiden komplett ausgebildeten Passagen mit dem komplett ausgebildeten Midpassage-Gap. In der unteren Passage mit dem stromab gekürzten Midpassage-Gap wird der gleiche Plenumsdruck wie im Plenum des Midpassage-Gap in der oberen Passage eingestellt.

⁹ Im Rahmen des Projekts ECOFLEX 3.3.1 wurden noch weiterer Parametervariationen durchgeführt, welche im Rahmen dieser Arbeit nicht besprochen werden sollen.

3.3.1 Infrarotthermographie

Die flächig aufgelöste Messung der Oberflächentemperatur auf der Messplatte erfolgt mittels der Infrarotmesstechnik. Hierfür kommt eine Infrarotkamera vom Typ *VarioCAM hr head 720* mit einer Auflösung von $640 \cdot 480 \text{ Pixel}^2$ zum Einsatz. Bei dem Detektor der Kamera handelt es sich um ein ungekühltes Mikrobolometer-Focal-Plane-Array, welches im Wellenlängenbereich von $\lambda_D = 7,5 \dots 14 \mu\text{m}$ sensitiv ist. Aufgrund des langwelligen Spektralbereichs ist der Mikrobolometerdetektor bei Oberflächentemperaturen $T_O < 500 \text{ K}$ Kameras mit gekühlten, kurzwelligen ($\lambda_D = 3 \dots 5 \mu\text{m}$) Photonendetektoren bezüglich der Empfindlichkeit überlegen (Kneer (2017)). Das Mikrobolometer stellt somit für die im Versuch maximal zu erwartenden Oberflächentemperaturen von $T_O = 425 \text{ K}$ die geeignete Lösung dar.

Die Kamera ist mit einem Teleobjektiv mit einer Brennweite von 50 mm ausgestattet. Eine Sonderfunktion zur Nahfokussierung erlaubt eine Reduktion der Naheinstellgrenze auf etwa 450 mm . Bei den Messungen liegt der Abstand im Mittel bei etwa 550 mm . Bei diesem Abstand wird ein Bereich von $135 \cdot 175 \text{ mm}^2$ auf dem Detektor abgebildet und es ergibt sich eine räumliche Auflösung von etwa $3,5 \text{ Pixel/mm}$. Vorgängerarbeiten (Kneer et al. (2016), Kneer (2017)) haben gezeigt, dass diese Auflösung ausreichend ist, um mit diesem Versuchsaufbau lokal aufgelöste Filmkühluntersuchungen durchzuführen. Zur Erhöhung der Schärfentiefe kommt eine Blende zum Einsatz¹⁰.

Um Spiegelungen zu vermeiden und ein möglichst hohes Strahlungssignal zu bekommen, ist es erforderlich, die Messplatte mit einem diffus strahlenden (matten) Lack mit möglichst hoher Emissivität zu beschichten. Hierfür kommt der Lack *NEXTEL-Velvet-Coating 811-21 9218* zum Einsatz. Dieser besitzt in einem Sichtwinkelbereich von $|\theta| = 0 \dots 50^\circ$ eine Emissivität von $\varepsilon = 0,95 \dots 0,97$. Für höhere Sichtwinkel ist ein starker Abfall zu beobachten. Die Abhängigkeit der Emissivität von der Temperatur kann im relevanten Oberflächentemperaturbereich $T_O = 293 \dots 425 \text{ K}$ vernachlässigt werden. Die Wärmeleitfähigkeit des Lackes liegt im Bereich von $\lambda = 0,19 \dots 0,20 \text{ W/m} \cdot \text{K}$. (Lohrengel und Todtenhaupt (1996)) Der Lack wird mittels Druckluftspritzen mit einer mittleren Schichtdicke von $80 \mu\text{m}$ auf den Messträger aufgebracht. Zur Kalibrierung der Infrarotmessungen sind in der Oberfläche der Messplatte 53 Mantelthermoelemente vom Typ K mit einem Durchmesser von $d = 0,25 \text{ mm}$ eingebettet. Details zum Aufbau der Messplatte folgen in Abschnitt 4.1.

Der gesamte Messaufbau zur Durchführung der Infrarotmessungen ist in Abbildung 3.7 dargestellt. Als optischer Zugang am Prüfstand kommen zwei Scheiben aus Zinkselenid zum Einsatz. Diese haben im Wellenlängenbereich der Kamera eine nahezu konstante, temperaturunabhängige Transmissivität von $\tau \cong 0,7$ (Klein et al. (1986), Korth Kristalle (2021)). Durch den Einsatz einer Antireflexbeschichtung wird diese im Wellenlängenbereich von

¹⁰ Die Kamera besitzt 3 integrierte auswählbare Blendenstufen, welche nicht näher spezifiziert sind. Im Rahmen dieser Messungen kommt die mittlere Stufe zum Einsatz.

$\lambda = 8 \dots 12 \mu\text{m}$ auf $\tau \geq 0,95$ angehoben. Durch beide Scheiben ist der komplette Messbereich in Form der Seitenwand und der Schaufelfüße der oberen Schaufelpassage (Abbildung 3.2) ohne Umbaumaßnahmen abdeckbar. Hierfür sind 14 Kamerapositionen aus unterschiedlichen Positionen und Blickwinkeln erforderlich. Bei der Auswahl der Kamerapositionen ist darauf zu achten, dass die Spiegelung der Kamera in den optischen Zugängen nicht im Bildbereich liegen. Aufgrund der begrenzten optischen Zugänglichkeit und der komplexen dreidimensionalen Oberfläche gibt es Bereiche, die nur mit einem Sichtwinkel $|\theta| > 50^\circ$ abgebildet werden können. In diesen Bereichen ist die Emissivität nicht mehr konstant und muss winkelabhängig korrigiert werden, um die Infrarotaufnahmen kalibrieren zu können. Das hierzu neu entwickelte Verfahren wird in Abschnitt 4.2 vorgestellt.

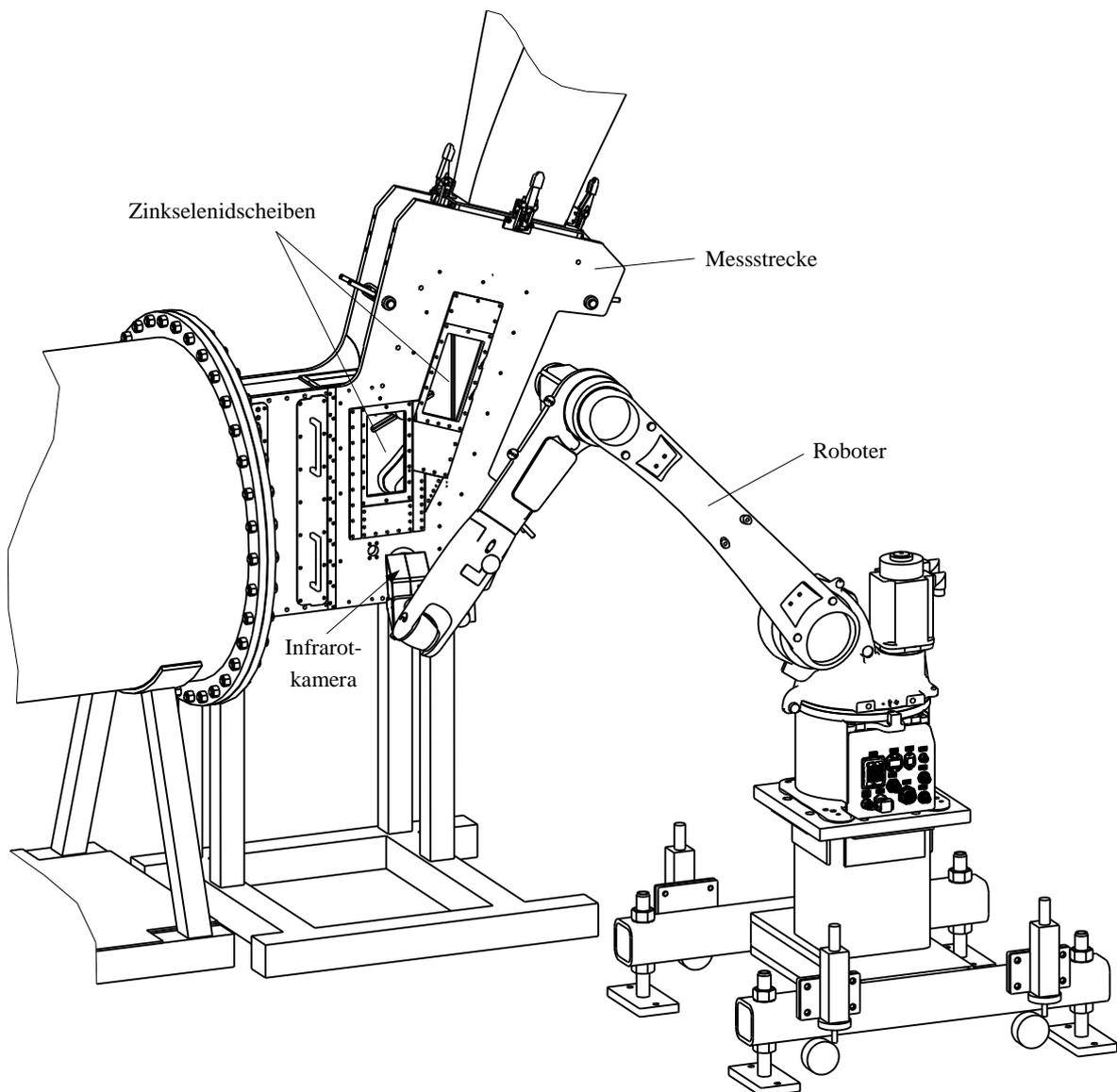


Abbildung 3.7: Messaufbau der Infrarotkamera mit Industrieroboter

Zur schnellen, wiederholgenauen Positionierung der Kamera kommt ein Industrieroboter vom Typ *KUKA KR 8 R1620 HP* mit einer maximalen Traglast von 8 kg und einer maximalen Reichweite von 1620 mm zum Einsatz.

3.3.2 Druck-, Temperatur- und Massenstrommesstechnik

Neben den in den Messplatten eingeklebten Mantelthermoelementen sind noch weitere Mantelthermoelemente vom Typ K mit einem Durchmesser von $d = 0,25$ mm und $d = 0,5$ mm mit einer Genauigkeit von $\pm 1,5$ K (DIN 60584-1 (2014)) im Einsatz. Zum Auslesen der Thermospannungen kommt ein *SCXI-System* von *National Instruments* mit fünf Anschlussblöcken vom Typ *1303* mit jeweils 32 Kanälen zum Einsatz. Die Digitalisierung erfolgt mit einer *6035-E PCI-Karte* mit einer Auflösung von 16 Bit. Als Absoluttemperaturreferenz dient eine Eiszelle vom Typ *9101 Zero-Point Dry-Well* von *Hart Scientific* mit einer Temperaturstabilität von 0,005 K. Das erste Thermoelement eines jeden der fünf Anschlussblöcke befindet sich in der Eiszelle. Durch einen Offsetabgleich aller Thermoelemente relativ zum Heißgasthermoelement wird die Abweichung der Thermoelemente zueinander deutlich minimiert.

Zur Relativ- beziehungsweise Differenzdruckmessung stehen mehrere *Pressure Scanner* von *Pressure Systems* mit unterschiedlichen Druckmessbereichen zur Verfügung. Darunter befindet sich ein *98RK-1 Interface-Rack* mit mehreren Einschüben sowie ein *9016 Scanner* und ein *9116 Scanner*. Die Genauigkeiten der verwendeten Druckmessbereiche sind in Tabelle 3.4 dargestellt. Zur Erreichung dieser Genauigkeit ist ein Nullpunktgleich vor jeder Messung erforderlich.

Tabelle 3.4: Genauigkeit *Pressure Scanner*

Messbereich	Genauigkeit
2,5 kPa (10"WC)	$\pm 3,75$ Pa
34 kPa (5 psi)	± 17 Pa

Der Umgebungsdruck wird mit einem Absolutdrucksensor *Setra Modell 270* mit einer Genauigkeit von ± 17 Pa aufgezeichnet. Der Höhenunterschied zwischen der Position des Umgebungsdrucksensors und des Versuchsaufbaus wird dabei berücksichtigt.

Zur Messung der Kühlluftmassenströme kommen thermische Massenstromsensoren von *CS Instruments* vom Typ *VA520* mit einer Genauigkeit von $\pm 1\%$ vom Messwert und $\pm 0,3\%$ vom Endwert zum Einsatz. Der Endwert der eingesetzten Sensoren für die Midpassage-Gap-Kühlluftmassenströme beträgt $\dot{m} = 29,7$ g/s. Die Digitalisierung des 4 ... 20 mA Signales erfolgt mittels einer *Beckhoffklemme* vom Typ *KL3122* mit 16 bit.

3.3.3 Betriebspunktermittlung Heißgas und Kühlluft

Die Anordnung der Messstellen in der Messstrecke zur Einstellung und Überwachung des heißgasseitigen Betriebspunktes sind in Abbildung 3.8 schematisch dargestellt. An der Stelle 0 stromauf des Turbulenzgitters ist eine Totaldruck-/Totaltemperatursonde mit statischer Wanddruckbohrung angebracht. Die Totalgrößen werden dabei in der Mitte des Kanals (z -Richtung) gemessen. Aus den Größen lässt sich die Heißgasreynoldszahl an der Stelle 0 ermitteln, welche mit sehr guter Näherung der Reynoldszahl an der Eintrittsebene in die Kaskade (Stelle 1) entspricht¹¹. Ebenso kann der Massenstrom hieraus ermittelt werden. Um die Genauigkeit zu erhöhen, wird das Strömungsprofil an der Sondenposition im Vorfeld gemessen. Es zeigt sich, dass die Grenzschicht vernachlässigt werden kann. Die Abweichung des Massenstroms verglichen mit einem Blockprofil liegt bei etwa 1%. Dies wird in der folgenden Fehlerrechnung berücksichtigt. Um die Strömungsgrößen am Eintritt in die

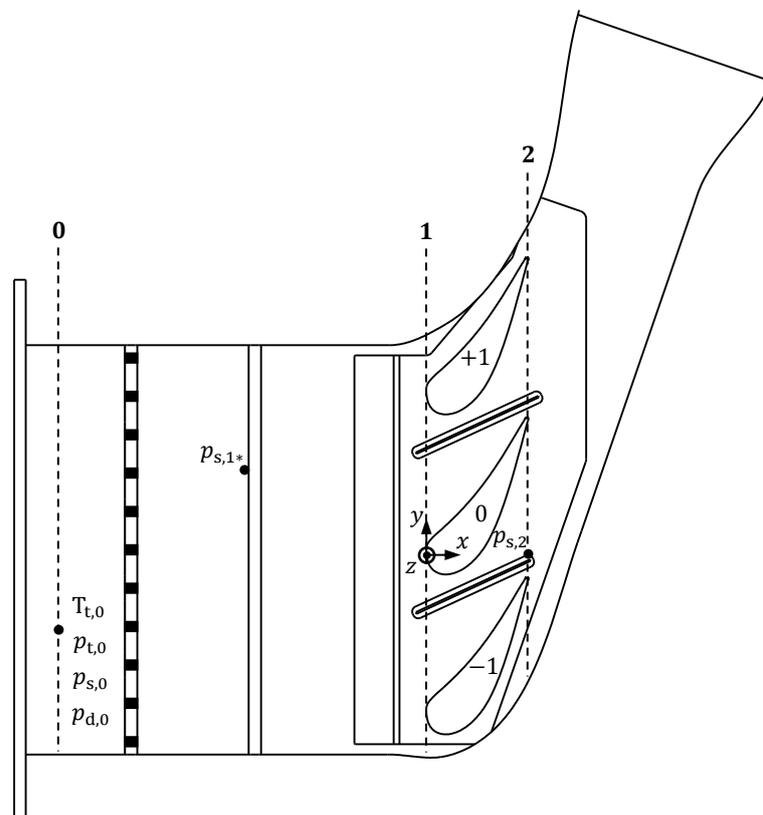


Abbildung 3.8: Messstellen an der Messstrecke mit Schaufelkaskade zur Überwachung des Betriebspunktes (nach Schmid et al. (2021b))

¹¹ Hierfür wird angenommen, dass sich die dynamische Viskosität von 0 nach 1 nicht ändert. Dies ist gerechtfertigt, da unter Annahme eines adiabaten Prüfstands die Änderung der statischen Temperatur der Heißgasströmung von 0 nach 1 kleiner als $0,2$ K ist und die Temperaturabhängigkeit der dynamischen Viskosität im relevanten Temperaturbereich nur etwa $0,17\%/K$ beträgt.

Kaskade (1) zu ermitteln, wurde im Vorfeld experimentell der Druckabfall über das Turbulenzgitter als Funktion des dynamischen Druckes $p_{d,0}$ an der Stelle 0 bestimmt. Zusätzlich wird stromab des Turbulenzgitters der statische Druck $p_{s,1*}$ gemessen. Daraus ergibt sich

$$p_{t,1} = p_{t,0} - f(p_{d,0}), \quad p_{s,1} = p_{t,1} - p_{d,0} \cdot \frac{p_{s,0}}{p_{s,1*}}, \quad T_{t,1} \approx T_{t,0}. \quad 3.2$$

Für den statischen Druck an der Stelle 1 wird dabei nicht der gemessene Druck verwendet, sondern dieser aus dem Totaldruck unter Zuhilfenahme des gemessenen Druckes berechnet. Dadurch sind die Werte für den Totaldruck $p_{t,1}$ und den statischen Druck $p_{s,1}$ an der Stelle 1 konsistent. Ungenauigkeiten in der Korrelation für den Totaldruck $p_{t,1}$ wirken sich auf beide Werte aus. Am Austritt der Kaskade (Stelle 2) befindet sich eine statische Wanddruckbohrung. Unter der Annahme einer isentropen Beschleunigung in der Kaskade lassen sich so alle weiteren Strömungsgrößen an der Stelle 2 ermitteln.

Zur Überwachung und Einstellung der Kühllufttotaltemperatur $T_{t,Kl}$ befindet sich am Eintritt jedes Kühlluftplenums eine Totaltemperatursonde. Des Weiteren sind entlang des Spaltes, am Übergang zwischen Ausblasemodul und Kühlluftplenum, bei jedem Midpassage-Gap drei statische Druckmessstellen und drei Totaltemperaturmessstellen angebracht, um die Kühllufttemperatur zu überwachen und Interaktionen zwischen Midpassage-Gap und Heißgas zu detektieren (Abbildung 3.4).

Mit dieser Instrumentierung lässt sich der Betriebspunkt, bei welchem die Messungen durchgeführt werden, mit den in Tabelle 3.5 angegebenen Unsicherheiten einstellen. Details zu den Eingangsgrößen der Fehlerbetrachtung finden sich im Anhang in Abschnitt A1.

Tabelle 3.5: Unsicherheiten in der Betriebspunktbestimmung (nach Schmid et al. (2021b))

Betriebsgröße	Nennwert	Unsicherheit
<i>Heißgas</i>		
$T_{t,1}$	425 K	$\leq 0,35 \%$ (1,5 K)
Re_1	470.000	$\leq 1,3 \%$
<i>Kühlluft</i>		
$T_{t,Kl}$	270 ... 273 K	$\leq 0,55 \%$ (1,5 K)
MFR	0 ... 1%	$\leq 3,8\%$

3.4 Versuchsstandscharakterisierung

Der Versuchsstand inklusive Messstrecke mit Schaufelkaskade wurde im Rahmen des Vorhabens *COORETEC-Turbo2020, Teilvorhaben 3.2.4* umfangreich aerodynamisch charakterisiert. Pütz et al. (2015) analysierten die Temperatur- und Geschwindigkeitsverteilung der Anströmung der Schaufelkaskade über Sondenmessungen. Mittels statischen Wanddruckbohrungen konnte die Druckverteilung auf den Schaufeln und der Seitenwand gemessen und so die Periodizität der Strömung in den einzelnen Schaufelpassagen nachgewiesen werden. Über Ölanstrichuntersuchungen konnte das Sekundärströmungsfeld genauer analysiert werden. Mittels Laser-Doppler-Anemometrie konnten Schmid et al. (2018) tiefergehende Einblicke in das Strömungsfeld der An- und Abströmung der Schaufelkaskade gewinnen und die numerischen Ergebnisse von Krückels et al. (2015) bestätigen, dass keine Interaktion zwischen den Sekundärströmungsfeldern der beiden gegenüberliegenden Seitenwände vorliegt. Ebenso konnte im Rahmen des Vorhabens gezeigt werden, dass mit dem Aufbau erfolgreich Untersuchungen des Wärmeübergangs und der Filmkühleffektivität auf ebenen und konturierten Seitenwänden möglich sind (Kneer et al. (2014, 2015, 2016), Hummel et al. (2015), Kneer (2017), Pütz (2018)).

Im Rahmen dieser Arbeit sind nun ergänzend Übergangsradien zwischen Seitenwand und Schaufeln vorhanden. In Untersuchungen von Haber (2020) wurde die Auswirkung der Übergangsradien auf das Strömungsfeld abgeschätzt. Es konnte kein nennenswerter Einfluss auf globale Strömungsgrößen, wie Heißgasmassenstrom oder $-reynoldszahl$, festgestellt werden.

Des Weiteren erfolgte eine Optimierung der Temperaturregelung der elektrischen Heizung. Aus diesem Grund wurden erneut Messungen der zeitlichen Stabilität der Betriebsbedingungen des Prüfstands und der Anströmprofile vorgenommen. Die Anströmprofile wurden mittels einer traversierbaren Totaldruck-/Totaltemperatursonde mit statischer Wanddruckbohrung über die Kanalhöhe (z -Richtung) gemessen (Abbildung 3.9). Die Traversierung erfolgte an drei Positionen (*unten, mitte, oben*) eine halbe axiale Sehnenlänge ($x = -L_{ax}/2$) stromauf des Staupunktes.

In Abbildung 3.10 sind die Totaltemperaturverläufe über die normierte Schaufelhöhe an den drei Traversierpositionen aufgetragen. In grau dargestellt sind die Verläufe, welche vor der Optimierung der Heizungsregelung aufgenommen wurden, in schwarz die Verläufe nach den Optimierungsmaßnahmen. Es zeigt sich, dass durch die Optimierungen sowohl die Abweichung vom Mittelwert im Bereich der Freiströmung von $\Delta T_t = \pm 1,5$ K auf $\Delta T_t = \pm 0,5$ K, als auch die Asymmetrie der Profile reduziert werden konnten.

Die Geschwindigkeitsprofile über die normierte Schaufelhöhe an den drei Traversierpositionen, normiert mit der aus den Messdaten der Betriebspunktesonde ermittelten Geschwindigkeit u_0 , sind in Abbildung 3.11 dargestellt. Hier zeigt sich die Stromaufwirkung der Schaufelkaskade. Die Geschwindigkeiten direkt stromauf des Staupunktes (*mitte*) sind

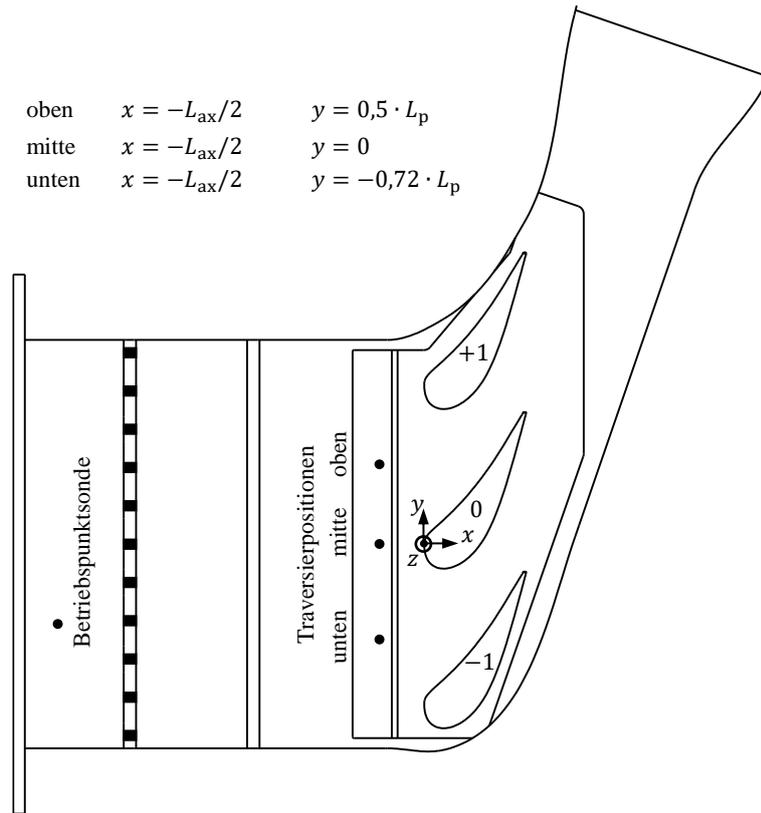


Abbildung 3.9: Positionen der Sondentraversen (nach Schmid et al. (2021b))

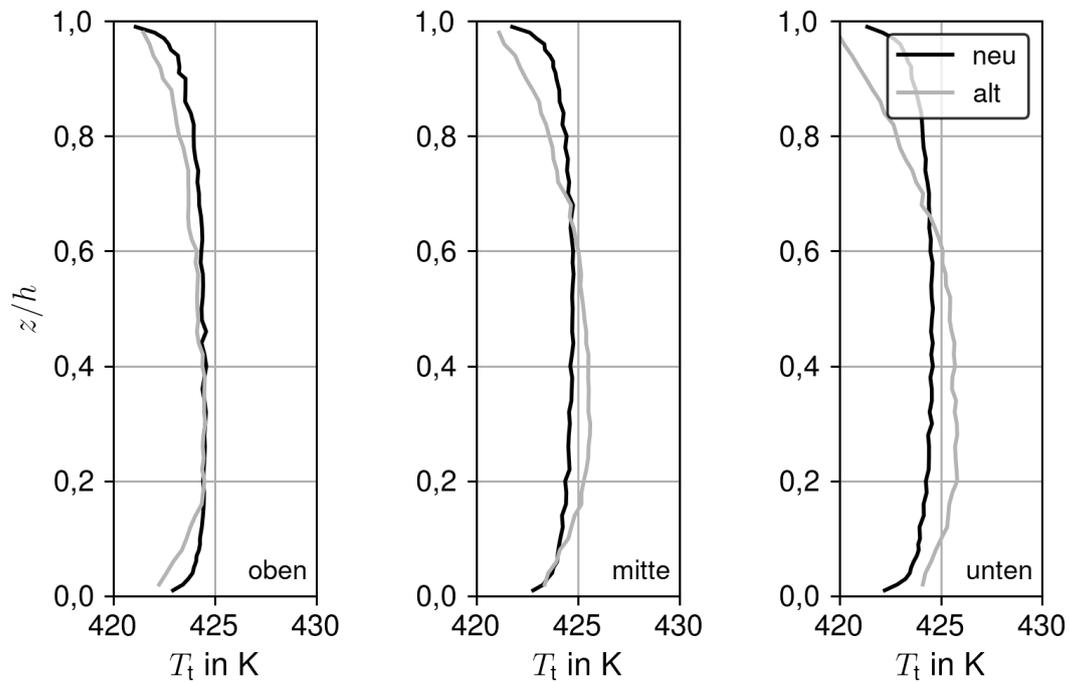


Abbildung 3.10: Totaltemperaturverlauf über die Kanalhöhe (nach Schmid et al. (2021b), alte Werte aus Pütz et al. (2015))

geringer, verglichen mit den anderen beiden Sondenpositionen. Die Messergebnisse an den anderen beiden Sondenpositionen (*oben*, *unten*) unterscheiden sich ebenfalls voneinander. Dies lässt sich dadurch erklären, dass sich die Sonde in der unteren Passage im Vergleich zur oberen Passage nicht direkt in der Passagenmitte befindet sondern bei $y = -0,72 \cdot L_p$. Des Weiteren hat sich, im Vergleich zur stromauf des Turbulenzgitters liegenden Betriebspunktsondenposition (vergleiche Unterabschnitt 3.3.3), eine ausgeprägte Grenzschicht eingestellt.

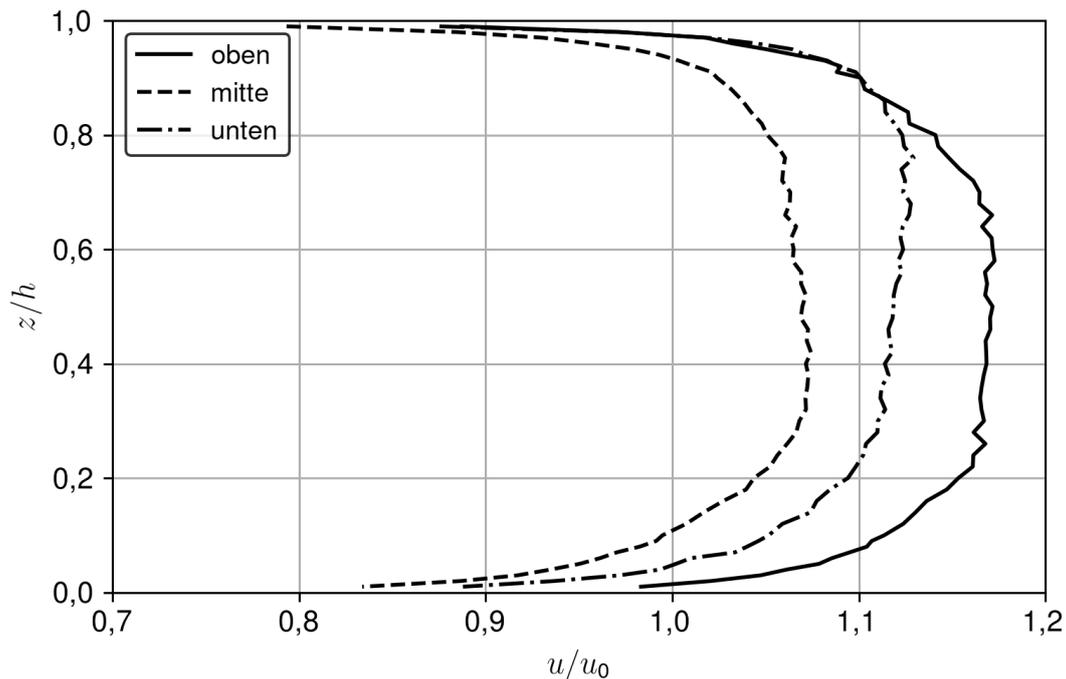


Abbildung 3.11: Normierte Geschwindigkeit über die Kanalhöhe
(nach Schmid et al. (2021b))

Da das Anfahren aller 14 Kamerapositionen mittels des Industrieroboters etwa 15 min in Anspruch nimmt, ist neben bekannten Anströmbedingungen auch eine hohe zeitliche Stabilität des Betriebspunktes erforderlich. Aus diesem Grund wurden in einer separaten Untersuchung aller relevanten Prüfstandsparameter über eine Zeitdauer von einer Stunde mit einer Frequenz von 1 Hz aufgezeichnet. Die Messdaten in Tabelle 3.6 zeigen ein sehr stabiles zeitliches Verhalten. Die Schwankungen liegen deutlich unterhalb der Messunsicherheiten der Betriebspunktgrößen (Tabelle 3.5). Der Prüfstand ist damit für die Durchführung der thermischen Messungen geeignet.

Tabelle 3.6: Betriebspunktstabilität von Heißgas und Kühlluft (nach Schmid et al. (2021b))

Betriebsgröße	Nennwert	Schwankung
<i>Heißgas</i>		
$T_{t,1}$	425 K	0,3 K (0,07%)
Re_1	470.000	1.830 (0,4%)
<i>Kühlluft</i>		
$T_{t,Kl}$	270 ... 273 K	0,4 K (0,15%)
MFR	1%	0,009%P (0,9%)
MFR	0,5%	0,004%P (0,8%)
MFR	0,25%	0,003%P (1,2%)

4 Ermittlung des Wärmeübergangs und der adiabaten Filmkühleffektivität

Im vorherigen Kapitel wurde der für die experimentellen Untersuchungen verwendete Prüfstand charakterisiert, die Geometrie der Schaufelkaskade mit Midpassage-Gap beschrieben und die verwendete Messtechnik vorgestellt. In diesem Kapitel soll darauf aufbauend das Vorgehen zur Ermittlung der flächigen Verteilung des Wärmeübergangs sowie der adiabaten Filmkühleffektivität auf der Seitenwand sowie dem Übergangsbereich zu den Schaufeln erläutert werden.

Zur Ermittlung der Filmkühlgrößen kommt das vorgestellte Superpositionsprinzip der Filmkühlung zum Einsatz. Dies erfordert Messungen bei zwei unterschiedlichen thermischen Randbedingungen. Die sich daraus ergebenden Besonderheiten bezüglich des Aufbaus der Messträger werden in einem ersten Schritt beschrieben. Anschließend wird die Weiterentwicklung eines In-Situ-Kalibrierverfahrens für Infrarotdaten vorgestellt, welches auch unter großen Sichtwinkeln, wie sie bei Aufnahmen im Übergangsbereich zu den Schaufeln vorliegen, eine Kalibrierung mit akzeptablem Fehler ermöglicht. Abschließend erfolgt eine Beschreibung und Bewertung des gesamten Mess- und Auswertevorgangs zur Ermittlung der Filmkühlgrößen.

4.1 Aufbau der Messträger

Von den in Unterabschnitt 2.4.1 vorgestellten Möglichkeiten zur Einstellung der unterschiedlichen thermischen Randbedingungen kommt in diesem Fall die Variante mit Wasserkühlung zum Einsatz. Der Vorteil gegenüber zwei Messträgern aus unterschiedlichen Materialien ist, dass pro Geometrie zum einen nur ein einziger Messträger aufwendig gefertigt und instrumentiert werden muss und zum anderen die thermischen Randbedingungen flexibel eingestellt werden können. Die Variante mit Heizfolie scheidet aufgrund der komplexen Bauteilgeometrie aus.

In Abbildung 4.1 ist beispielhaft der Messträger ohne Midpassage-Gap im Schnitt dargestellt. Herzstück des Messträgers ist die Messplatte aus Ti6Al4V¹². Auf der heißgaszugewandten Seite sind, wie bereits erwähnt, 53 Mantelthermoelemente vom Typ K mit einem Durchmesser von $d = 0,25$ mm zur Kalibrierung der Infrarotaufnahmen in Nuten eingeklebt. Als Kleber wurde ein thermisch leitender, temperaturbeständiger Epoxidkleber (*Duralco 132*) verwendet, dessen Wärmeleitfähigkeit $\lambda \approx 5,7$ W/(m · K) beträgt (Cotronics (2008)) und somit nur etwa 20% unter der des Messplattengrundwerkstoffs Ti6Al4V liegt. Der schwarze Infrarotlack (*NEXTEL-Velvet-Coating 811-21 9218*) ist nicht dargestellt. In

¹² Der Grund, warum Ti6Al4V als Messplattenwerkstoff gewählt wurde, ergibt sich aus der Fehlerrechnung in Abschnitt 4.4.

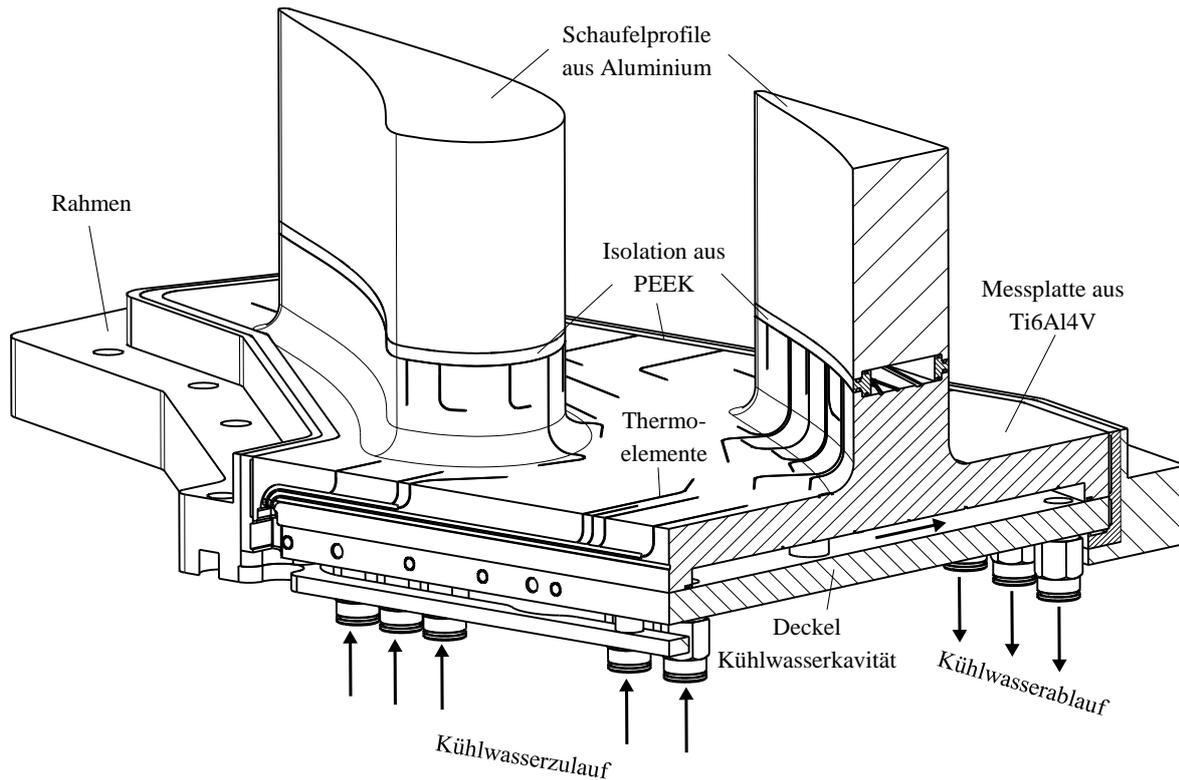


Abbildung 4.1: Aufbau des Messträgers

der Rückseite der Messplatte ist eine Kavität eingebracht. Diese wird von Kühlwasser durchströmt und ermöglicht somit durch unterschiedliche Kühlwassertemperaturen das Einstellen der verschiedenen thermischen Randbedingungen für das Superpositionsprinzip. Die Kühlwasserzu- und -abfuhr erfolgt über Anschlüsse im Deckel, welcher die Kühlwasserkavität abdichtet. Auf der Kühlwasserseite der Messplatte sind 20 weitere Mantelthermoelemente vom Typ K mit einem Durchmesser von $d = 0,5$ mm zur Erfassung der kühlwasserseitigen Temperaturverteilung eingebettet. Da bei den Messungen ebenfalls der Übergangsbereich von Seitenwand zu Schaufel und die Schaufelfüße miterfasst werden sollen, ist ein Teil des Schaufelprofils in die Messplatte integriert. Die integrierte Höhe beträgt 30 mm ($z/h = 0,3$). Der Wert wurde so gewählt, dass der Abdruck des Passagenwirbels auf der Saugseite noch im Messbereich liegt (Pütz et al. (2015), Schmid et al. (2018)). Die restliche Kanalhöhe füllt ein Schaufelprofil aus Aluminium aus. Der gesamte Messträger ist in einem Rahmen montiert, welcher die Fixierung in der Messstrecke ermöglicht. Die Messplatte ist vom Rahmen und den Aluminiumschaufeln durch Isolationselemente aus hochtemperaturbeständigem Kunststoff (*Polyetheretherketon* (PEEK)) isoliert, dessen Wärmeleitfähigkeit $\lambda \approx 0,25$ W/(m · K) beträgt (KTK Kunststofftechnik (2018)). Das Ausblasemodul des Midpassage-Gap bei der Messplatte mit Midpassage-Gap ist aus hochtemperaturbeständigem Kunststoff gedruckt und isoliert somit diesen von der Messplatte. Dadurch sind alle Flächen der Messplatte, an denen keine Temperatur gemessen wird, näherungsweise adiabatisch und

somit die thermischen Randbedingungen an allen Oberflächen bekannt. Dies ist für den Auswertevorgang, welcher in Abschnitt 4.3 beschrieben wird, zwingend erforderlich.

Um mittels der eingebetteten Thermoelemente eine In-Situ-Kalibrierung der Infrarotaufnahmen durchführen zu können, ist aufgrund des begrenzten optischen Zugangs und der sich dadurch ergebenden hohen Sichtwinkel eine Weiterentwicklung des In-Situ-Kalibrierverfahrens erforderlich, welches im nachfolgenden Abschnitt genauer beschrieben wird.

4.2 In-Situ-Kalibrierung von Infrarotdaten unter großen Sichtwinkeln¹³

Große Teile der Schaufelfüße und des Übergangsbereichs zwischen Schaufel und Seitenwand können nur unter Sichtwinkeln $|\theta| > 50^\circ$ erfasst werden. In diesem Bereich kann die Emissivität des eingesetzten Infrarotlackes (*NEXTEL-Velvet-Coating 811-21 9218*) nicht mehr als konstant betrachtet werden, sondern weist eine starke Abhängigkeit vom Sichtwinkel auf (Lohrengel und Todtenhaupt (1996)). In einem ersten Schritt wird ein Verfahren vorgestellt, mit welchem die Sichtwinkelabhängigkeit der Emissivität ermittelt werden kann. Hierbei wird im Vergleich zu Elfner (2019) die überlagerte Offsetstrahlung (Unterabschnitt 2.4.2) berücksichtigt und somit eine temperaturunabhängige, (physikalische) Emissivität $\varepsilon = f(\theta)$ ermittelt. In einem zweiten Schritt wird die Kalibrierfunktion von Ochs et al. (2009) unter Berücksichtigung der physikalischen Bedeutung der einzelnen Parameter um die Emissivität erweitert. Abschließend erfolgt eine Validierung und Bewertung des neu entwickelten Verfahrens.

4.2.1 Zusammenhang zwischen Sichtwinkel und Emissivität

Mithilfe eines einfachen Kalibrierbaus, schematisch dargestellt in Abbildung 4.2, erfolgt die Analyse des Zusammenhangs zwischen Sichtwinkel und Emissivität der Oberfläche. Hierfür ist ein Kupferzylinder mit einem Durchmesser von $d = 200$ mm und einer Länge von $L = 170$ mm auf einer der beiden ebenen Kreisflächen mit dem Infrarotlack *NEXTEL-Velvet-Coating 811-21 9218* beschichtet. Ebenso ist auf dieser Oberfläche in Anlehnung an DIN EN ISO 80601-2-56 (2020) ein Schwarzkörper-Hohlraumstrahler, welcher eine Emissivität von $\varepsilon \approx 1$ aufweist, sowie ein Thermoelement integriert. Über elektrische Heizelemente kann der Kupferzylinder mit Hilfe des Thermoelements und eines Reglers auf eine definierte Temperatur aufgeheizt werden. Aufgrund der hohen Wärmleitfähigkeit von Kupfer, der großen Länge sowie der thermischen Isolation aller weiteren Oberflächen stellt sich auf der lackierten Oberfläche eine homogene Temperaturverteilung ein. Die Infrarotkamera

¹³ Das in diesem Abschnitt vorgestellte Kalibrierverfahren wurde in Schmid et al. (2021a) veröffentlicht. In der Veröffentlichung wurde das Verfahren für zwei unterschiedliche Infrarotkamerasysteme validiert und bewertet. Hier werden nur die Ergebnisse, für das in dieser Arbeit verwendete Infrarotkamerasystem, vorgestellt.

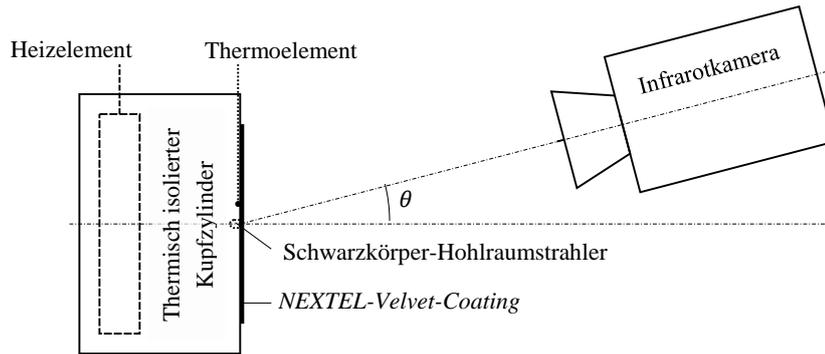


Abbildung 4.2: Versuchsaufbau zur Ermittlung der sichtwinkelabhängigen Emissivität der Oberfläche

wird so positioniert, dass die lackierte Oberfläche mit Schwarzkörper-Hohlraumstrahler im Bildbereich liegt. Die Umgebung ist mit schwarzen Vorhängen abgehängt, um Reflektionen zu verringern. Es werden Infrarotaufnahmen bei unterschiedlichen Sichtwinkeln im Bereich von $|\theta| = 0 \dots 80^\circ$ in $\Delta\theta = 5^\circ$ Schritten und bei drei verschiedenen Oberflächentemperaturen $T_O = 373,15 \text{ K}$; $423,15 \text{ K}$ und $473,15 \text{ K}$ durchgeführt. Auf die Infrarotaufnahmen wird eine *Non-Uniformity-Correction* (NUC) angewendet. Für die Auswertung werden zum einen die Strahlungswerte im Bereich des Schwarzkörper-Hohlraumstrahlers $I_{D,Sk}$ flächig gemittelt. Des Weiteren werden die Strahlungswerte auf der lackierten Oberfläche $I_{D,O}$ in einem kleinen, zentralen Bereich flächig gemittelt. Dadurch wird eine Verfälschung der Messdaten durch einen eventuell vorhandenen, geringen Temperaturabfall im Randbereich der lackierten Oberfläche vermieden. Der Fehler bei der Messung der gemittelten Oberflächenstrahlung wird mit $\Delta I_{D,O} = \pm 0,5\%$, der der Schwarzkörperstrahlung mit $\Delta I_{D,Sk} = \pm 0,25\%$ angenommen. Da für das verwendete Kamerasystem keine Daten zur Genauigkeit des Detektors vorliegen, erfolgte die Abschätzung des Fehlers konservativ auf Basis von Erfahrungswerten und Datenblättern anderer Kamerasysteme.

Unter der Annahme, dass dem Strahlungssignal keine Offsetstrahlung überlagert ist, lässt sich die Emissivität der Oberfläche über den einfachen Zusammenhang

$$\varepsilon = \frac{I_{D,O}}{I_{D,Sk}} \quad 4.1$$

bestimmen. Für den Fall mit überlagerter Offsetstrahlung setzt sich die Detektorstrahlung für den Bereich der lackierten Oberfläche

$$I_{D,O} = I_O + \underbrace{(1 - \varepsilon) \cdot I_{\text{off,ref,Umg}}}_{I_{\text{off,ref}}} + I_{\text{off,konst}} \quad 4.2$$

aus der Oberflächenstrahlung I_O und der Offsetstrahlung zusammen. Diese teilt sich in die Umgebungsstrahlung, welche von der Oberfläche reflektiert wird $I_{\text{off,ref,Umg}}$ und somit mit der Reflektivität der Oberfläche $\rho = 1 - \varepsilon$ skaliert werden muss und einen überlagerten konstanten Offsetstrahlungsanteil $I_{\text{off,konst}}$, der unter anderem durch die Eigenstrahlung von

optischen Komponenten im Strahlungspfad verursacht wird, auf. Für den Bereich des Schwarzkörpers vereinfacht sich dieser Zusammenhang zu

$$I_{D,Sk} = I_{Sk} + I_{off,konst} \quad 4.3$$

Gleichung 4.2 und 4.3 lassen sich mit Hilfe des bekannten Zusammenhangs $I_O = \varepsilon \cdot I_{Sk}$ zu

$$\begin{aligned} I_{D,O} &= \varepsilon \cdot I_{D,Sk} + (1 - \varepsilon) \cdot I_{off,ref,Umg} + (1 - \varepsilon) \cdot I_{off,konst} \\ &= \varepsilon \cdot I_{D,Sk} + (1 - \varepsilon) \cdot \underbrace{(I_{off,ref,Umg} + I_{off,konst})}_{I_{off,Umg}} \end{aligned} \quad 4.4$$

kombinieren. Mithilfe dieses linearen Zusammenhangs lässt sich aus Messungen von $I_{D,O}$ und $I_{D,Sk}$ bei zwei unterschiedlichen Oberflächentemperaturen die Emissivität ε berechnen. Eine Trennung zwischen konstantem und reflektiertem Anteil der Offsetstrahlung ist nicht möglich (aber auch nicht erforderlich). Es erfolgt eine Zusammenfassung beider Anteile zur Umgebungsoffsetstrahlung $I_{off,Umg}$. Liegen Messungen bei mehr als zwei Oberflächentemperaturen vor, lässt sich über die Bildung unterschiedlicher Permutationen oder der Anwendung einer linearen Regression die aus der Literatur bekannte Temperaturunabhängigkeit der Emissivität im relevanten Temperaturbereich nachweisen.

In einem ersten Schritt wird die Emissivität ε unter Vernachlässigung der Offsetstrahlung nach Gleichung 4.1 berechnet. In Abbildung 4.3 ist diese für die drei untersuchten Oberflächentemperaturen über den Sichtwinkel θ aufgetragen. Es lässt sich wie erwartet ab einem

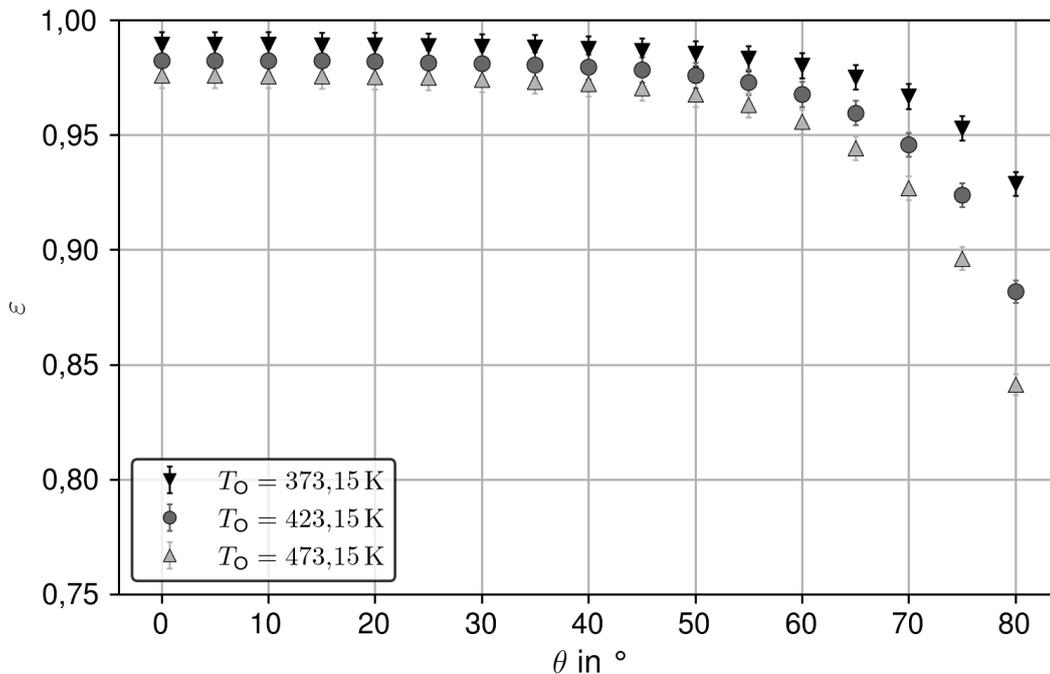


Abbildung 4.3: Vereinfachte Berechnung der Emissivität unter Vernachlässigung der Offsetstrahlung nach Gleichung 4.1 (nach Schmid et al. (2021a))

Sichtwinkel von $|\theta| \approx 50^\circ$ ein starker Abfall der Emissivität beobachten. Zusätzlich ist noch ein starker Temperatureinfluss ersichtlich, welcher mit steigendem Sichtwinkel beziehungsweise sinkender Emissivität zunimmt. Eine niedrigere Oberflächentemperatur führt zu einer scheinbar höheren Emissivität. Diese Temperaturabhängigkeit ist für den verwendeten Lack so aus der Literatur (Lohrengel und Todtenhaupt (1996), Adibekyan et al. (2017)) nicht bekannt. Die bei der höheren Oberflächentemperatur ermittelten Werte passen besser mit den Literaturwerten zusammen, weichen aber immer noch davon ab. Alle diese Effekte lassen sich mit der vernachlässigten Offsetstrahlung erklären, deren Einfluss bei niedriger Temperatur und Emissivität der Oberfläche, und somit im Verhältnis zur Oberflächenstrahlung hohen Offsetstrahlung, deutlich stärker ausgeprägt ist. Dies zeigt, dass die Offsetstrahlung bei der Ermittlung der Emissivität berücksichtigt werden muss.

In Abbildung 4.4 oben ist die nach Gleichung 4.4 ermittelte Emissivität über den Sichtwinkel dargestellt, welche die Offsetstrahlung mit berücksichtigt. Es sind die Werte für alle drei möglichen Permutationen der Messungen bei unterschiedlichen Oberflächentemperaturen dargestellt. Es ist kein Einfluss der Oberflächentemperatur zu erkennen. Die Messdaten passen für den Bereich kleiner Sichtwinkel $|\theta| \leq 50^\circ$ gut mit den ebenfalls eingetragenen Daten aus der Literatur (Lohrengel und Todtenhaupt (1996)) zusammen. Mit steigendem Sichtwinkel lässt sich eine zunehmende Abweichung erkennen. Hier liegt die Vermutung nahe, dass, insbesondere bei hohen Sichtwinkeln, ein Zusammenhang zwischen der Rauigkeit der

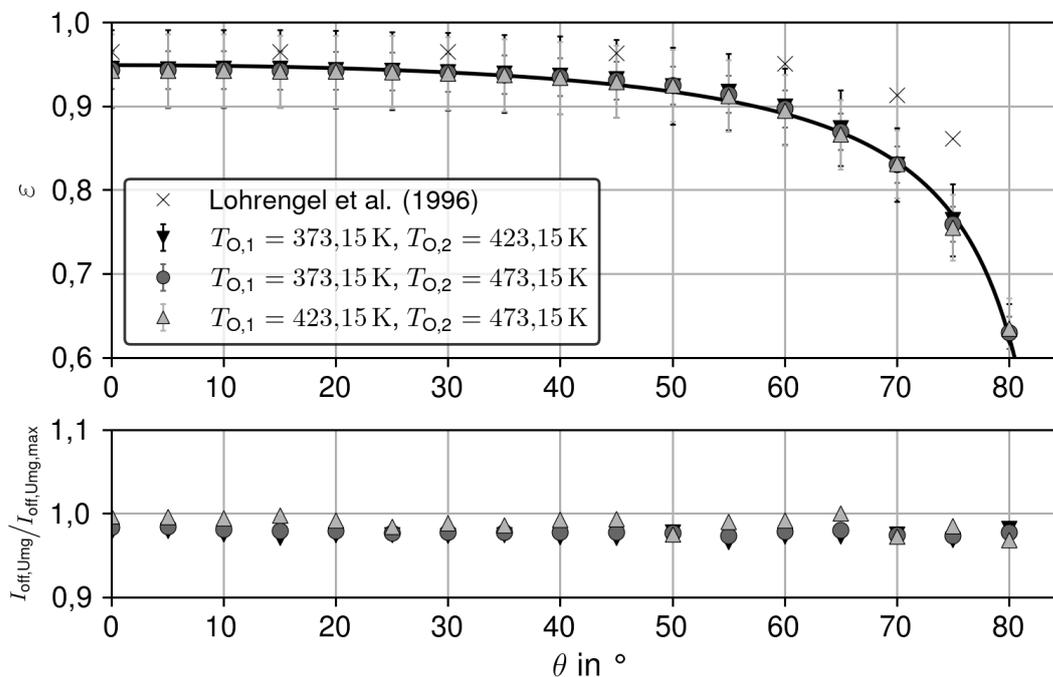


Abbildung 4.4: Anwendung des linearen Zusammenhangs nach Gleichung 4.4 zur Ermittlung der Emissivität (oben) und der Umgebungsoffsetstrahlung (unten) für unterschiedliche Permutationen (nach Schmid et al. (2021a))

Oberfläche relativ zur Wellenlänge und der Emissivität besteht (Wen und Mudawar (2006)). Aus diesen Gründen ist es empfehlenswert, den Zusammenhang $\varepsilon = f(\theta)$ für jedes Infrarotkamarasystem separat zu bestimmen und bei der Beschichtung der Messoberfläche und des für die Kalibrierung verwendeten Kupferblocks, auf eine vergleichbare Oberflächenrauigkeit zu achten.

Die eingetragenen Fehlerbalken entstammen einer linearen Fehlerfortpflanzungsrechnung und sind als ungünstigster Fall anzusehen. In der Fehlerrechnung wird davon ausgegangen, dass vier Größen mit voneinander unabhängigen Fehlern (zwei Wertepaare, bestehend aus jeweils der flächengemittelten Schwarzkörperstrahlung $I_{D,Sk}$ und Oberflächenstrahlung $I_{D,0}$) in die Fehlerrechnung eingehen. Da jedoch für alle Messungen derselbe Messaufbau und das selbe Kamerasystem verwendet wird, ist dies in der Realität nicht der Fall. Mit zunehmender Temperaturdifferenz zwischen den Wertepaaren und somit auch einer zunehmenden Differenz zwischen den Strahlungswerten sinkt der Fehler. Die sehr gute Übereinstimmung aller Werte für die unterschiedlichen Permutationen bestätigt die Tatsache, dass die Fehlerabschätzung konservativ ist.

Um den Zusammenhang $\varepsilon = f(\theta)$ einfach in einer Kalibrierfunktion abbilden zu können, ist ein funktionaler Zusammenhang erforderlich. Wen und Mudawar (2006) schlagen hierfür für eine Oberflächenrauigkeit, welche in derselben Größenordnung wie der betrachtete Wellenlängenbereich liegt, eine bidirektionale Reflektanzverteilungsfunktion

$$BRDF = 1 - \left(C_0 \cdot \frac{\pi}{\cos(C_1 \cdot \theta)} + C_2 \right) \quad 4.5$$

vor. Diese konnte von Elfner (2019) bereits erfolgreich angewendet werden. Die Koeffizienten $\{C_0, C_1, C_2\}$ werden hierfür mittels der Methode der kleinsten Fehlerquadrate für jede Permutation separat ermittelt und anschließend gemittelt. Der sich ergebenden Zusammenhang ist in Abbildung 4.4 oben ebenfalls dargestellt. Die Mittelwerte der Koeffizienten mit Standardabweichung sind in Tabelle 4.1 gezeigt. Die geringen Standardabweichungen der Koeffizienten C_0 und C_1 zeigen eine hohe Übereinstimmung zwischen den unterschiedlichen Permutationen. Die Standardabweichung des Koeffizienten C_2 ist vergleichsweise groß, jedoch ist der absolute Wert sehr klein und der Einfluss in Gleichung 4.5 sehr gering.

Tabelle 4.1: Mittelwert und Standardabweichung der Koeffizienten der *BRDF*-Funktion nach Gleichung 4.5 für die Messdaten aus Abbildung 4.4 (nach Schmid et al. (2021a))

Koeffizient	Mittelwert	Standardabweichung
C_0	$16,9 \cdot 10^{-3}$	$\pm 1,75\%$
C_1	1,02	$\pm 0,21\%$
C_2	$-1,9 \cdot 10^{-4}$	$\pm 29,9\%$

In Abbildung 4.4 unten ist die Umgebungsoffsetstrahlung $I_{\text{off,Umg}}$, welche sich ebenfalls aus dem linearen Zusammenhang nach Gleichung 4.4 ergibt, für alle Permutationen über den Sichtwinkel dargestellt und mit dem auftretenden Maximalwert normiert. Es ist weder ein Einfluss des Sichtwinkels noch der Oberflächentemperatur zu erkennen. Dies bestätigt, dass alle Messungen bei konstanten, gleichen Umgebungsbedingungen (Raumtemperatur, Kamertemperatur ...) durchgeführt wurden und das Verfahren funktioniert.

Damit ist ein funktionaler Zusammenhang zwischen Sichtwinkel und Emissivität vorhanden. Dieser kann in einem nächsten Schritt bei der Kalibrierung der Infrarotaufnahmen verwendet werden.

4.2.2 Kalibrierung unter Berücksichtigung der sichtwinkelabhängigen Emissivität

Als Ausgangsbasis für die Entwicklung eines Kalibrierverfahrens, welches die sichtwinkelabhängige Emissivität berücksichtigt, dient das Kalibrierverfahren von Ochs et al. (2009) (Gleichung 2.22). Dieses basiert auf dem Planck'schen Strahlungsgesetz (Gleichung 2.18). Wird das Planck'sche Strahlungsgesetz für graue Strahler um die Emissivität erweitert und ein Koeffizientenvergleich mit dem Kalibrierverfahren von Ochs et al. (2009) angestellt, lässt sich zeigen, dass die Emissivität ε implizit im Kalibrierparameter r in Form eines Produkts enthalten ist. In einem ersten Schritt muss somit der Kalibrierparameter $r = \varepsilon \cdot r^*$ erweitert werden. Des Weiteren beeinflusst die Emissivität die Offsetstrahlung. Der Anteil der Offsetstrahlung, welcher der von der Oberfläche reflektierten Umgebungsstrahlung entspricht, ($I_{\text{off,ref,Umg}}$) skaliert mit der Reflektivität $\rho = 1 - \varepsilon$. Zusätzlich ist noch ein von der Emissivität unabhängiger, konstanter Offsetstrahlungsanteil $I_{\text{off,konst}}$ vorhanden, welcher unter anderem durch Eigenstrahlung von Komponenten im optischen Pfad des Kamerasystems verursacht wird. Damit ergibt sich als Zusammenhang für die Oberflächentemperatur eines jeden Punktes auf der Oberfläche der Infrarotaufnahme

$$T_O(x, y, z) = \frac{b}{\ln\left(\frac{\varepsilon(x, y, z) \cdot r^*}{I_D(x, y, z) - (1 - \varepsilon(x, y, z)) \cdot I_{\text{off,ref,Umg}} - I_{\text{off,konst}}} + f\right)} \quad 4.6$$

Die Emissivität ε kommt als orts- beziehungsweise sichtwinkelabhängiger Faktor hinzu und kann durch Gleichung 4.5 ausgedrückt werden. Für den Fall einer konstanten Emissivität vereinfacht sich Gleichung 4.6 zu Gleichung 2.22 beziehungsweise dem Kalibrierverfahren nach Ochs et al. (2009).

Bei der Anwendung des erweiterten Kalibrierverfahrens muss zwischen Vorkalibrierung und In-Situ-Kalibrierung unterschieden werden.

Die Vorkalibrierung erfolgt äquivalent zu dem Verfahren nach Ochs et al. (2009). Die Infrarotkamera wird unter einem kleinen Sichtwinkel, sodass Eigenreflektionen der Kamera nicht in den Bildbereich fallen, vor einem Kupferblock, wie in Unterabschnitt 4.2.1 beschrieben, platziert. Komponenten, wie optische Zugänge, welche in der späteren Messanordnung

ebenfalls vorhanden sind, müssen mit integriert werden. Mit diesem Aufbau werden Aufnahmen bei unterschiedlichen Oberflächentemperaturen des Kupferblocks durchgeführt. Die Temperaturspanne sollte dabei über den späteren Messbereich hinausgehen. Mit mindestens vier Wertepaaren, bestehend aus Oberflächentemperatur T_O und Detektorstrahlung I_D , lassen sich nach Gleichung 2.22 die Kalibrierparameter $\{r, b, f, I_{\text{off}}\}$ bestimmen. Um Fehler zu minimieren, sind mehr als vier Wertepaare und die Anwendung der Methode der kleinsten Fehlerquadrate zur Ermittlung der Kalibrierparameter zu bevorzugen. Mit bekanntem Sichtwinkel des Aufbaus lässt sich die Emissivität nach Gleichung 4.5 ermitteln und daraus $r^* = r/\varepsilon$ berechnen. Wird im Zuge der Vorkalibrierung die Schwarzkörperstrahlung ebenfalls mitgemessen, kann nach Gleichung 4.4 die Emissivität ε sowie die Umgebungsoffsetstrahlung $I_{\text{off,Umg}}$ ermittelt werden. $I_{\text{off,Umg}} \cdot (1 - \varepsilon)$ kann als Startwert für I_{off} verwendet werden, um die Ermittlung der Kalibrierparameter stabiler zu machen. Im Rahmen dieser Arbeit wird diese Vorgehensweise gewählt. Kann der konstante Teil der Offsetstrahlung ($I_{\text{off,konst}}$) vernachlässigt werden, kann I_{off} durch den Wert von $I_{\text{off,Umg}} \cdot (1 - \varepsilon)$ ersetzt werden. Es verbleiben in diesem Fall nur noch die Kalibrierparameter $\{r, b, f\}$. Dies führt zu einer weiteren Stabilisierung des Verfahrens.

Die in der Vorkalibrierung ermittelten Kalibrierparameter $\{r^*, b, f\}$ werden in Gleichung 4.6 übernommen. Für die In-Situ-Kalibrierung verbleiben nun im Gegensatz zu dem Verfahren nach Ochs et al. (2009) nicht ein sondern zwei Parameter $\{I_{\text{off,ref,Umg}}, I_{\text{off,konst}}\}$. Es sind somit mindestens zwei Kalibrierstützstellen, zum Beispiel in die Oberfläche eingebettete Thermoelemente, erforderlich, welche einen Zusammenhang zwischen Oberflächentemperatur T_O und Detektorstrahlung I_D herstellen. Auch hier sind mehr als zwei Stützstellen anzustreben. Um eine Kalibrierung zu ermöglichen, müssen die Stützstellen in Bereichen unterschiedlicher Sichtwinkel liegen. Wie bei jeder Kalibrierung sollten die Stützstellen einen möglichst weiten Bereich (in dieser Anwendung Temperatur- und Sichtwinkelbereich) abdecken, um Extrapolationen zu verringern und so die Genauigkeit der Kalibrierung zu erhöhen.

Die ermittelte Kalibrierfunktion kann im Anschluss an die In-Situ-Kalibrierung auf die gesamte Infrarotaufnahme angewandt werden.

4.2.3 Validierung des sichtwinkelabhängigen Kalibrierverfahrens

Zur Validierung des neu entwickelten Kalibrierverfahrens wird der in Abbildung 4.5 dargestellte Versuchsaufbau eingesetzt. Die Infrarotkamera ist vor einen Kupferrohr mit einem Durchmesser von $d = 45$ mm und einer Länge von $L = 50$ mm plaziert. Die Kamera ist so ausgerichtet, dass die optische Achse der Infrarotkamera die Achse des Kupferrohrs schneidet und die Achsen senkrecht aufeinander stehen. Das Kupferrohr wird mit Heißluft durchströmt und kann somit auf unterschiedliche Temperaturen temperiert werden. Es ist über Rohre aus PEEK an das Heißluftsystem angebunden und gleichzeitig davon thermisch entkoppelt. Die hohe Wärmeleitfähigkeit von Kupfer sorgt zusätzlich dafür, dass sich auf der

Außenfläche des Kupferrohrs, welche mit *NEXTEL-Velvet-Coating 811-21 9218* beschichtet ist, eine homogene Temperaturverteilung einstellt. Auf der Außenfläche des Kupferrohrs sind fünf Thermolemente (TE) vom Typ K mit einem Durchmesser von $d = 0,25$ mm eingebracht. Diese decken einen Sichtwinkelbereich von $|\theta| \approx 0 \dots 63^\circ$ ab.

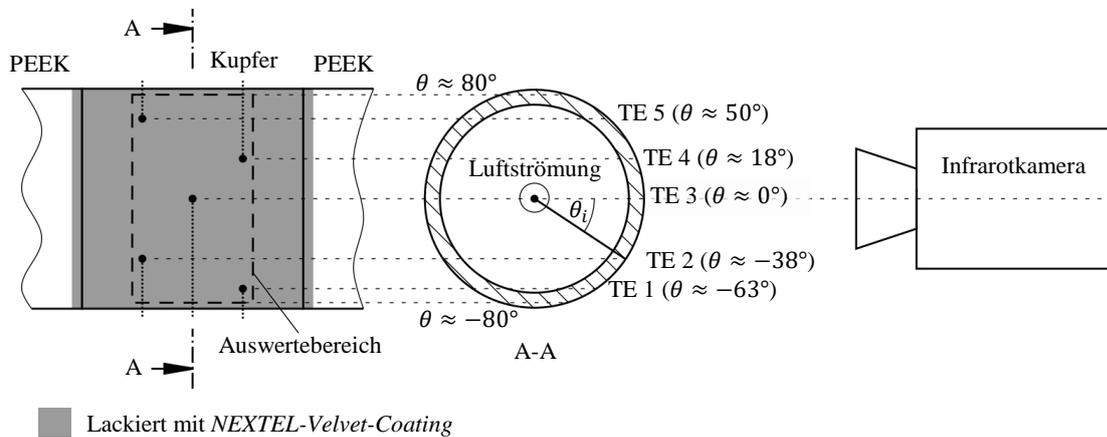


Abbildung 4.5: Aufbau zur Validierung der Kalibrierfunktion mit sichtwinkelabhängiger Emissivitätskorrektur (angelehnt an Schmid et al. (2021a))

Eine beispielhafte Infrarotaufnahme des Kupferrohrs bei einer Temperatur von $T_0 = 423,15$ K ist in Abbildung 4.6 dargestellt. Es ist qualitativ das Strahlungssignal im Wertebereich der Strahlung des Kupferrohrs abgebildet. Die kalte Umgebung strahlt deutlich schwächer, liegt somit außerhalb des Wertebereichs und erscheint schwarz. Zusätzlich sind exemplarisch an einigen Positionen auf der Oberfläche die entsprechenden Sichtwinkel eingetragen. Hin zu den Rändern des Kupferrohrs ist ein Abfall des Strahlungssignals zu beobachten. Die Aufnahme deckt von $-d/2$ bis $+d/2$ einen Sichtwinkelbereich von $\theta = -90^\circ$ bis $\theta = +90^\circ$ ab. Eine Auswertung findet jedoch nur für den Bereich von $\theta = -80^\circ$ bis $\theta = +80^\circ$ statt. Die geometrische Auflösung oberhalb eines Sichtwinkels $|\theta| = 80^\circ$ ist sehr gering. Eine geometrische Längeneinheit wird bei einem Sichtwinkel von $|\theta| = 80^\circ$ um den Faktor 5,76 verkürzt abgebildet. In Kombination mit der sehr starken Sichtwinkelabhängigkeit der Emissivität $\varepsilon = f(\theta)$ oberhalb eines Sichtwinkels von $|\theta| = 80^\circ$ sind Messungen und Korrekturen der Emissivität in diesem Bereich selbst bei dem vereinfachten Validierungsaufbau nicht sinnvoll möglich.

Zur Validierung werden Infrarotaufnahmen bei $T_0 = 373,15$ K und $423,15$ K aufgenommen. Auf diese wird eine NUC angewendet und die Strahlungsdaten werden im Auswertebereich (in Abbildung 4.5 markiert) über die Länge des Kupferzylinders gemittelt. Anschließend erfolgt eine In-Situ-Kalibrierung der Messdaten nach dem alten Verfahren nach Ochs et al. (2009) und dem neu entwickelten Verfahren. Für das alte Verfahren wird nur eine Kalibrierstützstelle $\{T_0, I_D\}$ benötigt. Hierfür wird die Temperatur und Position des

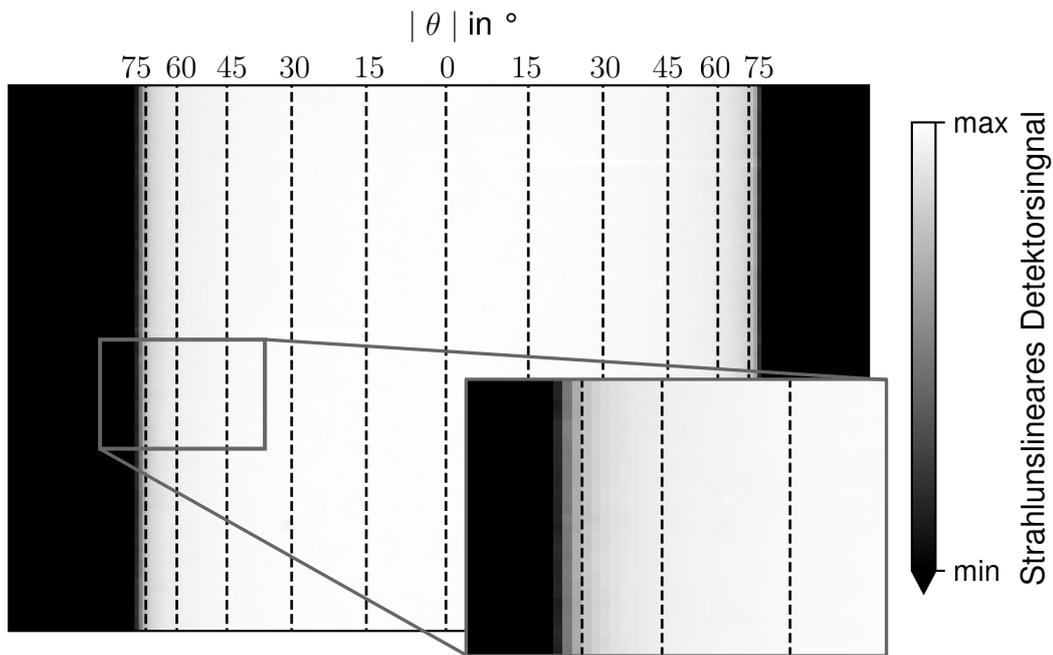


Abbildung 4.6: Beispielhafte Strahlungskarte des Kupferrohrs bei einer Oberflächentemperatur von $T_0 = 423,15$ K und exemplarische Eintragung unterschiedlicher Sichtwinkel

Thermoelemente bei einem Sichtwinkel $\theta \approx 0^\circ$ (TE 3) gewählt. Für das neue Kalibrierverfahren sind mindestens zwei Kalibrierstützstellen (zwei Thermoelemente) erforderlich. Eine größere Anzahl an Stützstellen verbessert die Qualität der Kalibrierung. Aus diesem Grund werden alle fünf Thermoelemente zur Kalibrierung herangezogen. Voruntersuchungen haben jedoch gezeigt, dass eine Reduktion auf drei Kalibrierstützstellen die Qualität der Kalibrierung nur unwesentlich beeinflusst, sofern dadurch der Emissivitätsbereich weiterhin größtenteils abgedeckt ist. Da der Zusammenhang zwischen Sichtwinkel und Emissivität stark nichtlinear ist (Abbildung 4.4), ist es möglich, dass bereits mit einem kleinen Sichtwinkelbereich ein Großteil des Emissivitätsbereichs abgedeckt werden kann. Da die Abweichung der gemessenen Temperaturen der Thermoelemente untereinander nur $\Delta T_{TE} \leq 0,25$ K beträgt, wird als Temperatur für alle fünf Thermoelementpositionen der Mittelwert aller gemessenen Thermoelementtemperaturen verwendet. Als korrespondierender Wert für die Detektorstrahlung I_D wird die an der jeweiligen Position des Thermoelements über die Länge des Kupferzylinders gemittelte Detektorstrahlung I_D herangezogen. Die Werte für die Emissivität an der Position jedes Thermoelements werden nach Gleichung 4.5 mit den Parametern aus Tabelle 4.1 berechnet.

Mit den Kalibrierfunktionen wird aus den Strahlungsdaten an jeder Stelle die Oberflächentemperatur T_0 berechnet. Zur Bewertung der Verfahren wird zum einen die Differenz zur nominellen Oberflächentemperatur $T_{0,nom}$

$$\Delta T_0(\theta) = T_{0,nom} - T_0(\theta) \quad 4.7$$

und zum anderen die relative Abweichung zur nominellen Oberflächentemperatur

$$\Delta T_{O,rel}(\theta) = \frac{\Delta T_O(\theta)}{T_{O,nom}} \quad 4.8$$

gebildet. Die Ergebnisse sind in Abbildung 4.7 oben für eine nominelle Oberflächentemperatur $T_{O,nom} = 373,15 \text{ K}$ und unten für $T_{O,nom} = 423,15 \text{ K}$ dargestellt. Die Ergebnisse für das neue Kalibrierverfahren sind durchgezogen, die für das alte Verfahren gestrichelt dargestellt. Für beide Temperaturen zeigt sich das gleiche Bild. Für einen Sichtwinkel $|\theta| < 50^\circ$ ist wie erwartet mit beiden Kalibrierverfahren eine erfolgreiche Kalibrierung möglich. Für einen Sichtwinkel $|\theta| > 50^\circ$ ist für das alte Verfahren ein starker Abfall in der Oberflächentemperatur zu beobachten, welcher mit dem Abfall der Emissivität in diesem Bereich korrespondiert. Mit dem neuen Verfahren kann der Fehler für Sichtwinkel bis $|\theta| \approx 75^\circ$ unter $\Delta T_{O,rel} = 0,5\%$ gehalten werden, obwohl für den Bereich $|\theta| = 63^\circ \dots 75^\circ$ keine Kalibrierstützstellen vorhanden sind und somit eine Extrapolation stattfindet.

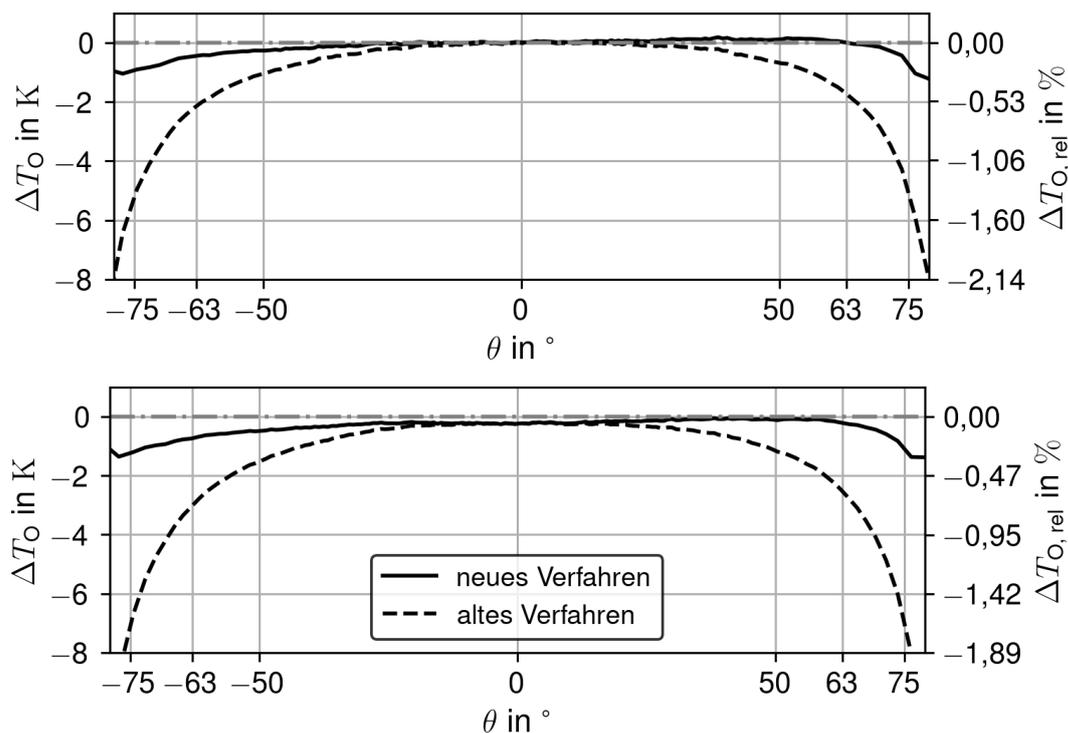


Abbildung 4.7: Kalibrierte Oberflächentemperaturen auf dem Kupferrohr für das alte und neue Kalibrierverfahren für eine nominelle Oberflächentemperatur von $T_{O,nom} = 373,15 \text{ K}$ (oben) und $T_{O,nom} = 423,15 \text{ K}$ (unten) (nach Schmid et al. (2021a))

Sowohl die Ergebnisse für das alte und neue Kalibrierverfahren in Abbildung 4.7 zeigen eine leichte Asymmetrie insbesondere für betragsmäßig hohe Sichtwinkel. Dies hat vermutlich mehrere Gründe. Toleranzen bei der Positionierung der Kamera führen zu geringen Fehlern

bei der Berechnung der Sichtwinkel. Des Weiteren können geringe Inhomogenitäten in der Umgebungsstrahlung nicht ausgeschlossen werden.

Abschließend sei noch erwähnt, dass im Vergleich zu diesem Validierungsaufbau die späteren Messungen nicht in kalter, sondern heißer Umgebung stattfinden. Dies führt zu deutlich höheren überlagerten Offsetstrahlungen. Insbesondere bei gekühlten Oberflächen ist ohne Korrektur der sichtwinkelabhängigen Emissivität bei Sichtwinkeln $|\theta| > 50^\circ$ mit einem großen Fehler zu rechnen.

4.2.4 Fehlerabschätzung der unterschiedlichen Kalibrierverfahren

Zur abschließenden Bewertung des neuen Kalibrierverfahrens und Bestätigung der in Abbildung 4.7 gezeigten Validierungsmessungen wird eine lineare Fehlerfortpflanzungsrechnung sowohl für das alte als auch das neue Kalibrierverfahren durchgeführt. Hierfür werden die Kalibrierfunktionen (Gleichung 2.22 und 4.6) herangezogen und partiell differenziert. Für eine konservative Abschätzung werden die absoluten Werte der partiellen Differentiale bei der Fehlerfortpflanzung verwendet. Die angenommenen Unsicherheiten der Eingangsgrößen in die Kalibrierfunktionen sind in Tabelle 4.2 aufgelistet. Um den Einfluss der Korrektur der sichtwinkelabhängigen Emissivität klar herauszustellen, werden die Parameter der Vorkalibrierung $\{r, r^*, b, f\}$ sowie die Konstanten der BRDF Funktion $\{C_0, C_1, C_2\}$ als fehlerfrei betrachtet. Für die Unsicherheit des Detektors liegen, wie bereits erwähnt, keine Werte vor. In diesem Fall wird hier ebenfalls kein Fehler angenommen, da dies für einen Vergleich der beiden Kalibrierverfahren ebenfalls von untergeordneter Relevanz ist.

Tabelle 4.2: Angenommene Unsicherheiten des Kamerasystems, der Kalibrierkonstanten und der Winkelbestimmung (nach Elfner (2019) und Erfahrungswerte aus einer Vielzahl von Messungen)

Größe	Angenommene Unsicherheit
θ	1,5°
I_D	0%
$I_{\text{off,konst}}$	7%
$I_{\text{off}}, I_{\text{off,ref,Umg}}$	6%
r, r^*, b, f	0%
C_0, C_1, C_2	0%

Die Offsetstrahlungen in beiden Kalibrierfunktionen werden aus den In-Situ-Kalibrierungen der Validierungsmessungen bei einer nominellen Oberflächentemperatur von $T_{O,nom} = 373,15 \text{ K}$ herangezogen. Zur Ermittlung des Fehlers in der Emissivität wird bei der neuen Kalibrierfunktion (Gleichung 4.6) die *BRDF*-Funktion mit der in Tabelle 4.2 dargestellten Unsicherheit im Sichtwinkel eingesetzt. Diese Unsicherheit im Sichtwinkel basiert auf Fehlerabschätzungen für die Ermittlung der Kameraposition über genetische Algorithmen (Elfner (2019)), wie sie im Rahmen dieser Arbeit zur Projektion der Infrarotaufnahmen auf die Bauteiloberfläche eingesetzt werden. Für die alte Kalibrierfunktion (Gleichung 2.22) wird als Fehler in der Emissivität die Differenz zwischen der Emissivität bei einem Sichtwinkel von $|\theta| = 0^\circ$ und der Emissivität an der jeweiligen Position beziehungsweise dem jeweiligen Sichtwinkel, welche über die BRDF Funktion ermittelt wird, verwendet. Da die Emissivität in Gleichung 2.22 nicht vorhanden ist wird der Fehler in der Emissivität über die Detektorstrahlung $I_{D*} = I_D \cdot \varepsilon$ und die Offsetstrahlung $I_{off*} = I_{off} \cdot (1 - \varepsilon)$ integriert.

In Abbildung 4.8 ist sowohl der absolute (Gleichung 4.7) als auch relative (Gleichung 4.8) Temperaturfehler für beide Kalibrierverfahren über den Sichtwinkel aufgetragen. Die Verläufe für beide Verfahren decken sich qualitativ sehr gut mit den Erkenntnissen aus dem vorherigen Unterabschnitt 4.2.3. Die ermittelten Fehler sind jedoch, insbesondere bei dem alten Verfahren ohne Korrektur der sichtwinkelabhängigen Emissivität, deutlich größer, was unter anderem den konservativen Annahmen in der Fehlerabschätzung zuzuschreiben ist. Für das alte Verfahren ist nach dieser Abschätzung für Sichtwinkel oberhalb von $|\theta| \approx 40^\circ$

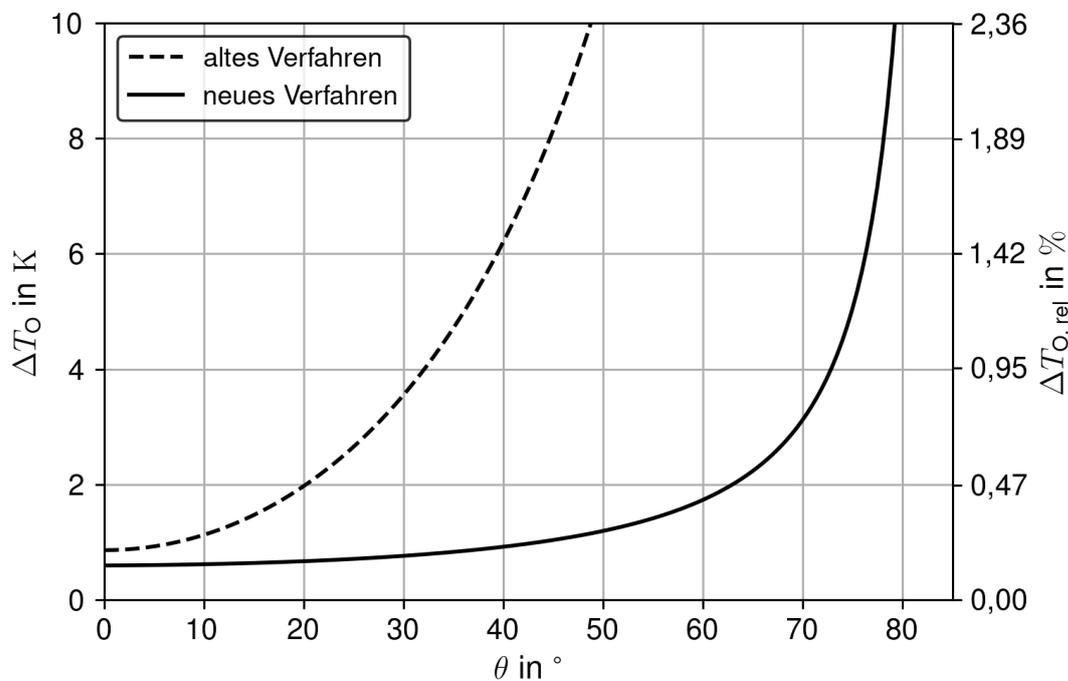


Abbildung 4.8: Lineare Fehlerfortpflanzungsrechnung für eine nominelle Oberflächentemperatur $T_{O,nom} = 423,15 \text{ K}$ (nach Schmid et al. (2021a))

keine sinnvolle Kalibrierung mehr möglich. Der Temperaturfehler liegt oberhalb von $\Delta T_0 = 6\text{K}$. Mit dem neuen Verfahren sind dagegen Messungen bis zu einem Sichtwinkel von $|\theta| \approx 75^\circ$ bei derselben Abweichung möglich.

Das in diesem Abschnitt vorgestellte Kalibrierverfahren ermöglicht es, die sichtwinkelabhängige Emissivität physikalisch korrekt zu berücksichtigen. Dadurch ist es möglich, Infrarotdaten, welche bei sehr hohen Sichtwinkeln $|\theta| \approx 75^\circ$ aufgenommen wurden, mit einem Fehler von $\Delta T_{0,\text{rel}} \leq 1,5\%$ zu kalibrieren. Dies entspricht einer deutlichen Verbesserung im Vergleich zu dem vorgestellten alten Verfahren. Hier treten bei Sichtwinkeln von $|\theta| > 40^\circ \dots 50^\circ$ große Fehler auf. Mit dem neuen Verfahren können in Bereichen der Messplatte, welche aufgrund der begrenzten optischen Zugänglichkeit nur unter Sichtwinkeln $|\theta| > 50^\circ$ erreicht werden können, Messungen der Oberflächentemperatur mittels Infrarothermographie mit hoher Genauigkeit durchgeführt werden. Damit stehen alle erforderlichen Verfahren und Werkzeuge zur Verfügung, um Filmkühlgrößen auf stark gekrümmten Oberflächen unter extremen Sichtwinkeln bestimmen zu können. Der hierfür erforderliche Mess- und Auswerteablauf wird im nachfolgenden Abschnitt näher erläutert.

4.3 Ablauf der Messungen und Auswertung

Zur Ermittlung der flächigen Verteilung der Filmkühlgrößen auf der Seitenwand und den Schaufelfüßen sind neben den eigentlichen Infrarotmessungen noch aufwändige Auswerteschritte erforderlich, auf welche in diesem Abschnitt näher eingegangen werden soll. Eine Übersichtsdarstellung findet sich im Anhang in Abschnitt A2. Zur Veranschaulichung der nachfolgenden Erläuterungen ist in Abbildung 4.9 ein schematischer, nicht maßstabsgereuer Querschnitt durch die Messplatte mit den eingebetteten Thermoelementen, der Kühlwasserkavität und der Lackschicht gezeigt.

Zur Abdeckung des gesamten Messbereichs (obere komplett ausgebildete Passage mit Seitenwand und Schaufelfüßen) sind, wie bereits erwähnt, 14 Kamerapositionen erforderlich. Um bei jeder Kameraposition den gesamten relevanten Bildausschnitt scharf abbilden zu können, werden im Mittel pro Kameraposition acht Aufnahmen bei unterschiedlichen Fokuseinstellungen benötigt. Dies entspricht einer Gesamtzahl von 113 Aufnahmen zur Erfassung des Temperaturfeldes im Messbereich für einen Betriebspunkt und eine Messplattenrandbedingung. Zur Anwendung des Superpositionsprinzips sind für einen Betriebspunkt aus dem Versuchsprogramm (Tabelle 3.3) Messungen bei zwei unterschiedlichen thermischen Randbedingungen erforderlich. Diese werden, wie in Abschnitt 3.1 und 4.1 bereits beschrieben, durch temperiertes Kühlwasser, welches den Messträger durchströmt, eingestellt. Im Rahmen dieser Untersuchungen werden für jeden Betriebspunkt Messungen bei einer Kühlwassertemperatur von $T_{\text{Kw}} = 283,15\text{ K}$ und $T_{\text{Kw}} = 353,15\text{ K}$ durchgeführt.

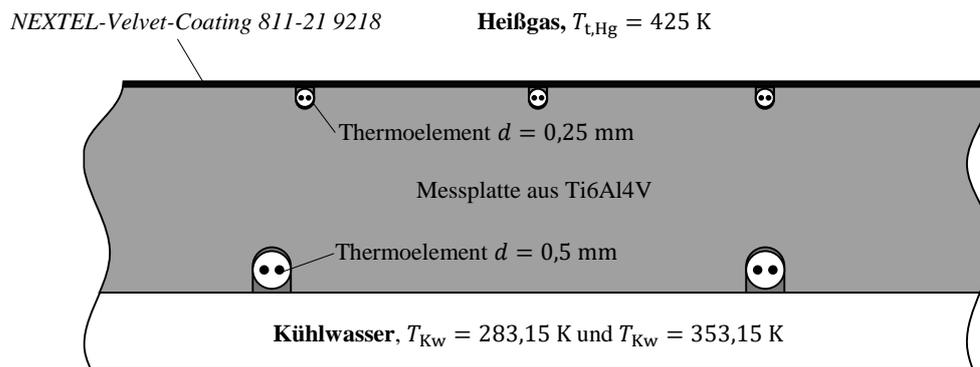


Abbildung 4.9: Schematischer Aufbau der Messplatte (nach Schmid et al. (2021b))

In den zweimal 113 Infrarotaufnahmen werden Detektorungleichförmigkeiten über eine *Non-Uniformity-Correction* (NUC) eliminiert. Im Anschluss daran werden aller Bilder einer Kameraposition und Kühlwassertemperatur, unter Berücksichtigung der scharfen Bereiche in jeder Aufnahme, zu einem Bild zusammengesetzt. Dieses Verfahren wird in der klassischen Photographie auch als *Fokus-Stapelung* oder *Focus Stacking* bezeichnet. Das im Rahmen dieser Arbeit eingesetzte Verfahren basiert auf dem von Elfner (2019) speziell zur *Fokus-Stapelung* von Infrarotaufnahmen entwickelten Algorithmus. Dadurch reduziert sich die Anzahl der Bilder auf zweimal 14 Aufnahmen. Nachfolgend erfolgt eine Reduktion der Aufnahmen auf die relevanten Bereiche. Fensterrahmen, Gehäuseteile und dergleichen werden maskiert, so dass ausschließlich die Oberfläche der Messplatte erhalten bleibt.

Anschließend folgt eine Transformation der Bilder auf die Messplattenoberfläche. Die Infrarotkamera kann mittels des eingesetzten Industrieroboters wiederholgenau (Positionswiederholgenauigkeit nach ISO 9283: $\pm 0,04 \text{ mm}$ (KUKA (2021))) an alle 14 Kamerapositionen gebracht werden. Diese Positionswiederholgenauigkeit liegt in etwa eine Größenordnung unter der Kameraauflösung (Unterabschnitt 3.3.1) und ist somit vernachlässigbar. Informationen, mit welcher Winkelwiederholgenauigkeit die Roboterhand ausgerichtet werden kann, und somit auch die Infrarotkamera, liegen nicht vor. Ein Vergleich von verschiedenen Infrarotaufnahmen an derselben Kameraposition, welche an unterschiedlichen Mess Tagen aufgenommen wurden, lassen keine Positionsabweichung der Kameraposition erkennen. Aus diesem Grund ist es ausreichend, für jede Kameraposition einmal initial die Position der Kamera beziehungsweise die Transformationsmatrix zur Projektion der Aufnahmen auf die Messplattenoberfläche zu bestimmen. Die Ermittlung der Kameraposition erfolgt unter Einsatz eines genetischen Algorithmus. Eingangsgrößen sind die Pixelkoordinaten charakteristischer Punkte in einer Infrarotaufnahme an der jeweiligen Kameraposition, sowie deren Position im Raum (kartesische Koordinaten). Für die Ermittlung der Kameraposition sind mindestens sechs dieser Punktepaare erforderlich, es werden jedoch deutlich mehr verwendet, um Ungenauigkeiten bei der Bestimmung der Pixelkoordinaten auszugleichen. Als charakteristische Punkte werden die Spitzen der eingebetteten Thermoelemente sowie die Punkte, an denen diese die Messplatte verlassen, verwendet. Die Thermoelemente

können durch den Einsatz von Filtern in den Infrarotaufnahmen sichtbar gemacht werden. Für weitere Details bezüglich des beschriebenen Transformationsverfahrens sei auf Hartley und Zisserman (2003) und Elfner (2019) verwiesen. In den transformierten Bildern werden anschließend alle Bereiche, welche außerhalb des Messbereichs liegen oder unter einem Sichtwinkel von $|\theta| > 70^\circ$ aufgenommen wurden, entfernt.

Durch die Reduktion auf Sichtwinkel $|\theta| \leq 70^\circ$ ist eine zuverlässige Kalibrierung der Infrarotaufnahmen mit dem in Abschnitt 4.2 vorgestellten Verfahren möglich. Dieses wird nur für Aufnahmen, welche die Schaufelfüße und den Übergangsbereich zur Messplatte zeigen, angewandt. Für Aufnahmen im Bereich der Seitenwand ist eine Anwendung nicht möglich und auch nicht notwendig. Hier liegt ein konstanter Sichtwinkelbereich vor, sodass keine Kalibrierstützstellen bei unterschiedlichen Sichtwinkeln vorhanden sind, was für das in Abschnitt 4.2 vorgestellte Verfahren jedoch zwingend notwendig ist. Des Weiteren können alle Bereiche der Seitenwand unter Sichtwinkeln $|\theta| < 41^\circ$ abgebildet werden. In diesem Sichtwinkelbereich ist das bisher verwendete Kalibrierverfahren nach Ochs et al. (2009) ausreichend genau und in zahlreichen vergangenen Anwendungen erprobt.

Die jeweils 14 Aufnahmen bei einer Kühlwassertemperatur werden zu einer Temperaturkarte zusammengesetzt. An den Überlappungsbereichen der Bilder erfolgt eine, mit dem Abstand zum jeweiligen Bildrand, gewichtete Mittelung. Damit werden Sprünge an den Übergängen vermieden. Das Verfahren basiert auf Hummel et al. (2015), wurde von Kneer (2017) erfolgreich eingesetzt und für diese Anwendung für die Interpolation dreidimensionaler Bildbereiche erweitert. Somit ist für jede der beiden Kühlwassertemperaturen eine Temperaturkarte vorhanden, welche den Messbereich in Form einer Schaufelpassage abdeckt. Für die später folgende Berechnung der Wärmeströme werden jedoch in den weiteren Schaufelpassagen der Messplatte ebenfalls Temperaturinformationen benötigt. Es erfolgt eine Kopie der jeweiligen Temperaturkarte in alle weiteren Schaufelpassagen, um dort eine thermische Randbedingung zu erhalten, die näherungsweise der Realität entspricht. Für die spätere Auswertung wird weiterhin nur die Schaufelpassage, in welcher die Infrarotaufnahmen aufgenommen wurden, berücksichtigt.

Auf der Kühlwasserseite der Messplatte wird aus den dort vorhandenen 20 Temperaturstützstellen (Thermoelementen) ein Temperaturfeld generiert. Dies erfolgt mittels eines kubischen Interpolationsverfahrens, welches kontinuierlich differenzierbar ist. In Randbereichen wird eine Extrapolation mittels eines *Nearest-Neighbor* Ansatzes durchgeführt.

Damit ist sowohl auf der heißgasüberströmten Seite als auch auf der Kühlwasserseite für jede thermische Randbedingung eine flächige Temperaturinformation vorhanden. Diese sind in Abbildung 4.10 exemplarisch in einem Drahtmodell der Messplatte dargestellt. Alle weiteren Oberflächen der Messplatte können, wie in Abschnitt 4.1 beschrieben, als adiabat angenommen werden (freie Flächen in Abbildung 4.10). In einem nächsten Schritt werden aus diesen Randbedingungen mittels einer Finite-Elemente-Berechnung die Wärmeströme in der Messplatte berechnet. Dabei wird der Infrarotlack mit einer Schichtdicke von $80 \mu\text{m}$ über

einen thermischen Widerstand eindimensional mitmodelliert. Dies ist notwendig, um die, aufgrund der geringen Wärmeleitfähigkeit des Lackes, signifikante Temperaturdifferenz über den Lack zu berücksichtigen. Die Wärmeleitfähigkeit des Lacks ($\lambda = 0,19 \dots 0,20 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$), (Lohrengel und Todtenhaupt (1996)) und der Messplatte aus Ti6Al4V ($\lambda = 6,5 \dots 8,4 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$), (Richter (1988)) wird dabei temperaturabhängig modelliert.

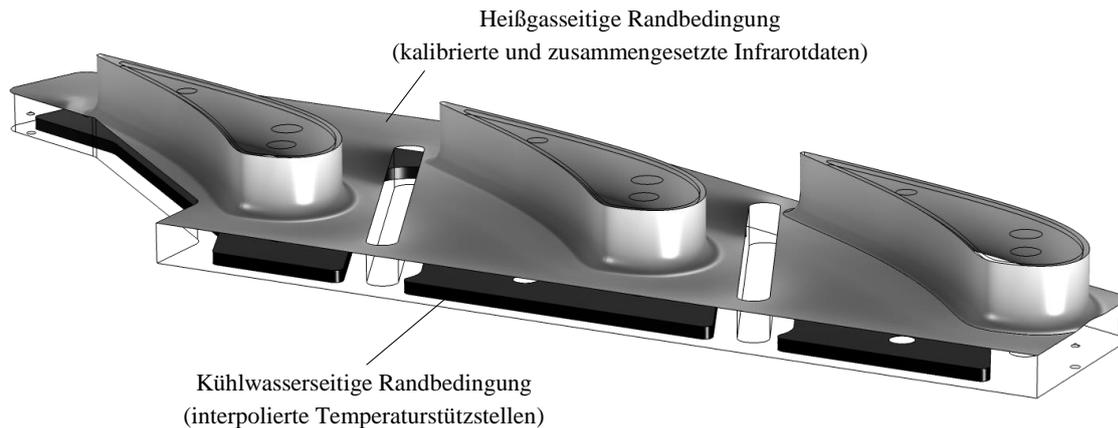


Abbildung 4.10: Temperaturfelder als Randbedingungen für die Finite Elemente Simulation

Die für die Finite-Elemente-Rechnung diskretisierte Messplatte mit Midpassage-Gap ist in Abbildung 4.11 mit Blick auf die vom Heißgas überströmte Seite dargestellt. In der oberen der beiden komplett ausgebildeten Passagen (im Bild links), in welcher die Infrarotmessungen durchgeführt werden, wurde eine Verfeinerung des Netzes vorgenommen, sodass die Netzauflösung oberhalb der Kameraauflösung liegt. Das gesamte Netz besteht insgesamt aus etwa elf Millionen quadratischen Elementen.

Wie beschrieben wird der Lack bei der Berechnung der Wärmeströme mitberücksichtigt, bei der Kalibrierung der Infrarotaufnahmen jedoch nicht. Hier ergibt sich ein Fehler, der abhängig vom Betriebspunkt mehrere Kelvin betragen kann, da sich die Thermoelemente, welche zur Kalibrierung verwendet werden, unterhalb des Lacks befinden (Abbildung 4.9). Eine einfache eindimensionale Korrektur, wie dies in früheren Arbeiten angewandt wurde (zum Beispiel Fraas (2019)) ist aufgrund der komplexen Geometrie und der stark dreidimensionalen Wärmeströme nicht möglich. Weitere in der Vergangenheit eingesetzte Verfahren, welche auch bei dreidimensionalen Wärmeströmen funktionieren (Kneer (2017)), führen zwar zu einer global richtigen Korrektur, lokal ist jedoch eine Verstärkung des Fehlers möglich. Eine (teilweise) Korrektur bei dreidimensionalen Wärmeströmen unter Berücksichtigung lokaler Effekte ist über iterative Verfahren möglich, wie sie in Elfner et al. (2021) beschrieben werden. Im Rahmen dieser Arbeit wird das Verfahren mit einem halben Iterationsschritt ausgewählt, welches hinsichtlich Aufwand, korrigiertem Fehler und validierter, nachvoll-

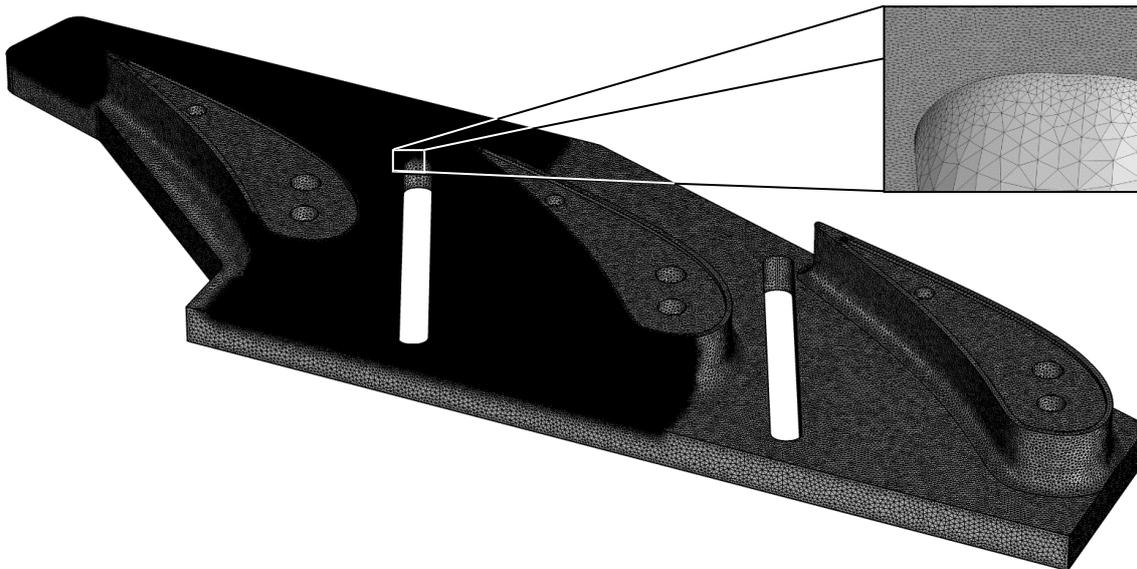


Abbildung 4.11: Netz für die Finite Elemente Simulation der Messplatte mit Midpassage-Gap

ziehbarer Anwendbarkeit den besten Kompromiss bildet. Aufwändigere iterative Verfahren sind noch nicht ausreichend validiert. Bei dem Verfahren mit einem halben Iterationsschritt wird im Anschluss an die Finite-Elemente-Rechnung, mithilfe der dort ermittelten Temperaturdifferenz über den Lack, die Oberflächentemperatur korrigiert, was einem halben Iterationsschritt entspricht. Eine erneute Berechnung der Wärmeströme findet nicht statt.

Für die Anwendung des Superpositionsprinzips der Filmkühlung werden neben den heißgasseitigen Oberflächentemperaturen auch die konvektiven Wärmeströme benötigt. Bei den in der Finite-Element Rechnung berechneten (wandnormalen) Wärmeströmen handelt es sich jedoch um konduktive Wärmeströme, welche sich aus dem durch Konvektion und Strahlung übertragenen Wärmestrom zusammensetzen. Eine von Kneer (2017) vorgenommene Abschätzung des durch Strahlung übertragenen Wärmestroms für diesen Versuchsaufbau zeigt, dass der Strahlungswärmestrom um etwa zwei Größenordnungen kleiner ist als der konvektive Wärmestrom. Dadurch kann im Rahmen dieser Arbeit der strahlungsgetriebene Wärmestrom vernachlässigt und der konvektive gleich dem konduktiven Wärmestrom gesetzt werden.

Aus den beiden korrigierten heißgasseitigen Temperaturfeldern und den zugehörigen konvektiven Wärmeströmen werden abschließend die Filmkühlgrößen mithilfe des in Unterabschnitt 2.4.1 vorgestellten Superpositionsprinzips ermittelt. Ergänzend ist noch zu erwähnen, dass im Rahmen dieser Arbeit anstatt der physikalisch richtigen Recoverytemperatur die Totaltemperatur des Heißgases im Superpositionsprinzip als treibende Temperatur herangezogen wird. Der Grund ist, dass, aufgrund der Beschleunigung der Strömung innerhalb der Schaufelpassage, die Recoverytemperatur lokal variiert und somit a priori nicht bekannt ist.

Der sich dadurch ergebende Fehler ist im Rahmen der Genauigkeit der Messungen tolerierbar, und wird im nachfolgenden Abschnitt aufgezeigt.

Um die Qualität der vorgestellten Mess- und Auswertekette beurteilen zu können und auf die Unsicherheit in den Zielgrößen, adiabate Filmkühleffektivität und Wärmeübergang mit Filmkühlung, schließen zu können, wird im nachfolgenden Abschnitt eine Fehlerrechnung durchgeführt.

4.4 Bewertung des Messverfahrens

Mittels einer Fehlerfortpflanzungsrechnung nach Kline und McClintock (1953) erfolgt eine Bewertung des im vorherigen Abschnitt vorgestellten Verfahrens zur Ermittlung der Filmkühlgrößen. Eine detaillierte Übersicht über die Eingangsgrößen in die Fehlerrechnung findet sich im Anhang in Abschnitt A1.

Die Fehlerrechnung wurde vereinfacht als eindimensionale Abschätzung durchgeführt. Diese Annahme trifft in erster Näherung nur für den Bereich der Seitenwand zu. Im Bereich der Schaufeln stellt sich eine stark dreidimensionale Wärmestromverteilung ein und eine exakte Abschätzung des Messfehlers ist komplex. Um mittels der eindimensionalen Fehlerrechnung trotzdem eine ungefähre Abschätzung des Fehlers im Bereich der Schaufeln vornehmen zu können, wurde die Differenz der heißgasseitigen Oberflächentemperatur zwischen den Messungen bei beiden thermischen Randbedingungen (Kühlwassertemperaturen) als Übertragungsgröße genutzt. Um dies in der eindimensionalen Fehlerabschätzung nachzubilden zu können, wurde die Dicke der Messplatte variiert und neben den sich ergebenden Fehlern die Differenz zwischen den sich einstellenden Oberflächentemperaturen bei beiden thermischen Randbedingungen ausgewertet. Mittels einfacher, thermischer Finite Elemente Berechnungen bei beiden thermischen Randbedingungen konnten die heißgasseitigen Oberflächentemperaturen der Messplatte ermittelt und deren Differenz gebildet werden. Damit ist eine Verknüpfung mit den Fehlern aus der eindimensionalen Fehlerrechnung möglich.

Zur Durchführung der Fehlerrechnung müssen Werte für die adiabate Filmkühleffektivität und den Wärmeübergang mit Filmkühlung vorgegeben werden. Hierfür wurden typische Werte für die Filmkühleffektivität $\eta_{aw} = 0$ und $0,5$ und den Wärmeübergang mit Filmkühlung $\alpha_f = 200 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ und $400 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ angenommen, welchen einen weiten Bereich abdecken. Es wurden alle möglichen Permutationen analysiert. Die ermittelten Unsicherheiten sind in Tabelle 4.3 dargestellt. Die Unsicherheiten im Bereich der Schaufeln sind größer als auf der Seitenwand. Gründe sind hier zum einen die erhöhte Unsicherheit in der Dicke des Infrarotlacks, zum anderen führt eine Änderung der thermischen Randbedingung (Kühlwassertemperatur) zu einer geringeren Änderung in der heißgasseitigen Oberflächentemperatur im Vergleich zur Seitenwand. Die angegebenen Unsicherheiten auf der Schaufel gelten für weite Bereiche. Im Bereich der Hinterkante muss mit deutlich größeren Unsicher-

heiten gerechnet werden, die keine sinnvolle Analyse der Messdaten in diesem Bereich zulassen. Aufgrund der lokal geringen Profildicke führt hier zu einer Änderung der thermischen Randbedingung nur noch zu einer sehr geringen Änderung der Oberflächentemperatur. Gleichzeitig beeinflusst die Temperaturverteilung auf der Saugseite die Wärmestromverteilung auf der Druckseite und umgekehrt sehr stark, was zu zusätzlichen Unsicherheiten führt.

Anhand der Fehlerabschätzung lässt sich des Weiteren der Vorteil durch den Einsatz der neuen Kalibrierung der Infrarotaufnahmen aufzeigen. Ohne den Einsatz der neuen Kalibriermethodik im Bereich der Schaufeln zeigen exemplarische Analysen mittlere Abweichungen der Thermoelemente von der Kalibrierkurve von bis zu $\Delta T_{O,TE} = 4$ K. Durch den Einsatz der neuen Kalibriermethodik konnte diese Abweichung um etwa den Faktor 2,5 ... 10 reduziert werden. Für die Unsicherheit im Wärmeübergang mit Filmkühlung auf der Schaufel ergibt sich daraus, dass die Abweichung ohne den Einsatz der neuen Kalibriermethodik in etwa doppelt so groß wäre. Bei der adiabaten Filmkühleffektivität wäre die Unsicherheit um den Faktor 1,5 erhöht.

Tabelle 4.3: Unsicherheiten bei der Bestimmung der Filmkühlgrößen

Filmkühlgröße	Unsicherheit	
	Seitenwand	Schaufel
η_{aw}	$\leq 0,087$	$\leq 0,094^*$
α_f	$\leq 17,5\%$	$\leq 21,6\%^*$

*in großen Bereichen

Bei der Abschätzung bisher nicht berücksichtigt ist der Fehler, welcher sich aus der Temperaturdifferenz über die Lackschicht ergibt. Dieser kann mit dem eingesetzten Verfahren des halben Iterationsschritts nur zum Teil korrigiert werden. Es verbleibt im Wärmeübergang mit Filmkühlung ein zusätzlicher Fehler, welcher in der Größenordnung von 25% liegt und abhängig von der Position auf der Messplatte und der Filmkühlkonfiguration variiert. Ohne das eingesetzte Korrekturverfahren müsste mit einem zusätzlichen Fehler von bis zu 50% gerechnet werden. Die Abschätzung dieser Fehler erfolgte anhand exemplarischer Rechnungen auf Basis der in Elfner et al. (2021) beschriebenen komplexeren, noch nicht ausreichend validierten Verfahren. Mit vereinfachten 1D Rechnungen konnten diese Ergebnisse bestätigt werden.

Die zusätzlichen Fehler durch eine nur teilweise Korrektur der Temperaturdifferenz über den Lack treten nur für den Wärmeübergangskoeffizienten auf. Nach Elfner et al. (2021) führt eine nicht oder nur teilweise korrigierte Temperaturdifferenz über den Lack zu keinem

zusätzlichen Fehler in der adiabaten Filmkühleffektivität. In einer einfachen 1D Betrachtung konnten die Autoren zeigen, dass bei der Bestimmung der adiabaten Filmkühleffektivität mittels des Superpositionsprinzips der Filmkühlung die Temperaturdifferenz über den Lack inhärent mitberücksichtigt beziehungsweise korrigiert wird.

Die Verwendung der Totaltemperatur des Heißgases anstatt der Recoverytemperatur führt bei der adiabaten Filmkühleffektivität zu einem geringen zusätzlichen Fehler von lokal maximal $\Delta\eta_{aW} \approx 0,02$ in Bereichen hoher Strömungsgeschwindigkeiten.

Die Bewertung des Messverfahrens zeigt erneut die Herausforderungen auf, die mit der Ermittlung von verwertbaren, flächig hoch aufgelöste Filmkühlgrößen auf dreidimensionalen Oberflächen verbunden sind. Durch den Einsatz des neu entwickelten Kalibrierverfahrens für die Infrarotaufnahmen und des Verfahrens zur (teilweisen) Korrektur der Temperaturdifferenz über den Lack ist es nun erstmals möglich, flächige Messungen des Wärmeübergangs mit Filmkühlung und der adiabaten Filmkühleffektivität mit akzeptabler Genauigkeit auf hochgradig dreidimensionalen Oberflächen bei maschinenähnlichen Bedingungen durchzuführen. Damit ist im nachfolgenden Kapitel eine umfassende thermische Analyse der im Rahmen dieser Arbeit neu entwickelten Midpassage-Gap-Geometrien möglich.

5 Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen

Die thermische Analyse der unterschiedlichen Midpassage-Gap-Varianten erfolgt in mehreren Schritten. Zuerst wird der Einfluss der unterschiedlichen Varianten auf den Wärmeübergang untersucht. Hierbei wird noch keine Kühlluft ausgeblasen. Anschließend erfolgt eine Analyse der Betriebspunkte mit Kühlluftausblasung und eine Bewertung des Einflusses der Spaltgeometrie und des Kühlluftmassenstroms auf die Kühlwirkung. Dies wird sowohl für die Seitenwand als auch die Schaufelsaugseite durchgeführt. Um einen Vergleich mit den vorgestellten Korrelationen für die Ausblasung von Kühlluft durch einfache Spalte zu ermöglichen, werden die Messdaten abschließend entlang von Stromlinien betrachtet.

In den nachfolgenden Erläuterungen und Darstellungen wird aus Übersichtlichkeitsgründen nicht die volle Bezeichnung jeder Midpassage-Gap-Variante, sondern die in Tabelle 5.1 aufgelistete Abkürzung oder das entsprechende Symbol verwendet. Die Varianten (c) und (d), welche stromauf verschlossen sind, werden zusammengefasst im Plural als *optimierte Varianten* bezeichnet. Die Berechnung des Wärmeübergangs ohne Filmkühlung, bei Betriebspunkten beziehungsweise Varianten ohne Kühlluftausblasung, erfolgt äquivalent zur Berechnung des Wärmeübergangs mit Filmkühlung bei Kühlluftausblasung. Es kommt das Superpositionsprinzip der Filmkühlung auf Basis von Messungen bei zwei thermischen Randbedingungen zum Einsatz. Da die Heißgasrecoverytemperatur implizit im Superpositionsprinzip enthalten ist, ist deren Kenntnis zur Berechnung des Wärmeübergangs ohne Filmkühlung nicht notwendig. Wie bereits erwähnt, ist die Heißgasrecoverytemperatur a priori nicht bekannt. Zudem stellen sich Aufgrund derselben Methodik ähnliche systematische Fehler ein, was die Vergleichbarkeit der Daten garantiert¹⁴.

Tabelle 5.1: Bezeichnung beziehungsweise Symbole der unterschiedlichen Midpassage-Gap-Varianten im Folgenden

Midpassage-Gap-Variante	Symbol	Abkürzung
(a) senkrecht – verschlossen		verschlossen
(b) senkrecht – offen		offen
(c) senkrecht – stromauf verschlossen		stromauf verschlossen
(d) stromab angestellt – stromauf verschlossen		stromab angestellt

¹⁴ Durch die Verwendung der selben Methodik wirken sich systematische Fehler, wie zum Beispiel die nur teilweise korrigierte Temperaturdifferenz über den Lack, auf dieselbe Art und Weise auf das Ergebnis aus. Da die Temperaturdifferenz über den Lack unter anderem von der Filmkühlkonfiguration abhängt, ergeben sich gewisse Unterschiede in den systematischen Fehlern zwischen den Betriebspunkten.

Für die Bestimmung von mittleren Wärmeübergängen (lateral und flächig) werden extreme Ausreißer, wie sie zum Beispiel an den Rändern der Messplatte oder an Bildübergängen punktuell vorliegen, ignoriert. Bei der Wärmestromminderung und der adiabaten Filmkühleffektivität werden Werte außerhalb des physikalisch sinnvollen Bereichs ($\theta < -1$, $\theta > 1$ und $\eta_{aW} < 0$, $\eta_{aW} > 1$) auf die jeweilige nächste Bereichsgrenze gesetzt. Da in großen Bereichen der Messplatte kein Kühlfilm vorhanden ist und in diesen somit theoretisch eine adiabate Filmkühleffektivität von $\eta_{aW} = 0$ vorliegt, lässt sich in diesem Zuge die Fehlerabschätzung überprüfen. Die in diesen Bereichen exemplarisch analysierten Abweichungen vom theoretisch richtigen Wert $\eta_{aW} = 0$ liegen im Rahmen der in Abschnitt 4.4 ermittelten Messunsicherheiten. Eine Ausnahme stellen kleine Bereiche am Übergang von Schaufel zu Seitenwand sowie Ränder und Bildübergänge dar.

5.1 Einfluss der Spaltgeometrie auf den Wärmeübergang

In einem ersten Schritt wird analysiert, wie sich das Vorhandensein eines Midpassage-Gap auf den Wärmeübergang auswirkt. Hierfür wird der Wärmeübergang bei vorhandener Spaltgeometrie aber ohne Kühlluftausblasung $\alpha_{0,geo}$ auf den Wärmeübergang ohne Filmkühlung α_0 (kein Midpassage-Gap vorhanden) bezogen. Der Wärmeübergang ohne Filmkühlung α_0 wird mit dem Messträger ohne Midpassage-Gap (Abbildung 3.3 links) ermittelt. In Abbildung 5.1 ist dieses Verhältnis für alle vier untersuchten Midpassage-Gap-Spaltvarianten auf der Seitenwand dargestellt. Es ist die obere der beiden komplett ausgebildeten Schaufelpassagen gezeigt, in welcher die Messungen durchgeführt wurden. Die Daten im Bereich der Übergangsradien wurden auf die Seitenwand projiziert. Im Bereich des Ausblasemoduls aus Kunststoff liegen keine Messdaten vor. Mit dem Midpassage-Gap als Grenze lässt sich die Seitenwand, wie bereits in Abschnitt 2.3 erwähnt, in einen druck- und einen saugseitigen Teil trennen.

Es lassen sich mehrere charakteristische Bereiche identifizieren, welche exemplarisch für die Variante des offenen Midpassage-Gap (Abbildung 5.1 (b)) markiert sind. Im stromaufliegenden druckseitigen Bereich *I* liegt für alle Geometrievarianten keine nennenswerte Beeinflussung des Wärmeübergangs vor. Unterschiede ergeben sich in Bereich *II* im stromabliegenden Teil der Schaufelpassage. Hier kann für den offenen Midpassage-Gap, sowohl global aber insbesondere lokal im Bereich des Nachlaufes der Schaufel *II₁* nahe der Saugseite *II₂* sowie dazwischen nahe der Ausblasung *II₃*, eine signifikante Erhöhung des Wärmeübergangs beobachtet werden. Dies lässt sich durch die starke Interaktion des offenen Spaltes mit dem Heißgasmassenstrom erklären. Wird diese Interaktion durch das Abdichten des Spaltes ganz (Abbildung 5.1 (a)) oder teilweise (Abbildung 5.1 (c), (d)) unterbunden, ist die Erhöhung im Bereich *II*, insbesondere im Bereich des Nachlaufes *II₁* und in Bereich *II₃*,

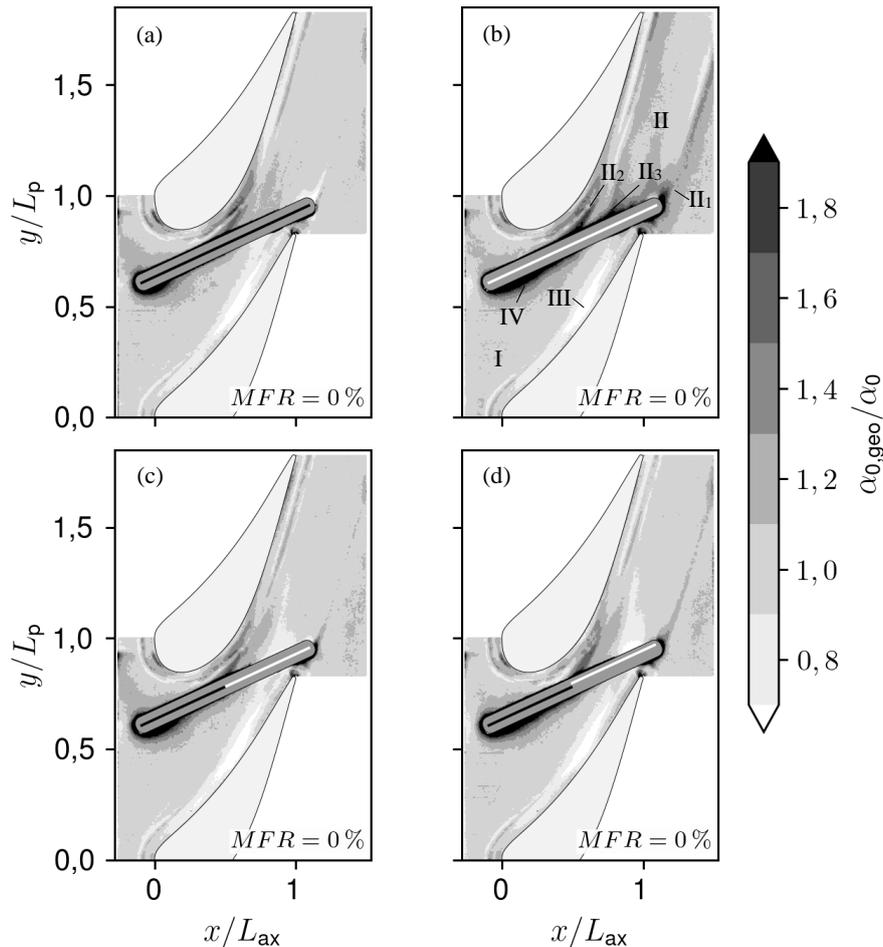


Abbildung 5.1: Wärmeübergangserhöhung $\alpha_{0,geo}/\alpha_0$ auf der Seitenwand durch das Vorhandensein eines Midpassage-Gap für alle untersuchten Varianten

deutlich reduziert¹⁵. Für die optimierten Varianten (Abbildung 5.1 (c), (d)) kann in Bereich II_3 sogar eine Reduktion des Wärmeübergangs beobachtet werden. Diese Reduktion ist bis in den druckseitigen Teil der Seitenwand (Bereich III) ausgedehnt und dort für alle Varianten zu erkennen. Bereich III befindet sich im Einflussbereich des druckseitigen Hufeisenwirbels (Abbildung 2.3). Es lässt sich vermuten, dass der Midpassage-Gap eine Stromaufwicklung zum Beispiel in Form einer Umverteilung des Massenstroms in der Passage hat. Diese Umverteilung beeinflusst die Bildung des Sekundärwirbelsystems und somit auch des druckseitigen Hufeisenwirbels und schwächt diesen wahrscheinlich ab.

Ein weiterer signifikanter Bereich befindet sich im stromaufliegenden Teil der Passage nahe des Midpassage-Gap und ist mit IV gekennzeichnet. In diesem Bereich lässt sich eine

¹⁵ Obwohl beim verschlossenen Midpassage-Gap durch das Abdichten kein Heißgaseinzug mehr stattfindet, ist weiterhin eine Auswirkung des Spalts auf den Wärmeübergang zu erkennen. Dies liegt daran, dass trotz Abdichtung weiterhin eine Nut (Abbildung 3.5 (a)) vorhanden ist, welche die Grenzschicht stört und somit den Wärmeübergang beeinflusst.

Erhöhung des Wärmeübergangs beobachten, welche für den offenen Midpassage-Gap (Abbildung 5.1 (b)) besonders stark ausgeprägt ist. Hier liegt die Vermutung nahe, dass diese Erhöhung durch den aus der Literatur bekannten Effekt des Einzuges von Heißgas im stromaufliegenden Teil des Midpassage-Gap (Abschnitt 2.3) verursacht wird. Ein Teil der Heißgasgrenzschicht wird beim Überströmen des Midpassage-Gap in diesen eingezogen. Der Midpassage-Gap hat so die Wirkung einer Grenzschichtabsaugung. Durch die sich stromab neu ausbildende Grenzschicht stellt sich der beobachtete erhöhte Wärmeübergang ein. Dass dieser Effekt durch ein Abdichten des Spaltes reduziert werden kann, lässt sich in Abbildung 5.2 an den Verläufen der Wärmeübergangserhöhung, gebildet mit lateral (in y -Richtung) gemittelten Werten, $\bar{\alpha}_{0,geo}/\bar{\alpha}_0$ erkennen. Diese sind über die mit der axialen Sehnenlänge L_{ax} normierte x -Richtung aufgetragen. In schwarz sind die Werte für die Vergleichsvarianten des offenen und geschlossenen Midpassage-Gap dargestellt, in grau die Werte der optimierten Varianten, welche beide im stromaufliegenden Teil verschlossen sind. Im Bereich $x/L_{ax} \approx 0,0 \dots 0,5$ lässt sich für die verschlossene Midpassage-Gap-Variante eine deutlich reduzierte Erhöhung des Wärmeübergangs im Vergleich zur offenen Variante beobachten. Bei beiden optimierten Varianten ist eine Reduktion erst ab $x/L_{ax} \approx 0,15$ zu erkennen, welche für die stromab angestellte Variante im Bereich $x/L_{ax} \approx 0,35 \dots 0,5$ besonders stark ausgeprägt ist. Von $x/L_{ax} \approx 0,5 \dots 0,6$ ist, nach teilweise vorherigem starken Anstieg, für alle Varianten ein starker Abfall in der Wärmeübergangserhöhung zu beobachten. Im sich anschließenden Bereich $x/L_{ax} \approx 0,6 \dots 1,2$ lässt sich die in Abbildung 5.1 für den

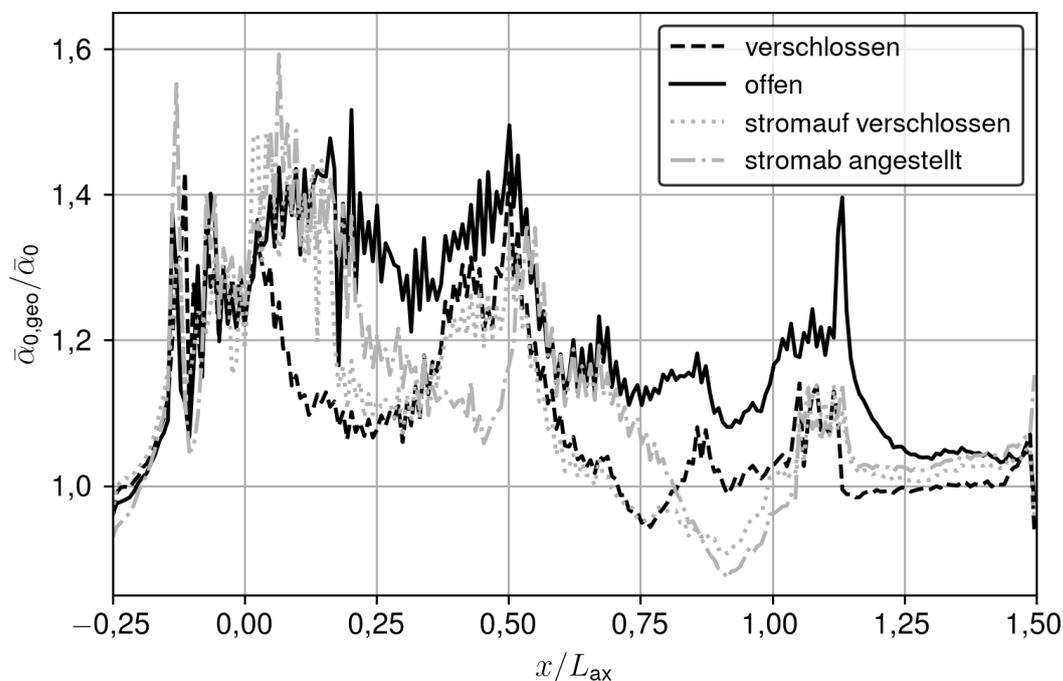


Abbildung 5.2: Wärmeübergangserhöhung, gebildet mit lateralen Mittelwerten, $\bar{\alpha}_{0,geo}/\bar{\alpha}_0$ auf der Seitenwand durch das Vorhandensein eines Midpassage-Gap für alle untersuchten Varianten

Bereich *II* beschriebene Abschwächung der Wärmeübergangserhöhung für die (teilweise) verschlossenen Varianten im Vergleich zum offenen Midpassage-Gap ebenfalls erkennen.

Neben der Seitenwand ist auch die Schaufelsaugseite von Interesse. In Abbildung 5.3 ist für alle vier Midpassage-Gap-Varianten die Erhöhung des Wärmeübergangs aufgrund des Vorhandenseins eines Midpassage-Gap dargestellt. Hierfür wurden die Messdaten auf der Saugseite abgewickelt und lassen sich somit entlang der Lauflänge der Schaufelsaugseite s , welche mit der gesamten Lauflänge der Schaufelsaugseite L_{SS} entdimensioniert wurde, darstellen. $s/L_{SS} = 0$ entspricht dem Schaufelstaupunkt, $s/L_{SS} = 1$ der Schaufelhinterkante. Im Bereich $s/L_{SS} = 0,9 \dots 1$ ist aus den in Abschnitt 4.4 erwähnten Gründen eine Auswertung und Analyse der Messdaten nicht sinnvoll möglich. In Richtung der Schaufelhöhe liegen Messdaten bis $z/h = 0,3$ vor. Die Daten im Bereich des Übergangsradius $z/h \leq 0,08$ wurden in die Darstellungsebene projiziert. Relevante Bereiche sind in den Messdaten für den verschlossenen Midpassage-Gap (Abbildung 5.3 (a)) exemplarisch markiert. Im Bereich $s/L_{SS} \approx 0,2$ liegt der Überlappungsbereich mehrerer Infrarotaufnahmen, was zu den dort erkennbaren Artefakten führt (Bereich *I*).

Die Analyse der Messdaten zeigt eine starke Erhöhung des Wärmeübergangs für alle Varianten im Bereich $s/L_{SS} \approx 0,25 \dots 0,45$, der in den Daten für den verschlossenen Spalt mit *II* markiert ist. Es lässt sich vermuten, dass im Bereich *II* die Interaktion zwischen druck- und saugseitigem Hufeisenwirbel, V_{ph} und V_{sh} , stattfindet. Zudem lässt sich weiter stromab, ebenfalls für alle Varianten, ein Streifen erhöhten Wärmeübergangs (*III*) gefolgt von einer flächigen Erhöhung (*IV*) erkennen. In diesem Bereich bewegt sich das Sekundär-

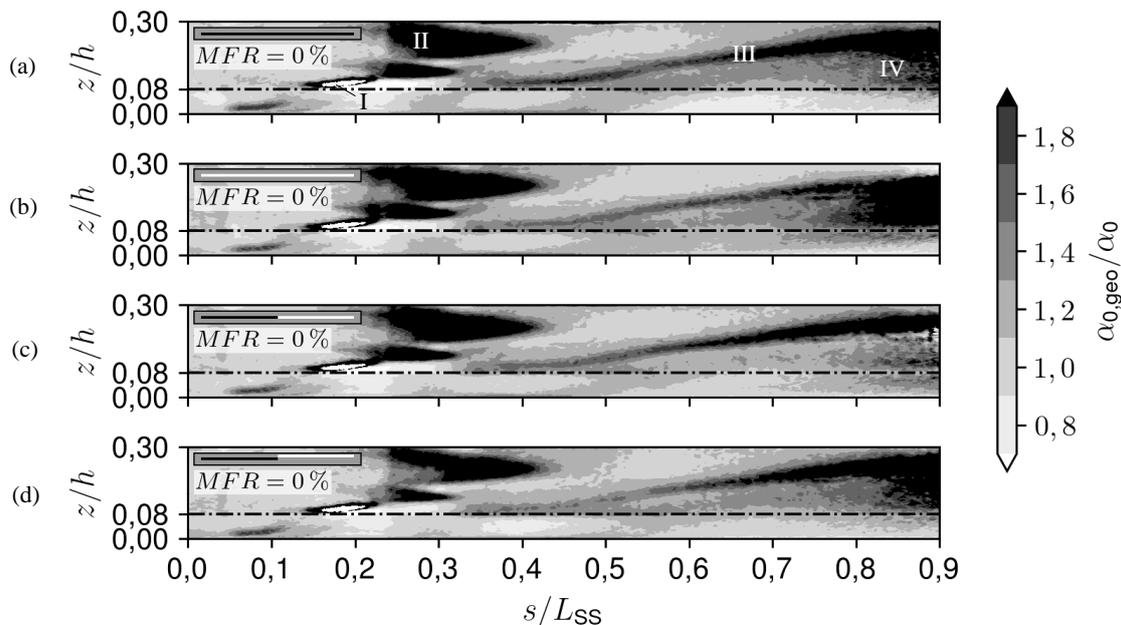


Abbildung 5.3: Wärmeübergangserhöhung $\alpha_{0,geo}/\alpha_0$ auf der Schaufelsaugseite durch das Vorhandensein eines Midpassage-Gap für alle untersuchten Varianten

strömungsfeld entlang der Saugseite Richtung Kanalmitte. Diese beschriebenen Erhöhungen deuten auf eine Verstärkung des Sekundärwirbelsystems oder die Bildung zusätzlicher Wirbelstrukturen durch den Midpassage-Gap hin. Es lässt sich für alle Spaltvarianten das qualitativ gleiche Verhalten mit geringen Abweichungen in der Ausdehnung der charakteristischen Bereiche beobachten.

Zur quantitativen Analyse des Einflusses der unterschiedlichen Midpassage-Gap-Varianten auf den Wärmeübergang ist in Abbildung 5.4 das Verhältnis der flächig gemittelten Wärmeübergangskoeffizienten $\bar{\alpha}_{0,geo}/\bar{\alpha}_0$ für alle Varianten auf der Seitenwand (schwarz) und der Saugseite (grau) getrennt dargestellt. Der Mittelungsbereich entspricht dem dargestellten Bereich im jeweiligen Konturdiagramm (Abbildung 5.1 und Abbildung 5.3). Es lässt sich erkennen, dass der globale Einfluss des Midpassage-Gap im Bereich des betrachteten Teils der Schaufelsaugseite deutlich größer ist als auf der Seitenwand, insbesondere für die verschlossene Variante und die optimierten Varianten, welche stromauf verschlossen sind. Auf der Seitenwand zeigt die offene Variante, bedingt durch das Ein- und Ausströmen von Heißgas in den Spalt, die größte globale Erhöhung im Wärmeübergang. Durch ein teilweises oder komplettes Verschließen des Spaltes mit einem Dichtstreifen lässt sich die Wärmeübergangserhöhung auf der Seitenwand signifikant reduzieren. Auf der Saugseite bestätigt sich die qualitative Beobachtung aus der flächigen Darstellung (Abbildung 5.3). Die Unterschiede zwischen den einzelnen Geometrievarianten sind gering. Die optimierten Spaltvarianten zeigen leicht geringere Wärmeübergangserhöhungen im Vergleich zum offenen oder geschlossenen Spalt.

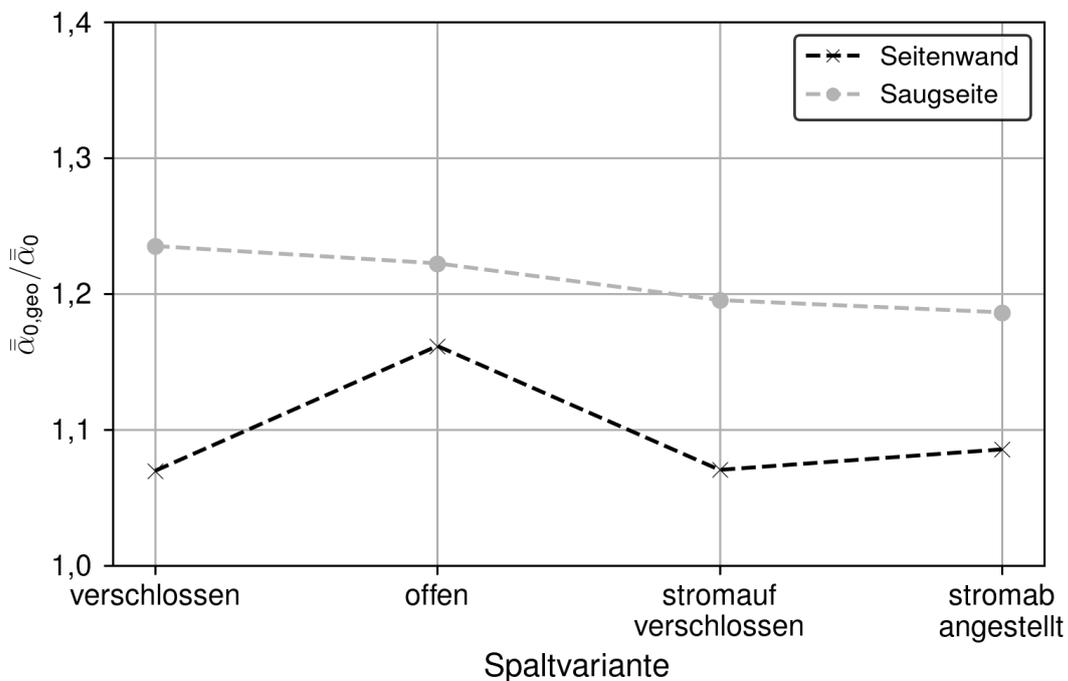


Abbildung 5.4: Wärmeübergangserhöhung, gebildet mit flächigen Mittelwerten, $\bar{\alpha}_{0,geo}/\bar{\alpha}_0$ durch das Vorhandensein eines Midpassage-Gap

Diese ersten Untersuchungen zeigen, dass das Vorhandensein eines Midpassage-Gap bereits zu einer signifikanten Erhöhung des Wärmeübergangs, insbesondere bei einem Spalt ohne Abdichtung führt. In einem nächsten Schritt werden in den nachfolgenden Abschnitten die zusätzlichen Einflüsse durch die Ausblasung von Kühlluft untersucht. Neben dem Einfluss auf den Wärmeübergang steht eine Analyse der Kühlwirkung in Form der adiabaten Filmkühleffektivität sowie der Wärmestromminderung im Fokus.

5.2 Analyse des Kühlpotentials auf der Seitenwand

Die Analyse des Kühlpotentials der aus dem Midpassage-Gap ausgeblasenen Sperrluft erfolgt in zwei Schritten. In diesem Abschnitt soll in einem ersten Schritt die Seitenwand näher betrachtet werden, im nachfolgenden Abschnitt in einem zweiten Schritt die Schaufelsaugseite. Die Analyse beschränkt sich auf die Midpassage-Gap-Varianten, bei denen ein Ausblasen von Kühlluft möglich ist. Variante (a), bei welcher der Spalt durch einen Dichtstreifen komplett verschlossen ist, wird hier nicht betrachtet. Hier kann, selbst bei einem Plenumsdruck, welcher dem des offenen Spaltes bei einem Massenstromverhältnis $MFR = 1\%$ entspricht, keine relevante Menge an Kühlluft ausgeblasen werden.

Als erstes werden anhand der adiabaten Filmkühleffektivität η_{aw} grundlegende Phänomene erläutert. Die adiabate Filmkühleffektivität ist für alle Varianten und Massenstromverhältnisse MFR auf der Seitenwand in Abbildung 5.5 dargestellt. Jede Zeile stellt eine Midpassage-Gap-Variante dar ((b), (c), (d)), jede Spalte ein Massenstromverhältnis ((1), (2), (3)). Der relevante Bereich, in dem eine Kühlwirkung möglich ist, befindet sich auf dem saugseitigen Teil der Seitenwand im stromabliegenden Bereich der Schaufelpassage. Bei der Betrachtung sind zwei Ausbreitungsrichtungen entscheidend, welche in Abbildung 5.5 (b1) exemplarisch eingetragen sind, zum einen die Ausbreitungsrichtung der Kühlluft entlang des Spaltes (gestrichelter Pfeil) und zum anderen die in Richtung der Überströmung des Spaltes (durchgezogener Pfeil). Die Messdaten des offenen Spaltes (Abbildung 5.5 (b)) zeigen mit zunehmender Kühlluftmenge eine Ausbreitung des Kühlfilms in beide Richtungen. Entlang des Spaltes breitet sich der Kühlfilm mit zunehmender Kühlluftmenge in Stromaufrichtung aus, in Überströmrichtung werden mit zunehmender Kühlluftmenge auch weiter stromabliegende Bereiche gekühlt. Dies deckt sich mit den Erkenntnissen aus der Literatur (Abbildung 2.5). Entlang des Spaltes zeigt sich eine ungleichmäßige Verteilung der Kühlwirkung. Im stromabliegenden Bereich ist diese am größten und nimmt in Stromaufrichtung ab. Für den stromauf verschlossenen Spalt (Abbildung 5.5 (c)) zeigt sich ein ähnliches Bild. Im Vergleich zum offenen Spalt (Abbildung 5.5 (b)) ist jedoch die Verteilung der Kühlwirkung entlang und nahe des Spaltes nahezu konstant hoch. Dies kann auch für den stromab angeordneten Spalt (Abbildung 5.5 (d)) beobachtet werden. Hier lässt sich zusätzlich nahe der Ausblasestelle eine deutlich erhöhte Kühlwirkung im Vergleich zu den beiden anderen Varianten beobachten.

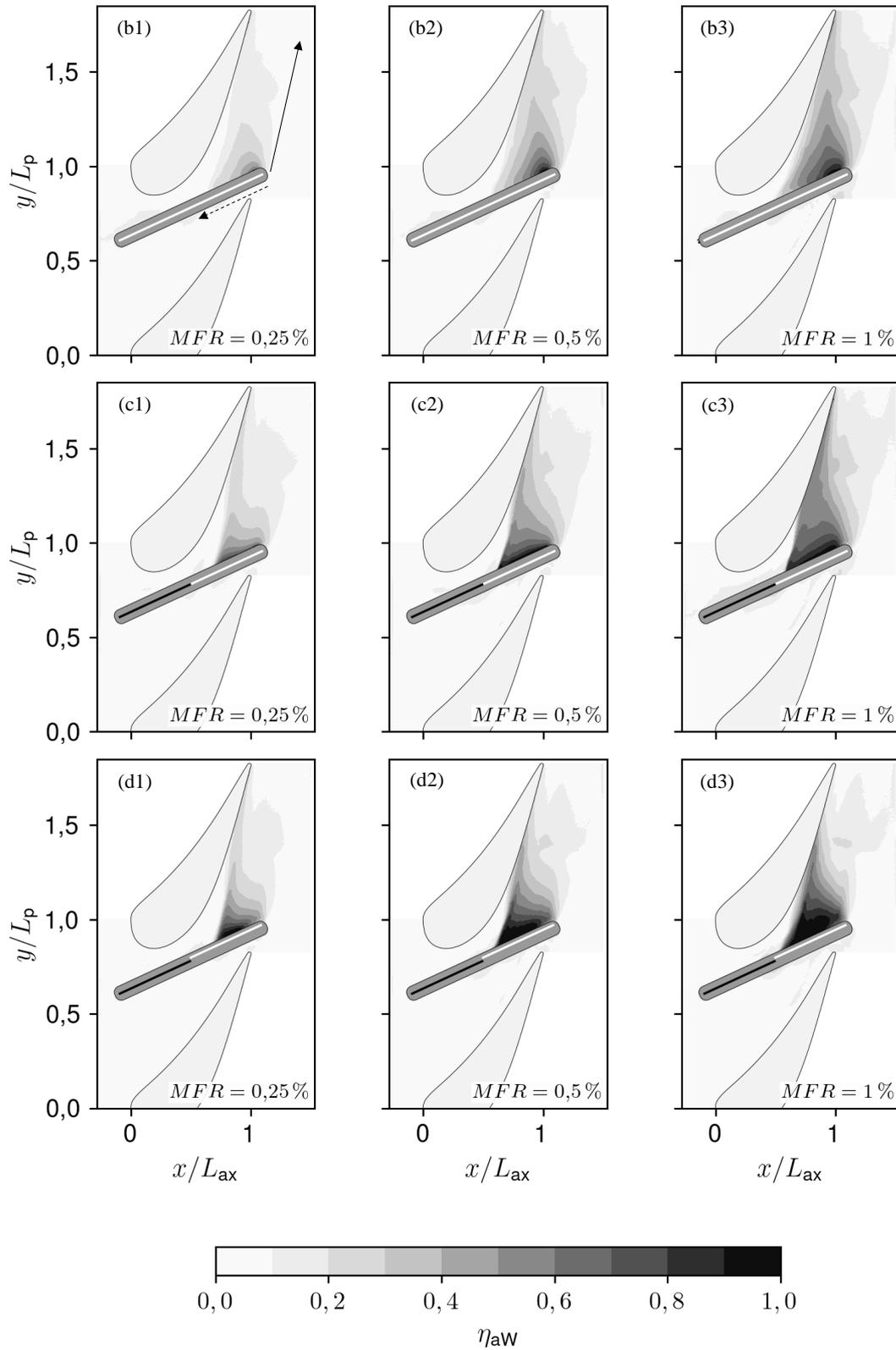


Abbildung 5.5: Adiabate Filmkühleffektivität η_{aw} auf der Seitenwand für alle Massenstromverhältnisse MFR (Spalten) und alle Midpassage-Gap-Varianten (Zeilen), ausgenommen die verschlossene Variante

Um die beschriebenen Effekte erklären zu können, ist eine Betrachtung des Druckes in der Kühlluftzuführung hilfreich. Dieser wird an drei Positionen entlang des Spaltes am Übergang zum Ausblasemodul (Abbildung 3.4) gemessen. Der Mittelwert der Drücke an allen drei Positionen $p_{s,K1}$, normiert mit dem Druck in der Abströmung der Passage $p_{s,2}$, ist für alle Midpassage-Gap-Varianten und Massenstromverhältnisse MFR in Abbildung 5.6 dargestellt.

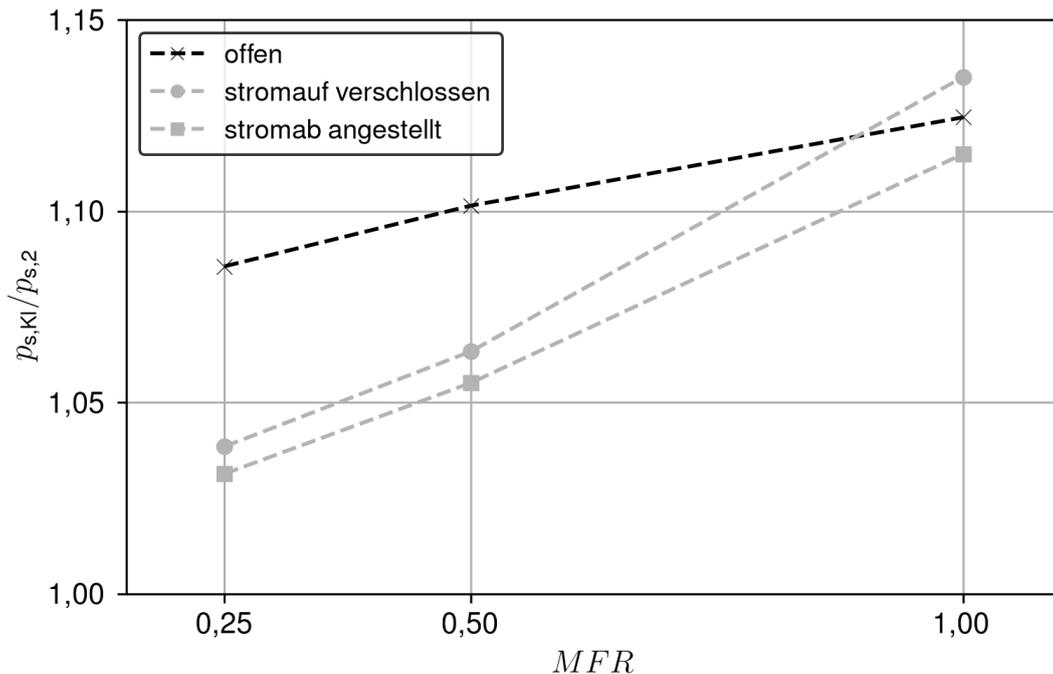


Abbildung 5.6: Statisches Druckverhältnis zwischen dem mittleren Druck am Übergang des Kühlluftplenums zum Ausblasemodul und dem Austrittsdruck der Passage $p_{s,K1}/p_{s,2}$ für die unterschiedlichen Midpassage-Gap-Varianten und Massenstromverhältnisse MFR

Mit zunehmendem Massenstromverhältnis steigt erwartungsgemäß für alle Varianten der Druck in der Kühlluftzuführung. Dadurch wird der Einzug von Heißgas in den Spalt reduziert, Kühlluft weiter stromauf ausgeblasen und somit der gekühlte Bereich entlang des Spaltes in Stromaufrichtung ausgedehnt. Durch ein Verschließen des Spaltes im stromaufliegenden Bereich kann der Einzug von Heißgas bereits bei niedrigen Kühlluftmassenströmen deutlich reduziert werden. Dies zeigt sich in den deutlich geringeren Drücken im Ausblasemodul für die optimierten Varianten, welche stromauf verschlossen sind, im Vergleich zu der offenen Variante. Beim offenen Spalt dringt im stromaufliegenden Bereich Heißgas ein, welches sich mit der Kühlluft mischt und zusammen mit dieser im stromabliegenden Teil des Midpassage-Gap ausgeblasen wird. Bei den optimierten Varianten ist der Bereich des größten Heißgaseinzugs abgedichtet. Dadurch wird im stromabliegenden Bereich des Midpassage-Gap selbst bei geringen Kühlluftmassenströmen fast ausschließlich Kühlluft ausgeblasen. Hiermit reduziert sich der effektiv ausgeblasene

Gesamtmassenstrom und die Drücke im Ausblasemodul sind geringer. Der Impuls der ausgeblasenen Mischung aus Heißgas und Kühlluft verringert sich aufgrund des verringerten effektiv ausgeblasenen Gesamtmassenstroms ebenfalls. Gleichzeitig ist durch den reduzierten Anteil an Heißgas der effektiv ausgeblasene Gesamtmassenstrom kälter, was zu einer weiteren Absenkung des Impulses führt und gleichzeitig die Kühlwirkung verbessert. Der reduzierte Impuls in Kombination mit der geringeren Temperatur des effektiv ausgeblasenen Gesamtmassenstroms erklärt die gleichmäßigere und höhere Kühlwirkung entlang des Spaltes für die beiden optimierten Midpassage-Gap-Varianten.

Mit zunehmendem Kühlluftmassenstrom nähern sich die Drücke im Ausblasemodul für die unterschiedlichen Varianten des Midpassage-Gap an. Dies lässt sich dadurch erklären, dass mit zunehmendem Kühlluftmassensstrom der Heißgaseinzug bei der offenen Variante stromauf reduziert wird und sich diese Variante somit aerodynamisch an die optimierten Varianten, welche stromauf verschlossen sind, annähert. Trotz nahezu gleicher Drücke im Ausblasemodul bei einem Massenstromverhältnis von $MFR = 1\%$ zeigen sich im Kühlluftabdruck in Abbildung 5.5 (3) noch deutliche Unterschiede zwischen den Varianten. Dies lässt sich dadurch erklären, dass es bei den optimierten Varianten des Midpassage-Gap durch die Abdichtung der stromaufliegenden Hälfte des Spaltes eine harte Grenze gibt, bis zu der Heißgaseinzug sicher unterbunden wird. Bei der offenen Variante stellt sich ein fließender Übergang ein.

Eine detaillierte Analyse der unterschiedlichen Midpassage-Gap-Varianten bezüglich der adiabaten Filmkühleffektivität, insbesondere der Effekte, welche sich durch das Anstellen des Spaltes ergeben, erfolgt in Abschnitt 5.4 durch Auswertung der Messdaten entlang von Stromlinien.

Neben der adiabaten Filmkühleffektivität stellt die Erhöhung des Wärmeübergangs durch Kühlluftausblasung eine wichtige Größe dar. In Abbildung 5.7 ist der Wärmeübergang mit Filmkühlung α_f bezogen auf den Wärmeübergang ohne Filmkühlung, aber mit vorhandener Spaltgeometrie, $\alpha_{0,geo}$ nach dem selben Schema wie für die adiabate Filmkühleffektivität in Abbildung 5.5 dargestellt. Durch den Bezug auf $\alpha_{0,geo}$ werden ausschließlich Effekte abgebildet, welche durch das Ausblasen von Kühlluft zustande kommen. Für alle Massenstromverhältnisse und Midpassage-Gap-Varianten lassen sich vier charakteristische Bereiche identifizieren, welche exemplarisch in der Darstellung der Messdaten der stromauf verschlossenen Variante bei dem niedrigsten Kühlluftmassenstrom (Abbildung 5.7, (c1)) eingetragen sind. Der stromaufliegende Teil der Schaufelpassage, welcher sich nicht im direkten Einflussbereich des Midpassage-Gap befindet (Bereich I), bleibt durch die Ausblasung von Kühlluft nahezu unbeeinflusst. Der Haupteinflussbereich befindet sich im stromabliegenden, saugseitigen Bereich der Seitenwand, für den in Abbildung 5.5 auch eine Kühlwirkung beobachtet werden konnte. Nahe der Schaufelsaugseite lässt sich ein Streifen erhöhten und abgesenkten Wärmeübergangs beobachten (Bereich II), welcher insbesondere für die optimierten Varianten (Abbildung 5.7, (c) und (d)) stark ausgeprägt ist und sich mit

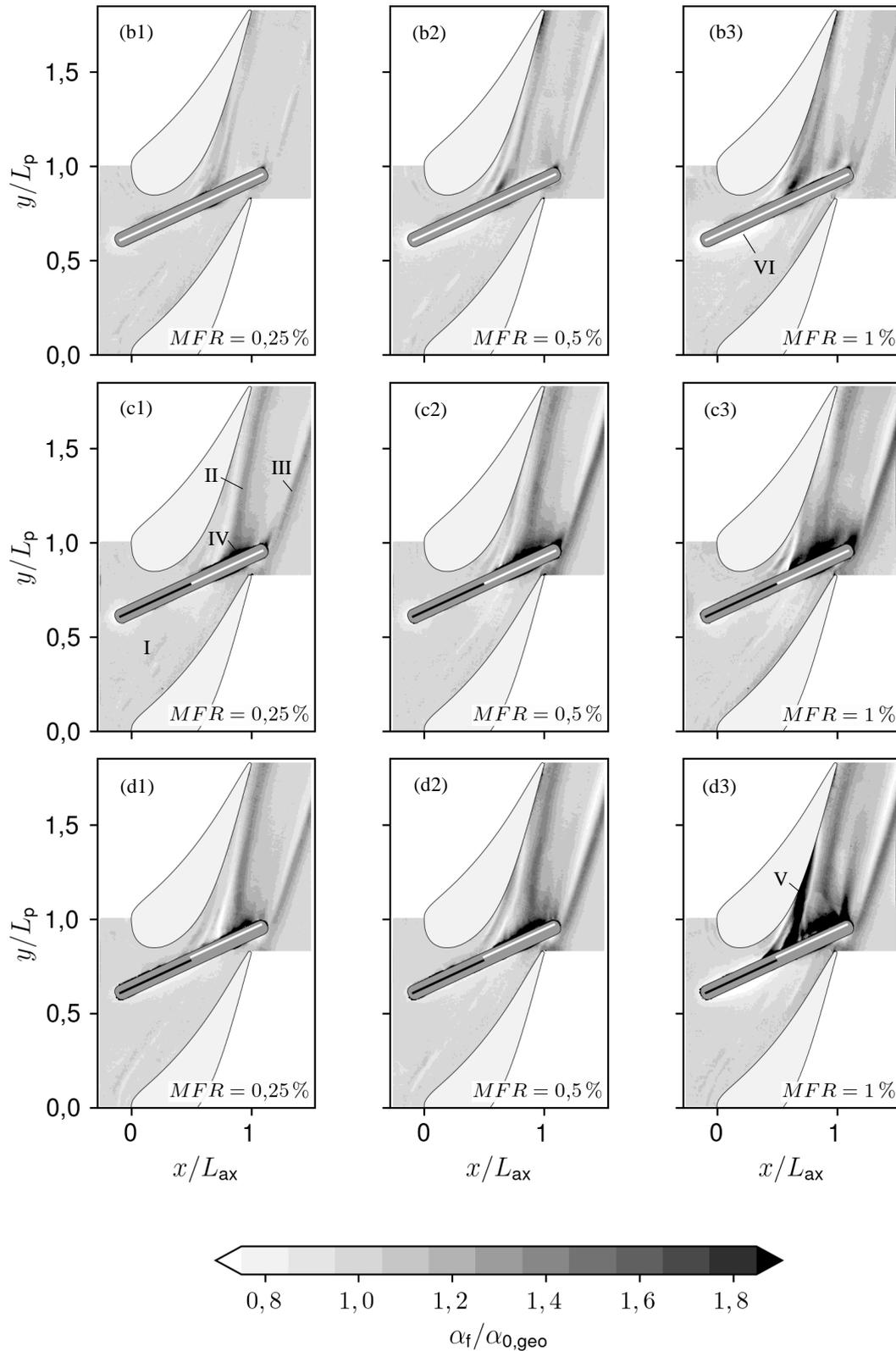


Abbildung 5.7: Wärmeübergangserhöhung durch Filmkühlung $\alpha_f/\alpha_{0,geo}$ auf der Seitenwand für alle Massenstromverhältnisse MFR (Spalten) und alle Midpassage-Gap-Varianten (Zeilen), ausgenommen die verschlossene Variante

zunehmender Kühlluftmenge verstärkt. Der Streifen des abgesenkten Wärmeübergangs deckt sich näherungsweise mit Bereich II_2 aus Abbildung 5.1, wo eine Erhöhung des Wärmeübergangs durch das Einbringen des Midpassage-Gap beobachtet werden konnte. Es liegt die Vermutung nahe, dass es durch das Ausblasen von Kühlluft zu einer Verschiebung der Strömungsstruktur, die diese Erhöhung verursacht, kommt.

Im stromab liegenden Bereich des Spaltes im Schaufelnachlauf (Bereich III) lässt sich für die optimierten Varianten (Abbildung 5.7, (c) und (d)) ebenfalls ein Streifen erhöhten und abgesenkten Wärmeübergangs beobachten. Hierfür gibt es in Abbildung 5.1 (c) und (d) kein Pendant. Für die offene Variante kann das selbe Phänomen bereits in Abbildung 5.1 (b) ohne die Ausblasung von Kühlluft beobachtet werden, ist jedoch dafür in Abbildung 5.7 (b) nur sehr schwach ausgeprägt. Es liegt die Vermutung nahe, dass es bei den optimierten Varianten durch die Kühlluftausblasung zu Verschiebungen der Nachlaufstrukturen der Schaufel kommt. Bei der offenen Variante kommt es ohne Kühlluftausblasung im stromaufliegenden Teil zu einem Einzug von Heißgas, welches stromab wieder ausgeblasen wird. Hier ist der Schluss naheliegend, dass das ausgeblasene Heißgas zu einer Verschiebung der Nachlaufstrukturen führt und deshalb der Effekt für die offene Variante bereits ohne zusätzliche Kühlluftausblasung auftritt (Abbildung 5.1 (b)). Bei der verschlossenen Variante und den optimierten Varianten wird durch die (teilweise) Abdichtung der Heißgaseinzug unabhängig von der Ausblasung von Sperr- beziehungsweise Kühlluft stark reduziert bis komplett unterbunden. Dadurch ist der Effekt in Abbildung 5.1 (a), (c), und (d) noch nicht vorhanden und tritt erst auf, wenn Kühlluft ausgeblasen wird.

Generell lässt sich stromab nahe der Ausblasestelle (Bereich IV) ein erhöhter Wärmeübergang feststellen, welcher für die optimierten Varianten stärker ausgeprägt ist und sich mit zunehmender Kühlluftmenge verstärkt.

Eine Besonderheit ist für den stromab angestellten Spalt bei der höchsten Kühlluftausblasemenge (Abbildung 5.7, (d3)) zu beobachten. Im Bereich V lässt sich ein Streifen stark erhöhten Wärmeübergangs erkennen. Dieser Bereich korrespondiert mit einem starken Wirbel, welcher für diese Variante bei diesem Betriebspunkt in den numerischen Vorstudien von de Arcos (2019) beobachtet werden konnte. Dieser Wirbel entsteht am Übergang zwischen dem senkrechten abgedichteten und dem angestellten offenen Teil des Spaltes und ist deshalb in Abbildung 5.8 als Spaltwirbel V_g gekennzeichnet. Er bewegt sich stromab und interagiert nahe der Saugseite mit dem Sekundärströmungsfeld, welches in Abbildung 5.8 vereinfacht nach Abbildung 2.3 dargestellt ist. Der Spaltwirbel V_g rotiert in dieselbe Richtung wie der saugseitige Ast des Hufeisenwirbels V_{ph} beziehungsweise der Passagenwirbel V_p . Es kann somit vermutet werden, dass der Spaltwirbel V_g den Passagenwirbel V_p verstärkt beziehungsweise sich mit diesem vereinigt. Eine detailliertere Aussage ist auf Basis der Daten von de Arcos (2019) nicht möglich.

Eine weitere Besonderheit ist für den offenen Spalt zu beobachten (Abbildung 5.7, (b)). Hier kann im stromaufliegenden, spaltnahen Bereich (Bereich VI) mit zunehmender

Kühlluftmenge ein reduzierter Wärmeübergang beobachtet werden. Der Bereich deckt sich mit Bereich IV aus Abbildung 5.1 (b). Hier liegt die Vermutung nahe, dass mit zunehmendem Kühlluftmassenstrom der Heißgaseinzug im stromaufliegenden Bereich des Spaltes reduziert und damit auch der in Abschnitt 5.1 beschriebene Effekt der Absaugung der Grenzschicht in diesem Bereich abgeschwächt wird. Derselbe Effekt kann auch für den stromab angestellten Spalt bei der höchsten Kühlluftausblasung (Abbildung 5.7, (d3)) beobachtet werden. Hier lässt sich der Effekt auf Grundlage der vorliegenden thermischen Daten nicht eindeutig erklären. Ein möglicher Erklärungsansatz ist, dass der Spaltwirbel V_g (Abbildung 5.8), welcher bei dieser Variante bei der hohen Kühlluftausblasung auftritt, durch seine Stromaufwirkung den Wärmeübergang in diesem Bereich beeinflusst.

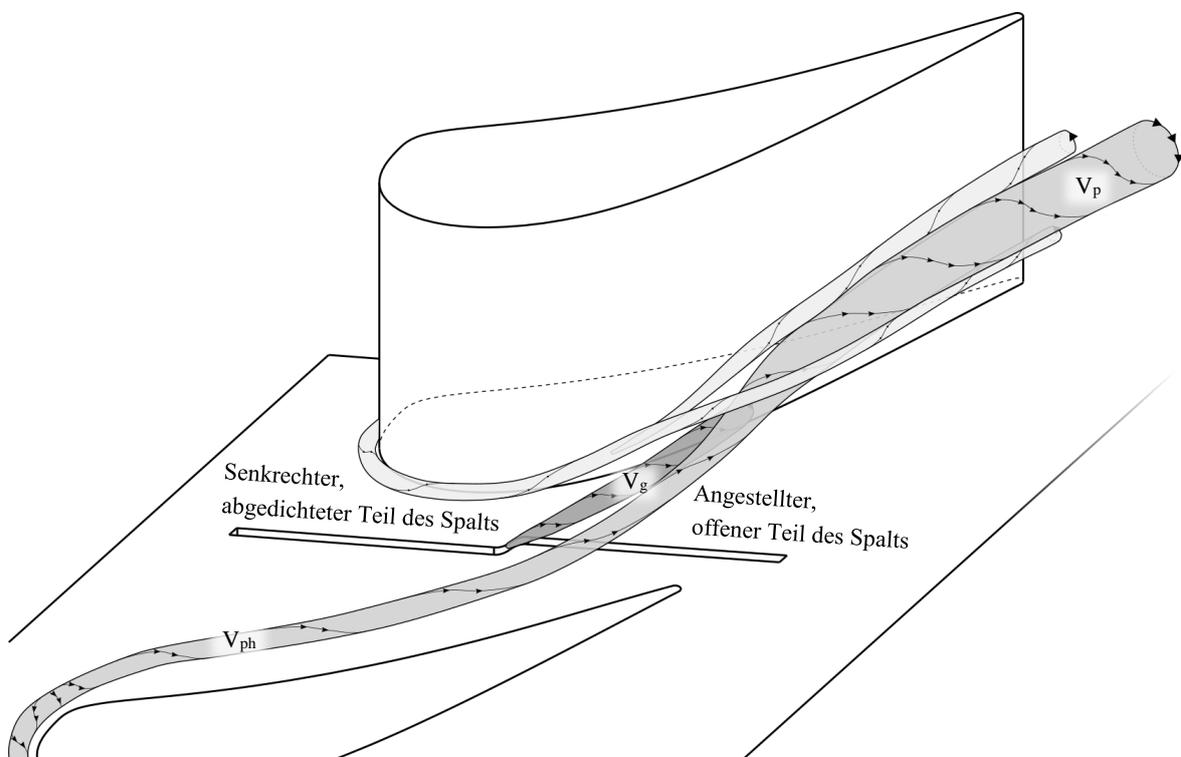


Abbildung 5.8: zusätzlicher Spaltwirbel V_g beim stromab angestellten Spalt bei einem Massenstromverhältnisse $MFR = 1\%$, basierend auf Abbildung 2.3 und de Arcos (2019)

Um die unterschiedlichen Varianten und Kühlluftausblasemengen quantitativ miteinander vergleichen zu können, erfolgt eine flächige Mittelung der Größen für alle Spaltvarianten und Auftragung über das Massenstromverhältnis MFR (Abbildung 5.9). Neben der adiabaten Filmkühleffektivität und der Wärmeübergangserhöhung durch Filmkühlung wird zusätzlich noch die Wärmestromminderung nach Gleichung 2.8 ermittelt und flächig gemittelt, um die kombinierten Effekte von adiabater Filmkühleffektivität und Wärmeübergangserhöhung analysieren zu können. Bei der Berechnung der Wärmeübergangserhöhung und der Wärmestromminderung wird in beiden Fällen ein Wert für den Wärmeübergang ohne Filmküh-

lung benötigt. Da hier zwei Größen als Referenz in Frage kommen, einmal ohne das Vorhandensein eines Midpassage-Gap (α_0) und einmal mit vorhandener Spaltgeometrie aber ohne Kühlluftausblasung ($\alpha_{0,geo}$), erfolgt die Berechnung für beide Größen.¹⁶

Mit zunehmender Kühlluftmenge lässt sich eine Steigerung der adiabaten Filmkühleffektivität beobachten (Abbildung 5.9 (a)). Für die Massenstromverhältnisse $MFR = 0,25\%$ und $0,5\%$ liegen die optimierten Varianten um etwa $\Delta\bar{\eta}_{aW} \approx 0,015$ oberhalb der offenen Variante. Bei dem höchsten Massenstromverhältnis ist dies weiterhin für die stromauf verschlossene Variante der Fall, die stromab angestellte Variante fällt, trotz der erhöhten Filmkühleffektivität nahe der Ausblasestelle, auf das Niveau der offenen Variante.

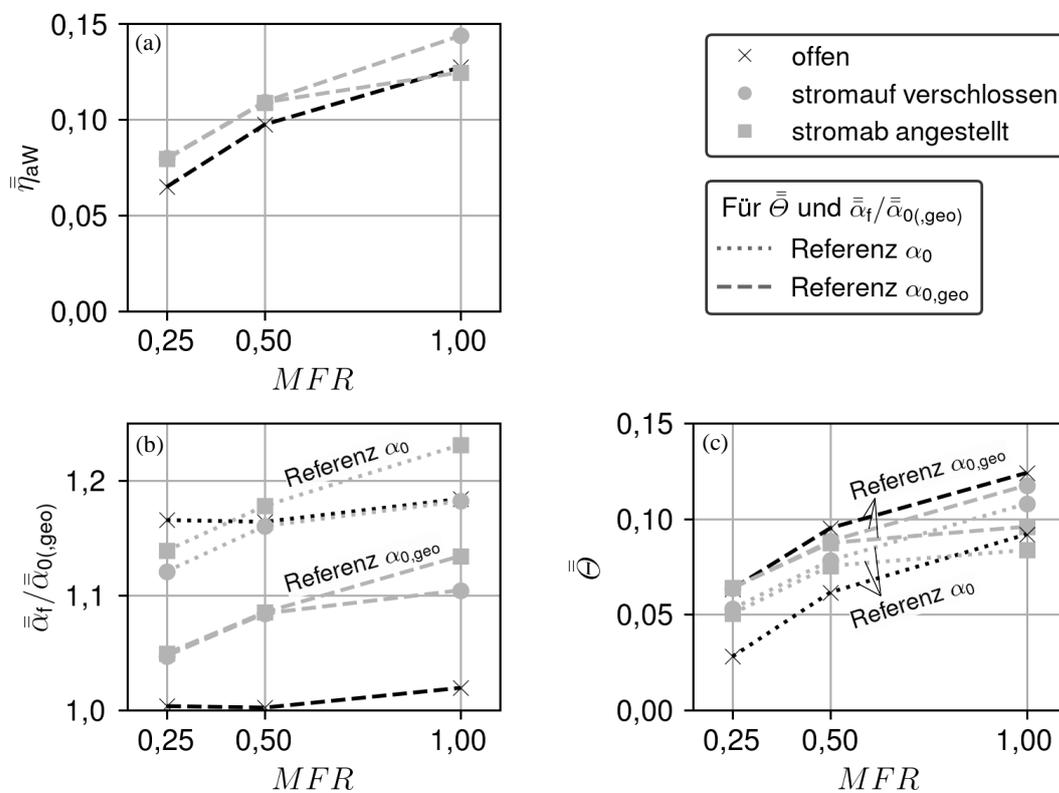


Abbildung 5.9: Flächenmittel der adiabaten Filmkühleffektivität $\bar{\eta}_{aW}$ (a), Wärmeübergangserhöhung, gebildet mit flächigen Mittelwerten, $\bar{\alpha}_f / \bar{\alpha}_{0(geo)}$ (b) und Flächenmittel der Wärmestromminderung $\bar{\Theta}$ (c) auf der Seitenwand

¹⁶ Bei der flächigen Mittelung ist zu beachten, dass aufgrund der leicht in Überströmungsrichtung versetzten Ausblaseposition beim stromab angestellten Spalt mehr des direkt stromab der Ausblasung liegenden Bereichs auf der Messplatte liegt und somit in die Mittelung mit eingeht. Da es sich hierbei um einen Bereich hohen Wärmeübergangs aber auch hoher adiabater Filmkühleffektivität handelt, werden dadurch die Mittelwerte minimal erhöht (grobe Extremwertabschätzung für hohe Kühlluftmassenströme: $\Delta\bar{\eta}_{aW} < 0,008$, $\Delta\bar{\alpha}_f \approx 1\%$, $\Delta\bar{\Theta} < 0,008$). Die beobachteten Tendenzen werden dadurch nicht verfälscht.

Eine Betrachtung der Wärmeübergangserhöhung durch Kühlluftausblasung (Abbildung 5.9 (b)) zeigt mit zunehmendem Kühlluftmassenstrom ebenfalls einen erhöhten Wärmeübergang für alle Spaltvarianten. Der Effekt ist bei den optimierten Varianten zwischen einem Massenstromverhältnis $MFR = 0,25$ und $MFR = 0,5$ deutlich stärker ausgeprägt als bei der offenen Vergleichsvariante. Bei dieser ist annähernd keine Erhöhung zu beobachten. Bei einer Erhöhung des Massenstromverhältnis von $MFR = 0,5$ auf $MFR = 1$ ist bei der offenen und stromauf verschlossenen Variante ein moderater Anstieg zu erkennen. Bei der stromab angestellten Variante ist weiterhin ein starker Anstieg, verursacht durch den bereits erwähnten neu auftretenden Spaltwirbel bei einem Massenstromverhältnis von $MFR = 1$, zu beobachten. Ein Vergleich der Erhöhung des Wärmeübergangs durch Kühlluftausblasung bei unterschiedlichen Wärmeübergangskoeffizienten ohne Filmkühlung als Referenz (gestrichelte Linie: $\alpha_{0,geo}$, gepunktete Linie: α_0) zeigt den größten Unterschied bei der offenen Spaltvariante. Hier überwiegt der Geometrieeffekt, welcher aus dem Verhältnis von gepunkteter Linie zu gestrichelter Linie $((\alpha_f/\alpha_0)/(\alpha_f/\alpha_{0,geo}) = \alpha_{0,geo}/\alpha_0)$ abgelesen werden kann. Eine zusätzliche Kühlluftausblasung führt zu keiner weiteren nennenswerten Erhöhung im Wärmeübergang. Dies lässt sich vermutlich damit erklären, dass es beim offenen Spalt bei einer Erhöhung des Kühlluftmassenstroms gleichzeitig zu einer signifikanten Reduktion des Heißgaseinzugs in den Spalt kommt. Durch die Erhöhung des Kühlluftmassenstroms steigt der Druck im Ausblasemodul, was den Heißgaseinzug reduziert. Dadurch wird der gesamte stromab ausgeblasene Massenstrom nur geringfügig erhöht. Die nur geringere Erhöhung im gesamten ausgeblasenen Massenstrom führt schlussendlich dazu, dass die Erhöhung im Wärmeübergang niedriger ausfällt. Bei den optimierten Spaltvarianten ist durch die Abdichtung stromauf die Auswirkung des Kühlluftmassenstroms beziehungsweise des Drucks im Ausblasemodul auf den Heißgaseinzug deutlich geringer. Hier erhöht sich durch die Ausblasung von Kühlluft der gesamte ausgeblasene Massenstrom stärker und dadurch ist der Effekt auf den Wärmeübergang größer.

Eine finale Bewertung des thermischen Effekts des Midpassage-Gap erfolgt anhand der flächig gemittelten Wärmestromminderung $\bar{\theta}$ (Abbildung 5.9 (c)). Diese entspricht vereinfacht gesprochen einer um die Wärmeübergangserhöhung skalierten adiabaten Filmkühleffektivität und die Verläufe ähneln somit dieser. Wird ausschließlich die Erhöhung des Wärmeübergangs durch Kühlluftausblasung berücksichtigt und somit $\alpha_{0,geo}$ als Referenz herangezogen, liefert die offene Variante die beste Kühlwirkung. Eine Ausnahme stellt die niedrigste Kühlluftmenge dar, bei der alle Varianten nahezu gleichauf liegen. Wird der Geometrieeffekt mit berücksichtigt und α_0 als Referenz verwendet, liefert die stromauf verschlossene Variante für alle Kühlluftmassenströme die beste Kühlwirkung. Für ein Massenstromverhältnis $MFR = 0,25$ und $MFR = 0,5$ liegt die stromab angestellte Variante fast auf demselben Niveau. Für ein Massenstromverhältnis von $MFR = 1$ kann bei dieser nur noch eine geringe Erhöhung der Kühlwirkung beobachtet werden und sie schneidet im Vergleich zu den an-

deren Varianten am schlechtesten ab. Grund hierfür ist zum einen der stark erhöhte Wärmeübergang und zum anderen die nur moderate Erhöhung der Filmkühleffektivität bei einer Erhöhung des Kühlluftmassenstromverhältnisses von $MFR = 0,5$ auf $MFR = 1$.

Bei einer Berücksichtigung der Wärmeübergangserhöhung, sowohl durch die Spaltgeometrie als auch durch die Kühlluftausblasung, schneidet die stromauf verschlossene Variante auf der Seitenwand bezüglich der Kühlwirkung am besten ab. Wie sich dies auf der Schaufelsaugseite verhält, wird im nachfolgenden Abschnitt näher erläutert.

5.3 Analyse des Kühlpotentials auf der Schaufelsaugseite

Wie im Rahmen der Literaturrecherche in Kapitel 2 ausführlich erläutert, hat auf der Seitenwand ausgebrachte Kühlluft das Potential, einen Beitrag zur Kühlung der Schaufelsaugseite zu leisten. Inwiefern dies auch durch aus dem Midpassage-Gap auf der Seitenwand ausgebrachte Kühlluft möglich ist, geht aus der öffentlich zugänglichen Literatur bislang wegen fehlender experimenteller Daten (Abschnitt 2.3) nur sehr begrenzt hervor und soll in diesem Abschnitt näher betrachtet werden.

Um die Ausbreitung der Kühlluft analysieren zu können, eignet sich die adiabate Filmkühleffektivität η_{aw} , welche in Abbildung 5.10 auf der Schaufelsaugseite für unterschiedliche Spaltvarianten ((b), (c), (d)) und Kühlluftmengen ((1), (2), (3)) dargestellt ist. Anhand der offenen Variante des Midpassage-Gap (Abbildung 5.10 (b)) ist das grundsätzliche Verhalten ersichtlich. Im stromabliegenden Bereich der seitenwandnahen Schaufelsaugseite ist ein gekühlter Bereich zu erkennen, welcher sich mit zunehmendem Kühlluftmassenstrom in Stromaufrichtung ausbreitet und an Intensität gewinnt. Dieses Verhalten kann für alle Spaltvarianten beobachtet werden. Der komplette Datensatz ist im Anhang in Abschnitt A3 zu finden. Dennoch gibt es Unterschiede zwischen den unterschiedlichen Geometrievarianten, welche Anhand der Daten für den höchsten Kühlluftmassenstrom (Abbildung 5.10 (3)) herausgearbeitet werden sollen. Für den stromauf verschlossenen Spalt (Abbildung 5.10 (c3)) lässt sich insbesondere nahe der Seitenwand eine deutlich gesteigerte Filmkühleffektivität im Vergleich zum offenen Spalt (Abbildung 5.10 (b3)) erkennen. Der Ausbreitungsbereich der Kühlluft ist nur minimal vergrößert. Für den stromab angestellten Spalt (Abbildung 5.10 (d3)) kann ein ähnlicher Effekt beobachtet werden. Eine Besonderheit liegt jedoch im stromabliegenden, seitenwandnahen Bereich, mit I gekennzeichnet, vor. Hier ist die adiabate Filmkühleffektivität im Vergleich zu den anderen Spaltvarianten deutlich reduziert. Die Kühlluft scheint sich schneller mit dem Heißgas auszumischen beziehungsweise früher komplett von der Seitenwand abzuheben. Dies lässt sich auch in den Messdaten auf der Seitenwand beobachten (Abbildung 5.5). Hier ist in Überströmungsrichtung des Spaltes stromab, insbesondere nahe der Saugseite, ein deutlich schnellerer Abfall der Kühlwirkung zu beobachten als bei den anderen Varianten, besonders beim hohen Kühlluftmassenstrom.

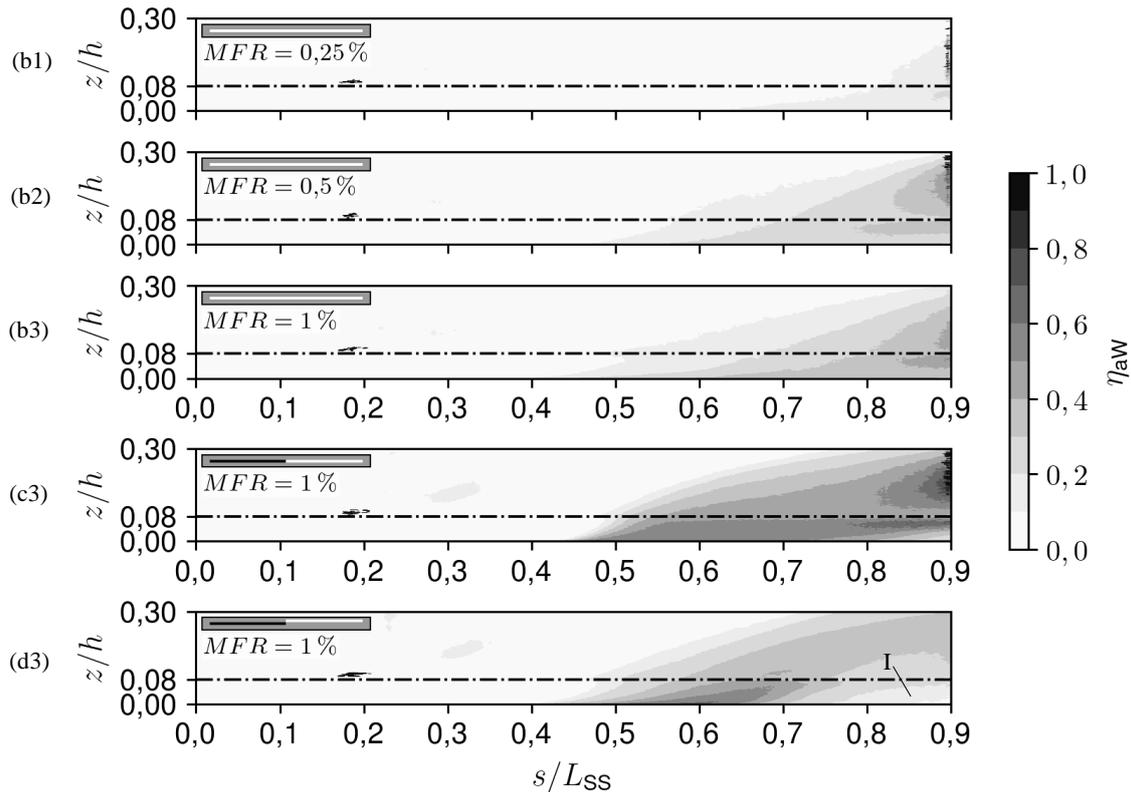


Abbildung 5.10: Adiabate Filmkühleffektivität η_{aW} auf der Schaufelsaugseite für alle Midpassage-Gap-Varianten, ausgenommen die verschlossene Variante, und ausgewählte Massenstromverhältnisse MFR

Die Messdaten für die Wärmeübergangserhöhung mit Filmkühlung $\alpha_f/\alpha_{0,geo}$ sind für die selben Varianten und Betriebspunkte in Abbildung 5.11 dargestellt. Hier ist der komplette Datensatz ebenfalls im Anhang in Abschnitt A4 zu finden. Für alle Varianten und Kühlluftausblasmengen lassen sich zwei parallele Streifen erhöhten (*I*) und gesenkten (*II*) Wärmeübergangs erkennen. Diese deuten auf eine Verschiebung des Sekundärströmungsfeldes durch das Ausblasen von Kühlluft hin. Anhand des für den offenen Midpassage-Gap komplett dargestellten Datensatzes (Abbildung 5.11 (b)) lässt sich erkennen, dass sich die Streifen erhöhten und gesenkten Wärmeübergangs für die Massenstromverhältnisse $MFR = 0,25$ und $MFR = 0,5$ in etwa die Waage halten. Für das hohe Massenstromverhältnis $MFR = 1$ dominiert die Erhöhung. Hier scheint es zusätzlich noch zu einer Verstärkung des Sekundärwirbelsystems zu kommen. Dies lässt sich für alle Varianten in dieser Form beobachten. Eine Ausnahme stellt die Variante mit dem stromab angestellten Spalt beim höchsten Massenstromverhältnis dar (Abbildung 5.11 (d3)). Hier zeigt sich ein großer Bereich sehr stark erhöhten Wärmeübergangs (*III*), welcher in dieser Form auch bereits auf der Seitenwand (Abbildung 5.7 (d3), Bereich *V*) beobachtet werden konnte. Dies legt den Schluss nahe, dass der erhöhte Wärmeübergang auf der Saugseite ebenfalls dem Spaltwirbel beziehungsweise einem durch diesen verstärkten Passagenwirbel zugeordnet werden kann (Abbildung 5.8). Ein Vergleich mit den Verläufen der adiabaten Filmkühleffektivität zeigt, dass

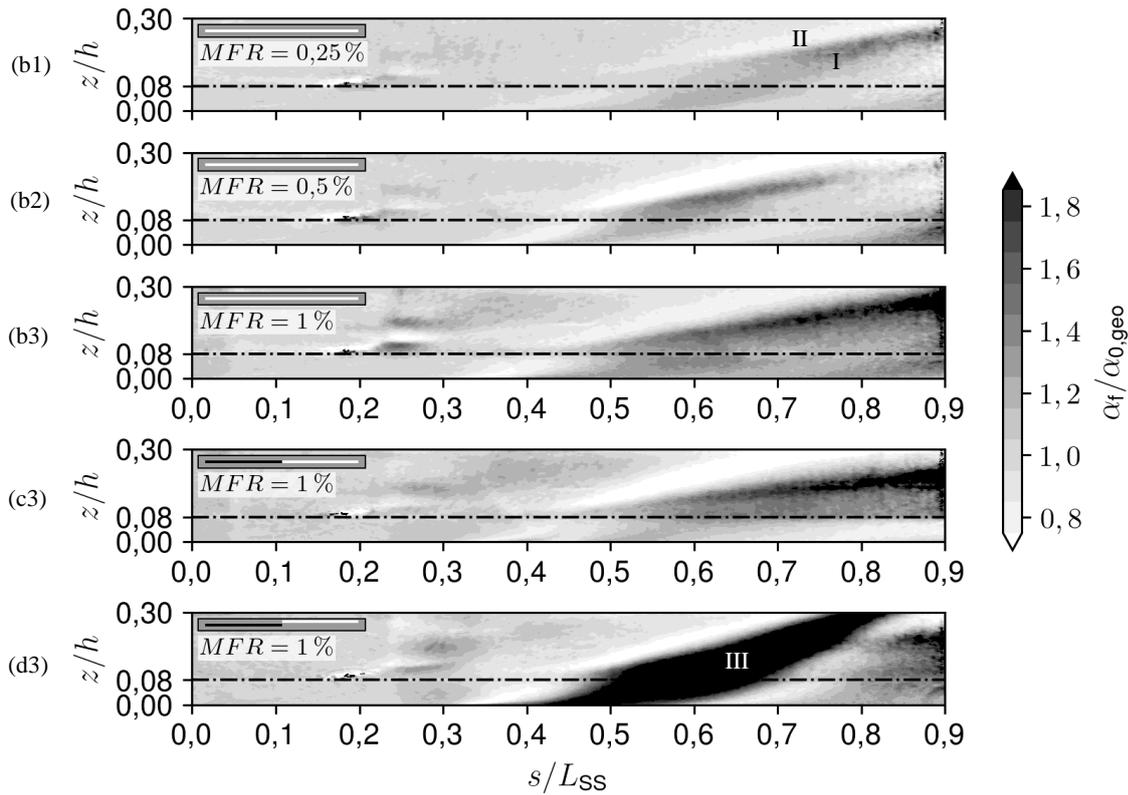


Abbildung 5.11: Wärmeübergangserhöhung durch Filmkühlung $\alpha_f/\alpha_{0,geo}$ auf der Schaufelsaugseite für alle Midpassage-Gap-Varianten, ausgenommen die verschlossene Variante, und ausgewählte Massenstromverhältnisse MFR

der Bereich stark erhöhten Wärmeübergangs mit der Begrenzung des gekühlten Bereichs korrespondiert (Abbildung 5.10 (d3)).

Um die beobachteten Effekte quantitativ bewerten zu können, erfolgt äquivalent zur Seitenwand eine flächige Mittelung der adiabaten Filmkühleffektivität, die Ermittlung der Wärmeübergangserhöhung aus flächigen Mittelwerten und eine flächige Mittelung der Wärmestromminderung (Abbildung 5.12) auf der Saugseite. Die Darstellung erfolgt für alle Spaltvarianten und Kühlluftmassenstromverhältnisse. Bei der Wärmeübergangserhöhung und der Wärmestromminderung erfolgt die Berechnung mit beiden möglichen Referenzen für den Wärmeübergang ohne Filmkühlung. Wie auf der Seitenwand nimmt das Flächenmittel der adiabaten Filmkühleffektivität $\bar{\eta}_{aw}$ (Abbildung 5.12 (a)) für alle Spaltvarianten mit zunehmender Kühlluftmenge zu. Die offene Spaltgeometrie zeigt für alle Kühlluftmassenströme die niedrigsten Flächenmittel der adiabaten Filmkühleffektivität. Die beiden optimierten Varianten liegen für die niedrigen Kühlluftmassenstromverhältnisse in etwa gleich auf. Beim hohen Kühlluftmassenstromverhältnis $MFR = 1$ dominiert die stromauf verschlossene Variante.

Die Werte für die Wärmeübergangserhöhung, gebildet mit flächigen Mittelwerten, sind in Abbildung 5.12 (b) dargestellt. Die Daten mit dem Wärmeübergangskoeffizienten ohne

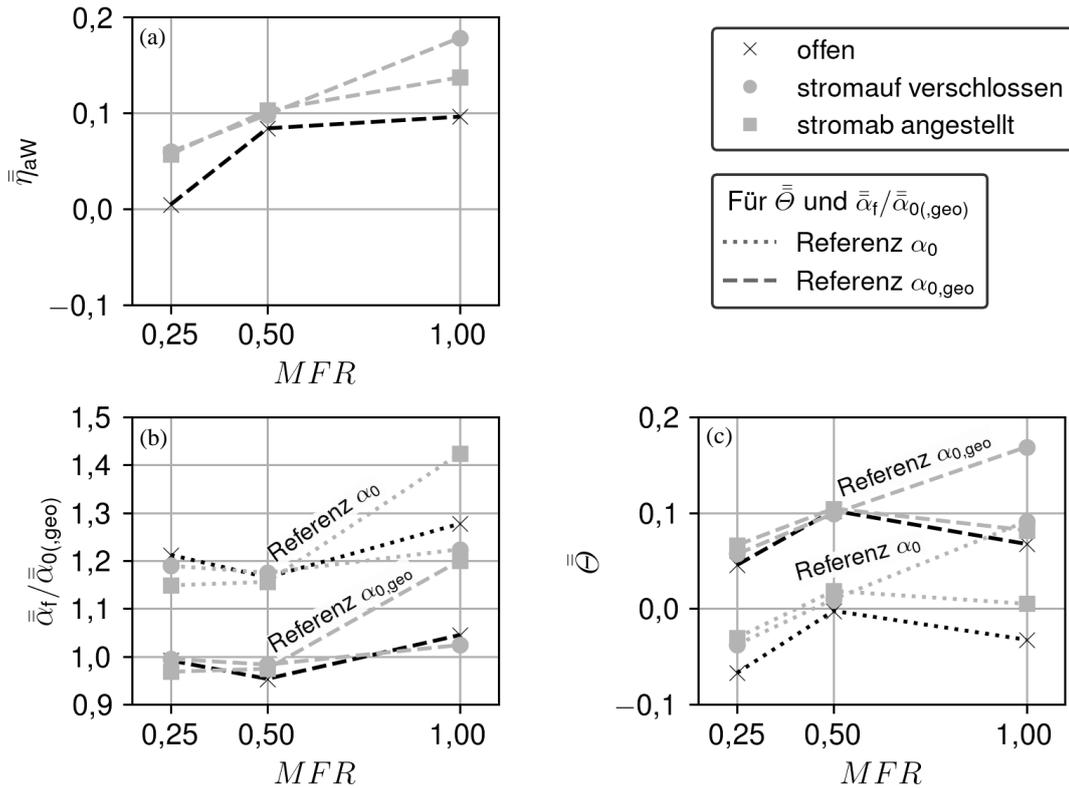


Abbildung 5.12: Flächenmittel der adiabaten Filmkühleffektivität $\bar{\eta}_{aW}$ (a), Wärmeübergangserhöhung, gebildet mit flächigen Mittelwerten, $\bar{\alpha}_f / \bar{\alpha}_{0(geo)}$ (b) und Flächenmittel der Wärmestromminderung $\bar{\Theta}$ (c) auf der Schaufelsaugseite

Filmkühlung mit vorhandener Spaltgeometrie $\alpha_{0,geo}$ als Referenz (gestrichelte Linie) zeigen, dass für die Kühlluftmassenstromverhältnisse $MFR = 0,25$ und $MFR = 0,5$ für alle Spaltvarianten die Kühlluftausblasung global betrachtet zu keiner weiteren Erhöhung im Wärmeübergang führt. Für manche Betriebspunkte kann eine geringfügige Reduktion beobachtet werden. Das Vorhandensein eines Midpassage-Gap führt jedoch dazu, dass der Wärmeübergang um bis zu 20% global erhöht ist. Dies lässt sich aus dem Verhältnis von gepunkteten Kurven mit α_0 als Referenz zu gestrichelten Kurven mit $\alpha_{0,geo}$ als Referenz ablesen beziehungsweise ist auch bereits in Abbildung 5.4 dargestellt. Für das hohe Kühlluftmassenstromverhältnis $MFR = 1$ ist für die offene und stromauf verschlossene Variante eine leichte Erhöhung im Wärmeübergang zu beobachten. Für die stromab angestellte Variante führt die lokale starke Erhöhung des Wärmeübergangs (Abbildung 5.11 Bereich III) zu einer globalen Erhöhung um etwa 20% bei einer Erhöhung des Kühlluftmassenstroms von $MFR = 0,5$ auf $MFR = 1$.

Eine Betrachtung der Wärmestromminderung (Abbildung 5.12 (c)) zeigt, dass bei Berücksichtigung der gesamten Wärmeübergangserhöhung (gepunktete Kurve mit α_0 als Referenz) für das niedrigste Massenstromverhältnis $MFR = 0,25$ global ein negativer Wert beobachtet werden kann. Dies entspricht einer Zunahme des Wärmestroms. Für die stromab angestellte

Variante lässt sich die geringste Zunahme im Wärmestrom beobachten. Für die offene und stromab angestellte Variante ist für höhere Massenstromverhältnisse nur eine geringfügige Verbesserung zu beobachten. Für die stromauf verschlossene Variante kann für ein Kühlluftmassenstromverhältnis von $MFR = 1$ eine deutliche Wärmestromminderung betrachtet werden. Wird ausschließlich die Wärmeübergangserhöhung durch die Ausblasung von Kühlluft berücksichtigt (gestrichelte Kurve mit $\alpha_{0,geo}$ als Referenz), kann für alle Varianten und Kühlluftmassenströme eine positive Wärmestromminderung beobachtet werden. Die grundsätzliche Charakteristik bleibt die selbe.

Zusammengefasst führt die stromauf verschlossene Variante für hohe Kühlluftmassenströme zu der besten Kühlwirkung auf der Schaufelsaugseite. Für niedrige Kühlluftmassenströme führt die stromab angestellte Variante zu der geringsten Zunahme des Wandwärmestroms. Der auftretende Spaltwirbel bei der hohen Kühlluftmenge führt bei der stromab angestellten Variante auch auf der Saugseite zu einem starken Einbruch in der Wärmestromminderung.

Wird die Seitenwand und die Schaufelsaugseite kombiniert betrachtet und die gesamte Wärmeübergangserhöhung mit berücksichtigt, führen beide optimierten Varianten bei Kühlluftmassenstromverhältnissen von $MFR = 0,25$ und $MFR = 0,5$ zu einer Verbesserung der Kühlwirkung im Vergleich zur offenen Variante. Bei einem Kühlluftmassenstromverhältnis von $MFR = 1$ ist nur noch für die stromauf verschlossene Variante ein klarer Vorteil gegenüber der offenen Variante ersichtlich.

5.4 Analyse der Messdaten entlang von projizierten Stromlinien

Nach dieser umfangreichen thermischen Analyse der unterschiedlichen Spaltvarianten sowohl auf der Seitenwand als auch auf der Schaufelsaugseite folgt nun eine Auswertung der Messdaten entlang von auf die Seitenwand projizierten Stromlinien und ein Vergleich mit den bereits vorgestellten Korrelationen. Das Vorgehen erfolgt in Anlehnung an die Arbeit von Kneer (2017). Ziel dieser Untersuchung ist es zum einen herauszufinden, inwiefern trotz der komplexen Strömungsstrukturen in einer Schaufelpassage eine Beschreibung der Vorgänge mittels einfacher Korrelationen möglich ist. Zum anderen soll ein vertieftes Verständnis des thermischen Verhaltens bei unterschiedlichen Kühlluftmengen und Spaltvarianten gewonnen werden.

Um die Messdaten entlang von Stromlinien auswerten zu können, wird in einem ersten Schritt im nachfolgenden Unterabschnitt 5.4.1 das Vorgehen hierzu und die Generierung der Stromlinien beschrieben. Nach einer Projektion der Stromlinien auf die Seitenwand werden in einem zweiten Schritt die Messdaten entlang der Stromlinien analysiert und mit einer Auswahl der in Unterabschnitt 2.1.3 erläuterten Korrelationen verglichen. Die Analyse erfolgt ausschließlich für die adiabate Filmkühleffektivität, da hierfür passende Korrelationen verfügbar sind (siehe Unterabschnitt 2.1.3).

5.4.1 Vorgehen zur Datenauswertung entlang von projizierten Stromlinien

Die Stromlinien werden aus Daten einer numerischen Strömungssimulation der Schaufelpassage ohne Kühlluftspalte (Abbildung 3.3 links) erzeugt, welche von Haber (2020) durchgeführt wurde. Die Rechnung erfolgte stationär mit modellierter Turbulenz (k, ω -SST Modell) unter Berücksichtigung der Kompressibilität des Fluids. Alle Wände wurden als adiabatisch angenommen.

Für die Auswertung werden vereinfacht zweidimensionale Stromlinien generiert. Zweidimensional bedeutet, dass die z -Komponente der Strömung (seitenwandnormale Komponente) vernachlässigt wird und sich so „ebene“ Stromlinienfelder in verschiedenen (seitenwandparallelen) x, y -Ebenen erzeugen lassen. Die Stromlinien starten entlang des Midpassage-Gap im Zentrum des Spaltes. Hierfür wird die Position des Midpassage-Gap (x, y -Koordinaten) in das numerische Modell übernommen und in jede x, y -Ebene, in der Stromlinien erzeugt werden sollen, projiziert. Bei der Generierung der Stromlinien wird nur die stromabliegende Hälfte des Midpassage-Gap berücksichtigt, da nur in diesem Bereich eine Kühlluftausblasung bei den optimierten Varianten möglich ist. In Abbildung 5.13 sind exemplarische Stromlinien in vier verschiedenen, mit der Schaufelhöhe entdimensionierten, Wandabständen $z/h = 0,001 \dots 0,5$ auf die Seitenwand projiziert dargestellt. Hinterlegt ist für alle Varianten die experimentell bestimmte adiabate Filmkühleffektivität für den stromauf verschlossenen Spalt bei einer Ausblaserate von $MFR = 1\%$. Es lässt sich erkennen, dass mit abnehmendem Wandabstand die Übereinstimmung zwischen dem Verlauf der Stromlinien und dem Filmkühlabdruck zunimmt. Bei großen Wandabständen, insbesondere in der Kanalmitte ($z/h = 0,5$), zeigt sich ein deutlicher Unterschied in der Richtung der Stromlinien und der Ausbreitung des Filmkühlabdrucks. Die Kühlluftausbreitung folgt dem wandnahen Strömungsfeld. Hier liegt, verursacht durch die in Unterabschnitt 2.2.1 beschriebene Querströmung, eine Überumlenkung der Strömung vor. Die Strömung in der Kanalmitte folgt in erster Näherung dem Schaufelprofil.

Für die weitere Betrachtung werden die auf die Seitenwand projizierten Stromlinien bei einem Wandabstand von $z/h = 0,001$ herangezogen. Dieser Wandabstand befindet sich im Bereich der Stromlinien im Mittel im Übergangsbereich zwischen viskoser Unterschicht und dem logarithmischen Bereich der Seitenwandgrenzschicht. Hier passen der Verlauf der Stromlinien und die Ausbreitungsrichtung der Kühlluft gut zusammen. Äquivalente, exemplarische Vergleiche der Stromlinien mit thermischen Daten für die weiteren untersuchten Spaltvarianten sind im Anhang in Abschnitt A5 zu finden.

Die Stromlinien bei einem Wandabstand von $z/h = 0,001$ und die Ausbreitungsrichtung der Kühlluft passen nicht für alle untersuchten Varianten perfekt zusammen. Dies liegt unter anderem daran, dass in der numerischen Untersuchung von Haber (2020), der die Stromlinien entstammen, die Kühlluftausblasung und die damit einhergehende Beeinflussung der Grenzschicht nicht berücksichtigt wurde. Für jede untersuchte Kühlluftausblasemenge und Spaltgeometrie ließen sich individuell passende Stromlinien identifizieren. Im Rahmen

dieser Arbeit wird äquivalent zu Kneer (2017) jedoch darauf verzichtet. Dadurch ist ein Vergleich zwischen unterschiedlichen Varianten einfach möglich und es kommt kein zusätzlicher Parameter hinzu. Die gewählten Stromlinien in einem Wandabstand von $z/h = 0,001$, bei deren Ermittlung eine Kühlluftausblasung nicht berücksichtigt wurde, stellen einen guten Kompromiss für alle untersuchten Spaltvarianten und Kühlluftausblasemengen dar.

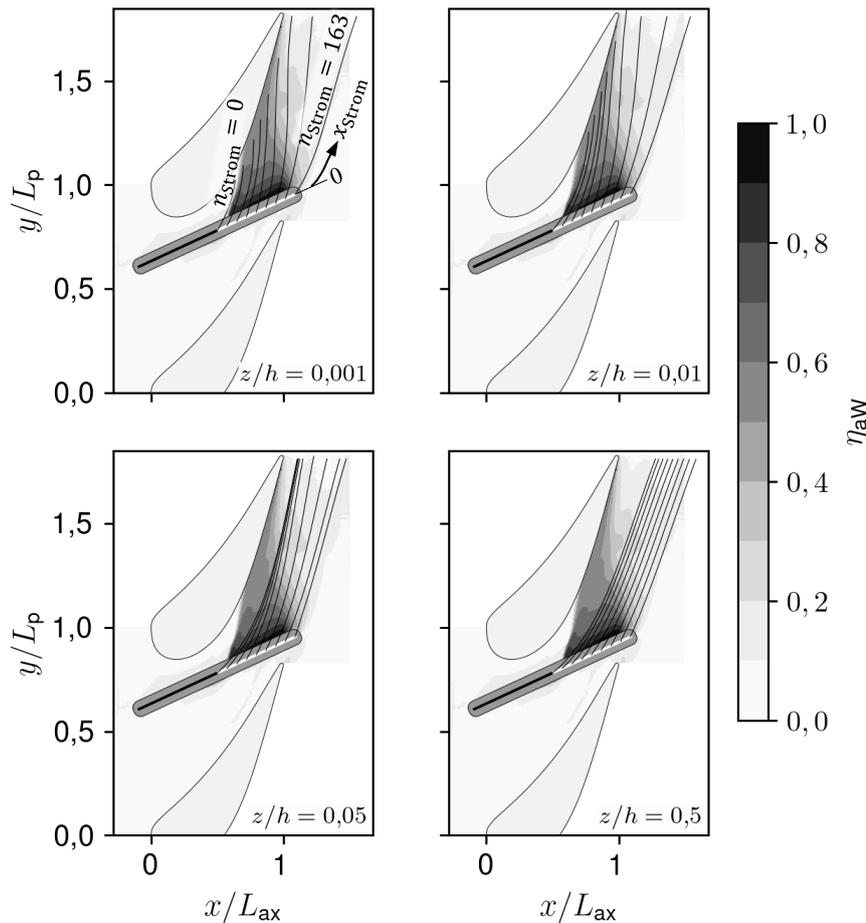


Abbildung 5.13: Adiabate Filmkühleffektivität η_{aw} auf der Seitenwand für $MFR = 1\%$ für den stromauf verschlossenen Spalt mit überlagerten Stromlinien bei unterschiedlichen Wandabständen z/h

In einem nächsten Auswerteschritt werden die Messdaten für die adiabate Filmkühleffektivität auf die auf die Seitenwand projizierten Stromlinien interpoliert. Damit ist eine Darstellung der Daten in x_{Strom}, n_{Strom} -Stromlinienkoordinaten möglich. x_{Strom} beschreibt dabei die Lauflänge der Stromlinie, n_{Strom} entspricht der Nummer der Stromlinie (Abbildung 5.13, $z/h = 0,001$). Insgesamt erfolgt die Auswertung entlang von 164 Stromlinien, was einer geometrischen Auflösung am Start der Stromlinien im Zentrum des Midpassage-Gap von 0,5 mm entspricht.

In Abbildung 5.14 oben ist exemplarisch die adiabate Filmkühleffektivität für den stromauf verschlossenen Spalt bei einer Ausblaserate von $MFR = 1\%$ im Stromlinienkoordinatensystem dargestellt. Im stromabliegenden Bereich bei niedrigen Stromliniennummern n_{Strom} fehlen Werte. In diesem Bereich treffen die Stromlinien auf die Saugseite der Schaufel und können für diese zweidimensionale Betrachtung nicht weitergeführt werden. Ebenso sind im stromaufliegenden Bereich bis $x_{\text{Strom}} \approx 10$ mm keine Messdaten vorhanden, da sich in diesem Bereich das Midpassage-Gap-Ausblasemodul aus Kunststoff befindet. Der Kurvenverlauf in Abbildung 5.14 unten ergibt sich durch eine laterale Mittelung in n_{Strom} -Richtung. Dieses Vorgehen wird für alle Spaltgeometrien und Betriebspunkte angewandt. Dadurch wird der Einfluss von Ungenauigkeiten zwischen den Stromlinien und der tatsächlichen Kühlluftausbreitung verringert, die Daten auf eine Dimension reduziert und so ein Vergleich mit Korrelationen ermöglicht.

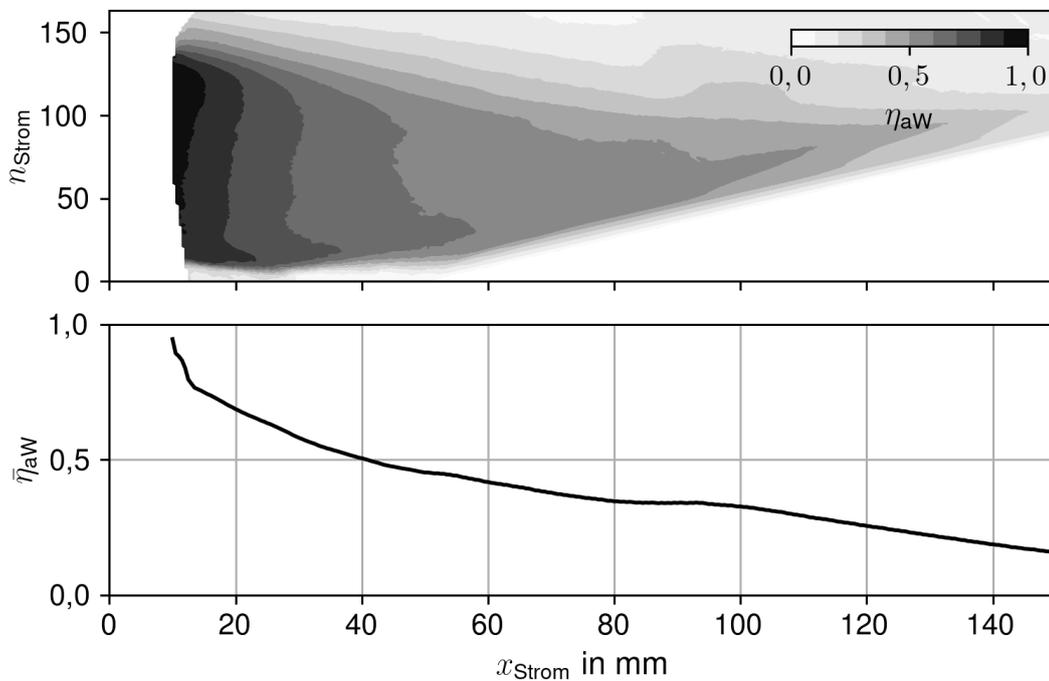


Abbildung 5.14: Adiabate Filmkühleffektivität η_{aW} stromab des Midpassage-Gap für $MFR = 1\%$ für den stromauf verschlossenen Spalt in Stromlinienkoordinaten (oben) und laterale Mittelung in n_{Strom} -Richtung (unten)

5.4.2 Analyse der Filmkühleffektivität entlang von projizierten Stromlinien

In Abbildung 5.15 sind die lateralen Mittelwerte der adiabaten Filmkühleffektivität $\bar{\eta}_{aW}$ über die Lauflänge x_{Strom} für alle Betriebspunkte und Geometrievarianten aufgetragen. Die unterschiedlichen Stricharten entsprechen unterschiedlichen Kühlluftmassenströmen, die unterschiedlichen Farben der Linien unterschiedlichen Spaltvarianten. Für alle Fälle lässt sich ein streng monotonen Fallen des lateralen Mittelwertes der adiabaten Filmkühleffektivität

mit zunehmender Lauflänge beobachten. Eine Ausnahme ist im Bereich $x_{\text{Strom}} \approx 80 \dots 100$ mm beobachtbar. Hier ist für alle Fälle ein Plateau mit teilweise geringem Anstieg der adiabten Filmkühleffektivität zu erkennen. Ein möglicher Grund für das Plateau stellt zum einen eine Interaktion der Kühlluft mit dem Sekundärströmungsfeld dar. Zum anderen liegen mit zunehmender Lauflänge weniger Stromlinien und somit weniger Daten zur Mittelung vor, was ebenfalls zu Abweichungen führen kann. Generell lässt sich, wie auch schon in Abschnitt 5.2 beschrieben, mit steigender Kühlluftmenge eine Zunahme der adiabten Filmkühleffektivität beobachten.

Für einen Vergleich der unterschiedlichen Spaltvarianten werden mehrere Bereiche unterschieden. Direkt stromab der Ausblasung $x_{\text{Strom}} < 15$ mm sind die Messdaten durch Randeffekte beeinflusst und eine Interpretation dadurch schwierig. Für die stromab angestellte Variante sind Daten weiter stromauf verfügbar. Der Grund liegt darin, dass durch das Neigen des Spaltes dieser näher an die Messplatte heranrückt und sich der überströmte Bereich des Ausblasemoduls, in welchem keine Messdaten vorliegen, dadurch verkürzt.

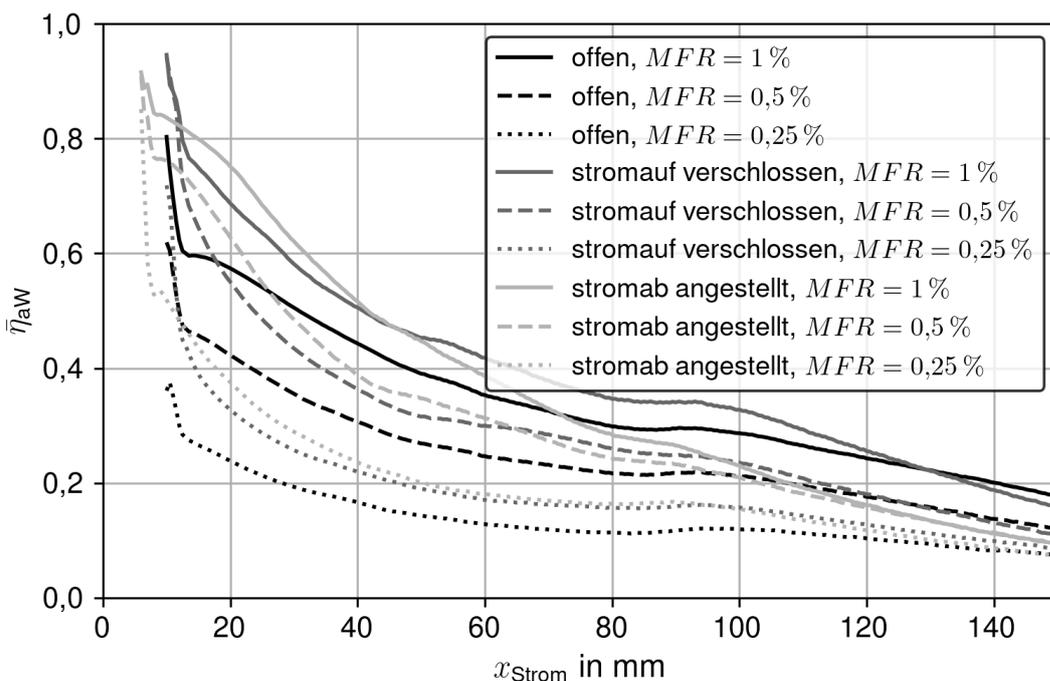


Abbildung 5.15: Laterale Mittelwerte der adiabten Filmkühleffektivität für alle Spaltvarianten und Betriebspunkte über die Lauflänge x_{Strom}

Weiter stromab schließt sich ein Bereich an, in welchem die stromab angestellte Variante bei allen Kühlluftmengen die höchsten adiabten Filmkühleffektivitäten aufweist, gefolgt von der stromauf verschlossenen Variante. Die niedrigsten Werte können bei der offenen Variante beobachtet werden. Dies deckt sich mit den Erwartungen beziehungsweise der Intention, mit denen die optimierten Spaltvarianten entwickelt wurden (Unterabschnitt 3.1.4).

Mit zunehmender Lauflänge dreht sich die Reihenfolge jedoch um, das heißt der Abfall in der adiabaten Filmkühleffektivität ist für die stromab angestellte Variante am größten, gefolgt von der stromauf verschlossenen. Bei den hohen Kühlluftmassenströmen geschieht dies früher als bei den niedrigen. So hat für ein Massenstromverhältnis von $MFR = 0,5\%$ und 1% bereits bei $x_{\text{Strom}} \approx 130$ mm ein vollständiger Wechsel der Reihenfolge stattgefunden. Bei einem Massenstromverhältnis von $MFR = 0,25\%$ hat bis zum Ende des Auswertebereichs bei $x_{\text{Strom}} = 150$ mm (noch) kein vollständiger Wechsel stattgefunden. Das Niveau des stromab verschlossenen Spaltes ist jedoch bereits auf das Niveau des offenen Spaltes gefallen.

Der starke Abfall in der adiabaten Filmkühleffektivität entlang der Lauflänge für den stromab angestellten Spalt erklärt, warum die adiabate Filmkühleffektivität bei einem Massenstromverhältnis von $MFR = 1\%$ im Flächenmittel auf das Niveau des offenen Spaltes zurückfällt (Abbildung 5.9 (a)). Die hohe adiabate Filmkühleffektivität nahe der Ausblasestelle kann den starken Abfall weiter stromab nicht kompensieren.

Wie in Unterabschnitt 2.1.2 und 2.1.3 herausgearbeitet beeinflussen die Spaltweite s und die Ausblaserate M die Kühlwirkung maßgeblich. Die Lauflänge x_{Strom} , bezogen auf das Produkt dieser beiden Faktoren, findet sich in den meisten Korrelationen als Haupteinflussparameter wieder. Diese Entdimensionierung der Lauflänge wird auch auf die vorliegenden Messdaten angewandt. Die Spaltweite entspricht $s = 2$ mm (Abbildung 3.6). Für die Ausblaserate wird der Mittelwert entlang des Spaltes ermittelt. Hierfür wird angenommen, dass es zu keinem Heißgaseinzug kommt und die Kühlluft nur in der stromabliegenden Hälfte des Midpassage-Gap austritt. Dies ist insbesondere für den offenen Spalt bei niedrigen Massenstromverhältnissen eine starke Vereinfachung. Die zur Bestimmung der mittleren Ausblaserate \bar{M} erforderliche mittlere Massenstromdichte des Heißgases wird aus den numerischen Daten von Haber (2020) in der Freiströmung bei einem Wandabstand von $z/h = 0,5$ (Mittelschnitt) ermittelt. Hierzu werden die lokalen Werte für die Massenstromdichte entlang der stromabliegenden Hälfte des Spaltes (Startposition der Stromlinien) gemittelt. Dass, wie anhand der Stromlinien in Abbildung 5.13 zu erkennen, im Bereich der Ausblasung die Heißgasströmung nicht senkrecht zum Spalt verläuft, wird vernachlässigt. Da sich durch das Anstellen des Spaltes die Spaltposition minimal ändert, ergeben sich für den stromab angestellten Spalt geringfügig andere Werte. Der Mittelwert der Massenstromdichte der Kühlluft ergibt sich aus dem zugehörigen Kühlluftmassenstrom und der Querschnittsfläche der stromabliegenden Hälfte des Spaltes. Die mittleren Ausblaseraten für die unterschiedlichen Varianten sind in Tabelle 5.2 gezeigt. Ebenso ist die mittlere Kühlluftreynoldszahl, gebildet mit der Spaltweite und der mittleren Kühlluftmassenstromdichte, für alle Massenstromverhältnisse dargestellt.

Wird die adiabate Filmkühleffektivität über $x_{\text{Strom}}/(\bar{M}s)$ aufgetragen, ergibt sich der in Abbildung 5.16 dargestellte Zusammenhang. Es lässt sich erkennen, dass die Messdaten für die unterschiedlichen Betriebspunkte stark zusammenrücken. Dies deutet darauf hin, dass auch

Tabelle 5.2: Mittlere Ausblaseraten und Kühlluftreynoldszahlen für unterschiedliche Spaltgeometrien und Massenstromverhältnisse

Massenstrom- verhältnis MFR	Mittlere Ausblaserate \bar{M}		Mittlere Kühlluft- reynoldszahl \bar{Re}_{KI}
	offen, stromauf verschlossen	stromab angestellt	
0,25%	0,203	0,198	3836
0,5%	0,406	0,397	7671
1%	0,812	0,793	15343

bei dieser komplexen Strömungssituation die Ausblaserate einen der dominierenden Faktoren darstellt. Da die Spaltweite im Experiment nicht variiert wurde, ist zum Einfluss der Spaltweite keine Aussage möglich. Trotz des Zusammenrückens sind gewisse Abweichungen beobachtbar. So liegt die offene Spaltvariante bei der niedrigsten Kühlluftmenge ($MFR = 0,25\%$) deutlich unterhalb der restlichen Messdaten. Dies lässt sich mit dem starken Heißgaseinzug im stromaufliegenden Teil des Spaltes für diesen Betriebspunkt und der damit einhergehenden reduzierten Kühlwirkung erklären. Das Heißgas mischt sich im

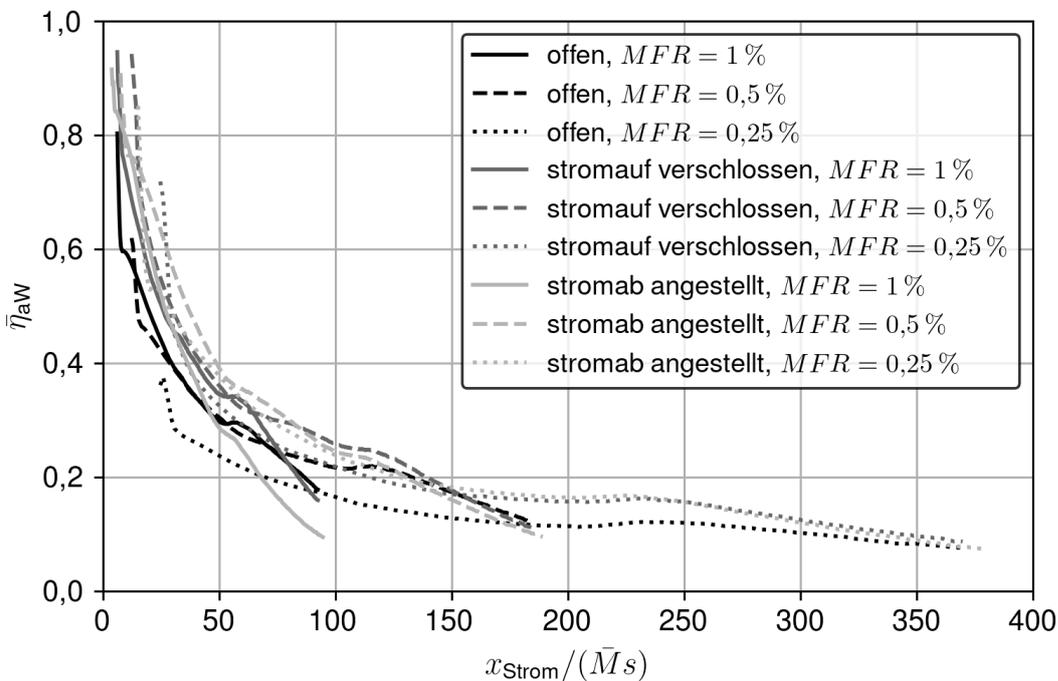


Abbildung 5.16: Laterale Mittelwerte der adiabaten Filmkühleffektivität für alle Spaltvarianten und Betriebspunkte über die entdimensionierte Lauflänge $x_{Strom}/(\bar{M}s)$

Ausblasemodul mit der Kühlluft und wird stromab mit ausgeblasen. Des Weiteren lassen sich stromab des bereits in Abbildung 5.15 beobachteten Plateaus, insbesondere für ein Massenstromverhältnis von $MFR = 1\%$, deutlich niedrigere adiabate Filmkühleffektivitäten beobachten. Die Position des Plateaus tritt aufgrund des Bezugs der Lauflänge x_{Strom} auf die mittlere Ausblaserate \bar{M} nun abhängig vom Kühlluftmassenstrom bei unterschiedlichen Werten für $x_{\text{Strom}}/(\bar{M}s)$ auf.

Die experimentellen Daten sollen in einem letzten Schritt mit Korrelationen verglichen werden. Hierzu werden zwei Korrelationen unterschiedlicher Komplexität aus den in Unterabschnitt 2.1.3 vorgestellten Korrelationen ausgewählt. Zum einen kommt die einfachste Korrelation in der Form $\eta_{aW} = A \cdot (x/(M \cdot s))^B$ (Gleichung 2.12) zum Einsatz. Es werden die Koeffizienten für wandnormale Ausblasung nach Seban et al. (1957) ($A = 2,2$ und $B = -0,5$) verwendet. Die Korrelation wurde in Seban et al. (1957) im Bereich $x/(M \cdot s) \approx 10 \dots 800$ und $M = 0,19 \dots 0,71$ validiert und deckt somit einen Großteil des Bereichs der Messdaten dieser Arbeit ab. Das Dichteverhältnis lag bei $DR < 1$ und weicht somit von dem in dieser Arbeit ab. Für eine Ausblasung unter einem Winkel von $\gamma = 45^\circ$ sind für diesen Korrelationstyp keine Koeffizienten in der öffentlich zugänglichen Literatur zu finden.

Als zweite Korrelation wird die Korrelation von Goldstein und Haji-Sheikh (1967) (nach Goldstein (1971)) herangezogen (Gleichung 2.14). Diese beinhaltet den Einfluss des Ausblasewinkels, der Stoffdaten sowie die Kühlluftreynoldszahl implizit und ist dadurch deutlich umfangreicher. Die Korrelation wurde in Goldstein (1971) mit Daten im Bereich $x/(M \cdot s) \approx 20 \dots 500$, $M = 0,18 \dots 0,58$ und $Re_{\text{kl}} = 620 \dots 6220$ für verschiedene Ausblasewinkel validiert und deckt somit einen weiten Bereich der Messdaten ab. Abstriche müssen für die hohen Kühlluftmassenströme bei der Ausblaserate und der Kühlluftreynoldszahl gemacht werden. Das Dichteverhältnis lag bei den Validierungsdaten unter eins und weicht somit von dem in dieser Arbeit ab.

Aufgrund der Struktur der Korrelationen bietet sich eine doppellogarithmische Darstellung an (Abbildung 5.17). Als durchgezogene schwarze Linie ist die einfache Korrelation nach Seban et al. (1957) für die wandnormale Ausblasung dargestellt. Der Bereich, welcher durch die schwarzen gestrichelten Linien begrenzt wird, entspricht der umfangreichen Korrelation nach Goldstein und Haji-Sheikh (1967) (nach Goldstein (1971)) für eine wandnormale Ausblasung. Der dargestellte Bereich deckt den Kühlluftreynoldszahlbereich ab, welcher in den Messdaten aufgrund der unterschiedlichen Kühlluftmengen auftritt. Neben den Korrelationen sind in Abbildung 5.17 die Messdaten für den offenen Spalt eingetragen. Die unterschiedlichen Symbole der Messpunkte repräsentieren die verschiedenen Kühlluftmassenströme. Die Messdaten für die optimierten Varianten folgen in einer separaten Grafik.

In einem ersten Schritt werden die Messdaten für die beiden hohen Kühlluftmassenströme analysiert. In einem Bereich von $x_{\text{Strom}}/\bar{M}s \approx 20 \dots 70$ sind diese nahezu deckungsgleich und ein linearer Verlauf in der doppellogarithmischen Darstellung ist erkennbar. In diesem

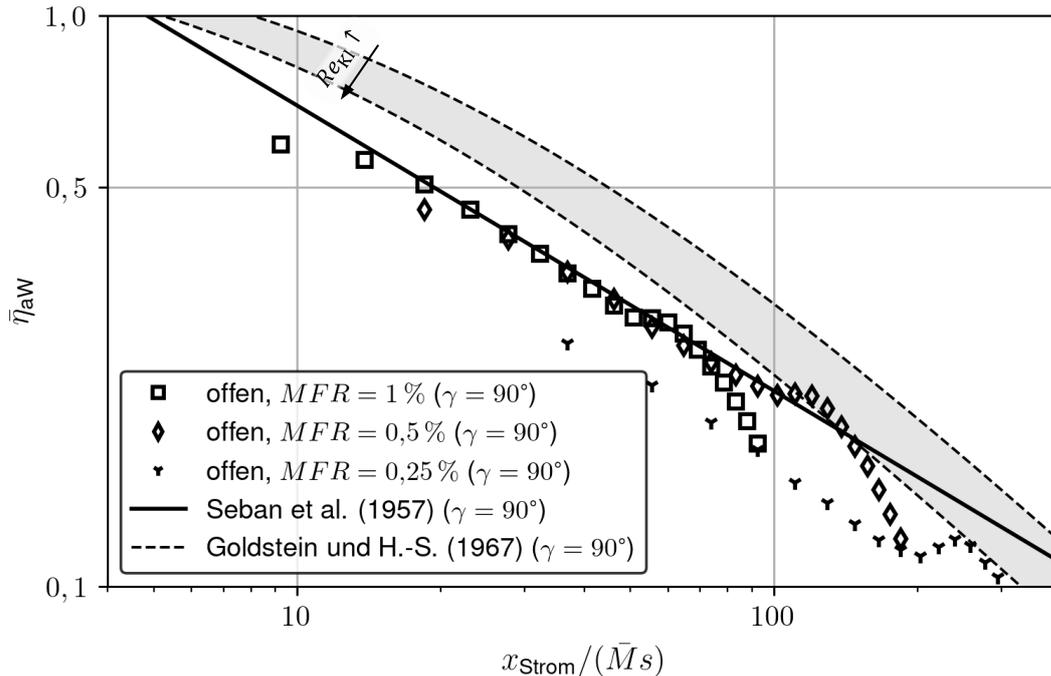


Abbildung 5.17: Laterale Mittelwerte der adiabaten Filmkühleffektivität für die offene Spaltvariante über die endimensionierte Lauflänge $x_{\text{Strom}}/(\bar{M}s)$ mit Korrelationen

Bereich werden die Messdaten nahezu perfekt von der einfachen Korrelation (Seban et al. (1957)) wiedergegeben. Für kleinere Werte von $x_{\text{Strom}}/\bar{M}s$ ist ein Abknicken zu beobachten. Die Messdaten liegen unterhalb der einfachen Korrelation. Für größere Werte ist, abhängig von der Kühlluftmenge bzw. der Ausblaserate, ebenfalls ein deutlicher Abfall zu beobachten, dessen Beginn mit dem bereits in Abbildung 5.15 und Abbildung 5.16 beobachteten Plateau korrespondiert. Die umfangreiche Korrelation von Goldstein und Haji-Sheikh (1967) (nach Goldstein (1971)) zeigt eine befriedigende Übereinstimmung mit den Messdaten. Die Kurvenform der umfangreichen Korrelation passt, insbesondere für große und kleine Werte für $x_{\text{Strom}}/\bar{M}s$, besser zu den Messdaten als die Kurvenform der einfachen Korrelation. Tendenziell liefert die umfangreiche Korrelation zu große Werte für die adiabate Filmkühleffektivität verglichen mit den Messdaten. Die umfangreiche Korrelation zeigt mit zunehmender Kühlluft Reynoldszahl und somit zunehmendem Kühlluftmassenstrom eine Reduktion in der adiabaten Filmkühleffektivität. Derselbe Trend kann im Bereich stromab des Plateaus auch für die Messdaten beobachtet werden. Jedoch ist der Effekt bei den Messdaten deutlich stärker. Hier hat, wie bereits erwähnt, vermutlich das Sekundärströmungsfeld einen signifikanten Einfluss auf die Kühlluftverteilung.

Die Messdaten für den niedrigsten Kühlluftmassenstrom liegen, wie bereits in Abbildung 5.16 beobachtet und mit dem Heißgaseinzug erklärt, deutlich unterhalb der Messdaten der hohen Kühlluftmassenströme und somit auch unterhalb der beiden eingetragenen Korrelationen.

In Abbildung 5.18 sind nun neben den Korrelationen die Messdaten für den stromauf verschlossenen Spalt (schwarze Kreise) und den stromab angestellten Spalt (graue Kreuze) eingetragen. Ebenso wurde die Grafik um die Darstellung der Korrelation von Goldstein und Haji-Sheikh (1967) (nach Goldstein (1971)) für einen Ausblasewinkel von $\gamma = 45^\circ$ ergänzt (grau gestrichelten Linien).

Für die Messdaten der optimierten Varianten lässt sich, wie auch schon in Abbildung 5.16 ersichtlich, der prinzipiell gleiche Verlauf wie für die offene Variante beobachten. Das Niveau der adiabaten Filmkühleffektivität ist im Vergleich zur offenen Variante in weiten Bereichen erhöht. Dadurch ist eine höhere Übereinstimmung der Messdaten mit der umfangreichen Korrelation zu erkennen. Generell ist nur ein geringer Einfluss des Ausblasewinkels erkennbar, welcher, wie bereits erwähnt, im stromaufliegenden Bereich zu einer Erhöhung und im stromabliegenden Bereich zu einer Absenkung der adiabaten Filmkühleffektivität führt. Dieser Trend wird von der umfangreichen Korrelation im stromaufliegenden Bereich wiedergegeben.

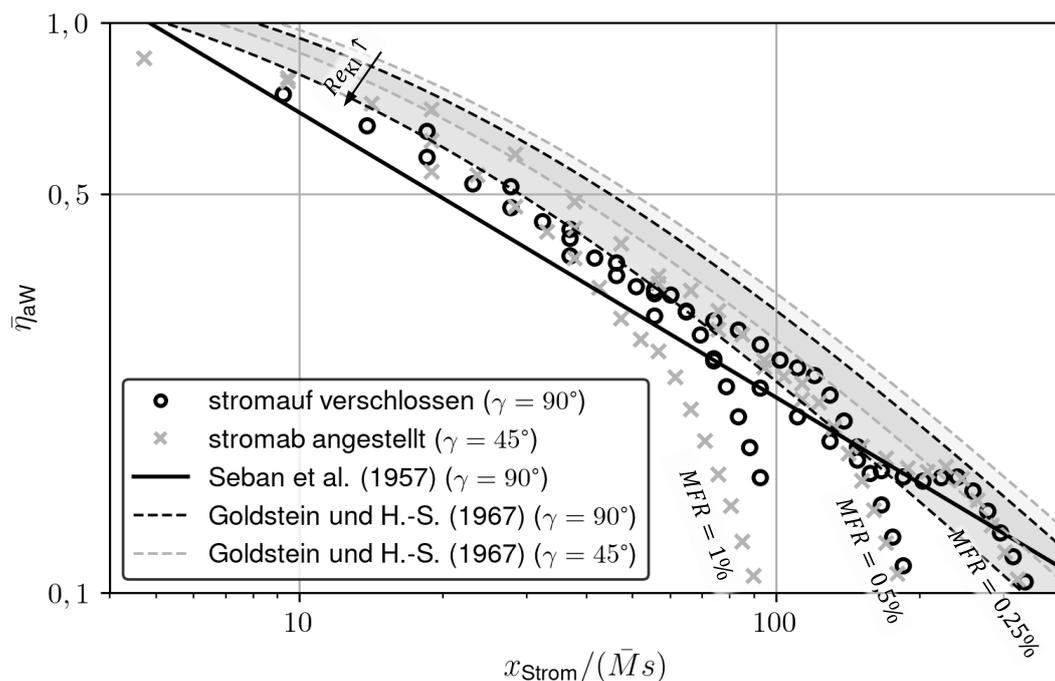


Abbildung 5.18: Laterale Mittelwerte der adiabaten Filmkühleffektivität für die optimierten Spaltvarianten über die entdimensionierte Lauflänge $x_{\text{Strom}}/(\bar{M}s)$ mit Korrelationen

Zusammengefasst kann gesagt werden, dass trotz des komplexen Strömungsfelds innerhalb einer Schaufelpassage das grundsätzliche Verhalten der Kühlluftausblasung durch einen Midpassage-Gap im lateralen Mittel mittels Korrelationen beschrieben werden kann. Eine Ausnahme stellt der Bereich des beobachteten Plateaus und stromab davon dar, wo eine starke Beeinflussung durch das Sekundärströmungsfeld vermutet wird. Des Weiteren können

Effekte wie der Einzug von Heißgas in den Spalt beziehungsweise ein teilweises Verschließen des Spaltes von den Korrelationen nicht wiedergegeben werden. Weitere Abweichungen lassen sich durch bereits erwähnte Faktoren wie den eingeschränkten Validierungsbereich der Korrelationen oder getroffene Vereinfachungen und Annahmen bei der Transformation der Messdaten auf die Stromlinien erklären.

5.5 Zusammenfassung der Erkenntnisse

Die Untersuchungen zeigen, dass bereits das Vorhandensein eines Midpassage-Gap ohne die Ausblasung von Kühlluft einen signifikanten Einfluss auf den Wärmeübergang auf der Seitenwand und der Saugseite hat. Dies ist insbesondere für den offenen Spalt zu beobachten, wo eine starke Interaktion mit dem Heißgas stattfindet. Wird Kühlluft aus dem Spalt ausgeblasen, führt dies in den meisten Fällen zu einer weiteren Erhöhung des Wärmeübergangs, insbesondere im stromabliegenden Teil der Schaufelpassage. Gleichzeitig kann in diesem Bereich eine Kühlwirkung erzielt werden. Durch ein Abdichten des Midpassage-Gap im stromaufliegenden Bereich kann der Einzug von Heißgas reduziert und dadurch die adiabate Filmkühleffektivität im stromabliegenden Bereich erhöht werden. Ein Anstellen des Spaltes führt hier global betrachtet nicht wie erhofft zu einer weiteren Verbesserung, bei hohen Kühlluftmassenströmen ist die adiabate Filmkühleffektivität sogar reduziert.

Wird der gesamte thermische Effekt der Kühlluftausblasung in Form der Wärmestromminderung betrachtet, zeigt sich auch hier ein Vorteil der optimierten Varianten im Vergleich zum offenen Spalt. Für niedrige Kühlluftmengen ($MFR = 0,25\%$ und $0,5\%$) und bei einer Berücksichtigung der gesamten Wärmeübergangserhöhung kann eine Erhöhung der Wärmestromminderung um $\Delta\bar{\theta} \approx 0,02 \dots 0,03$ beobachtet werden. Für den hohen Kühlluftmassenstrom ($MFR = 1\%$) ergibt sich auf der Seitenwand für den stromauf verschlossenen Spalt derselbe positive Effekt verglichen mit dem offenen Spalt. Für den stromab angestellten Spalt fällt die Wärmestromminderung deutlich geringer aus und liegt sogar unter der Wärmestromminderung der offenen Variante. Grund hierfür ist ein lokal auftretender starker Wirbel, welcher zu einer deutlichen Erhöhung des Wärmeübergangs im flächigen Mittel führt. Auf der Schaufelsaugseite ergibt sich ein ähnliches Bild, jedoch kann hier auch für den stromab angestellten Spalt ein positiver Effekt in der Wärmestromminderung verglichen mit dem offenen Spalt beobachtet werden. Die Erhöhung Wärmestromminderung liegt jedoch nur bei $\Delta\bar{\theta} \approx 0,03$, während sie für den stromauf verschlossenen Spalt bei $\Delta\bar{\theta} \approx 0,1$ liegt. Verglichen mit dem offenen Spalt kann somit bei beiden optimierten Spaltvarianten eine Verbesserung in der Kühlwirkung für niedere Kühlluftmassenströme erzielt werden. Für hohe Kühlluftmassenströme ergibt sich nur für die stromauf verschlossene Variante eine Verbesserung.

Ein Vergleich der optimierten Varianten mit dem verschlossenen Midpassage-Gap-Referenzfall bezüglich der Kühlwirkung ist nicht sinnvoll möglich, da aus dem verschlossenen

Midpassage-Gap keine Kühlluft ausgeblasen werden kann. Um hier einen Vergleich anstellen zu können, müssten beim verschlossenen Midpassage-Gap im Bereich stromab des Midpassage-Gap zusätzlich noch Kühlluftbohrungen vorhanden sein. Aus diesen müsste dieselbe Menge an Kühlluft ausgeblasen werden wie bei den optimierten Midpassage-Gap-Varianten durch den Spalt. Der in der realen Maschine vorhandene Spalt wird abhängig von der Ausführung zwischen den hier betrachteten Extremfällen eines offenen und komplett verschlossenen Midpassage-Gap liegen. Um hier das Potential der optimierten Varianten abschätzen zu können muss der konkrete Anwendungsfall betrachtet werden.

Die Auswertung entlang von Stromlinien bestätigt die Beobachtungen der vorherigen Analysen. Zusätzlich konnten weitere Unterschiede zwischen den unterschiedlichen Geometrievarianten aufgezeigt werden. So ist das laterale Mittel der adiabaten Filmkühleffektivität direkt stromab der Ausblasung für die stromab angestellte Variante am höchsten, fällt jedoch auch am stärksten ab. Im stromabliegenden Bereich fällt sie unter die Werte der offenen Variante für hohe Kühlluftmassenströme. Ein Vergleich mit Korrelationen zeigt trotz des komplexen Strömungsfelds und vieler Vereinfachungen eine gute Übereinstimmung in Bereichen nahe der Ausblasung. Weiter stromab führt vermutlich ein verstärkter Einfluss des Sekundärströmungsfeldes zu Abweichungen. Des Weiteren sind Abweichungen für Betriebspunkte mit großem Heißgaseinzug beobachtbar.

6 Zusammenfassung und Ausblick

Um bei Gasturbinen und Flugtriebwerken die NO_x -Emissionen zu reduzieren und den Wirkungsgrad zu steigern, stellen neue Verbrennungskonzepte und eine Erhöhung der Turbineneintrittstemperatur probate Maßnahmen dar. Diese führen jedoch zu einem deutlichen Anstieg der thermischen Belastung im seitenwandnahen Bereich der ersten Turbinenleitreihe. Dem kann nur durch eine effiziente Steigerung der Kühlung begegnet werden. Eine Möglichkeit besteht hierbei in einer gezielten Nutzung der aus fertigungs- und funktionsbedingten Spalten ausgeblasenen Sperrluft zur Kühlung des seitenwandnahen Bereichs. Aktuell besteht die Hauptaufgabe der Sperrluft darin, ein Eindringen von Heißgas zu verhindern.

Im Rahmen dieser Arbeit sollte der fertigungsbedingte Spalt zwischen zwei Schaufelsegmenten, auch als *Midpassage-Gap* bezeichnet, genauer untersucht werden. Aufbauend auf existierenden Untersuchungen von Standard-Spaltgeometrien war das Ziel dieser Arbeit, optimierte Midpassage-Gap-Varianten zu entwickeln und thermisch hochaufgelöst experimentell zu untersuchen. Der Fokus der Optimierung lag auf einer verbesserten Kühlwirkung der ausgeblasenen Sperr- beziehungsweise Kühlluft, bei gleichzeitiger Reduktion des, zum Verhindern des Einzuges von Heißgas, erforderlichen Sperr- beziehungsweise Kühlluftmassenstroms. Die thermischen Untersuchungen sollten sowohl auf der Seitenwand als auch erstmalig im Bereich des Schaufelfußes durchgeführt werden.

Zur Untersuchung der unterschiedlichen Spaltvarianten, wurde ein bestehender Kaskadenprüfstand angepasst und aerodynamisch charakterisiert. Um sowohl die adiabate Filmkühl-effektivität als auch den Wärmeübergang mit Filmkühlung bestimmen zu können, kam das Superpositionsprinzip der Filmkühlung zum Einsatz. Die Messung der hierfür erforderlichen flächigen Verteilung der Oberflächentemperaturen erfolgte mittels Infrarotthermographie. Aufgrund der komplexen dreidimensionalen Oberflächengeometrie und der begrenzten optischen Zugänglichkeit konnten Teile des Messbereichs nur unter sehr großen Sichtwinkeln ($|\theta| > 50^\circ$) erfasst werden. In diesen Bereichen liegt ein starker Sichtwinkleinfluss der Emissivität der Oberfläche vor, welcher im bisherigen Kalibrierverfahren (Ochs et al. (2009), Elfner (2019)) nicht beziehungsweise nur unzureichend berücksichtigt wird. Somit wurde eine Weiterentwicklung des existierenden Kalibrierverfahrens unter Einbeziehung der sichtwinkelabhängigen Emissivität erforderlich. Mit dem weiterentwickelten Verfahren, welches erfolgreich getestet, validiert und eingesetzt wurde, sind nun Temperaturmessungen bei sehr großen Sichtwinkeln von bis zu $|\theta| = 75^\circ$ mit einem Fehler von kleiner 1,5% möglich.

Als Referenzvarianten des Midpassage-Gap kamen ein komplett offener und ein komplett verschlossener Spalt zum Einsatz. Um den Heißgaseinzug im Vergleich zur komplett offenen Variante zu minimieren und gleichzeitig eine verbesserte Kühlwirkung zu erzielen, wurde in einem ersten Optimierungsschritt der Spalt stromauf verschlossen. Die Messungen

konnten diese Hypothese bestätigen. Durch das Verschließen des Spaltes im stromaufliegenden Bereich konnte der Heißgaseinzug reduziert und sowohl auf der Seitenwand als auch im Bereich des Schaufelfußes eine Erhöhung der adiabaten Filmkühleffektivität beobachtet werden. Gleichzeitig war durch diese Maßnahme auch der Wärmeübergang erhöht. Eine kombinierte Betrachtung beider Größen in Form der Wärmestromminderung zeigte jedoch eine Reduktion im Wandwärmestrom und somit eine positive Wirkung auf den Kühleffekt.

In einem zweiten Optimierungsschritt wurde der Spalt im stromabliegenden Bereich zusätzlich noch in Strömungsrichtung geneigt, mit dem Ziel die Ablöse neigung zu reduzieren und so die Kühlwirkung weiter zu steigern. Nahe der Ausblase stelle konnte durch diese Maßnahme eine Erhöhung der adiabaten Filmkühleffektivität erzielt werden, welche jedoch weiter stromab stark abfällt. Global betrachtet konnte keine nennenswerte weitere Verbesserung der Kühlwirkung erzielt werden. Für hohe Kühlluftmassenströme wird diese im Vergleich zur komplett offenen Variante sogar reduziert. Der Grund hierfür liegt in einem auftretenden starken Wirbel und damit einhergehend einer starken lokalen Erhöhung im Wärmeübergang.

Eine Auswertung der Messdaten entlang von Stromlinien und ein Vergleich mit Korrelationen für eine einfache Spaltausblase ergab, dass in weiten Bereichen, trotz des komplexen Strömungsfeldes, eine gute Übereinstimmung vorliegt.

Zusammengefasst konnte erstmals experimentell gezeigt werden, dass aus dem Midpassage-Gap ausgeblasene Sperrluft neben der Kühlung der Seitenwand auch einen Beitrag zur Kühlung des saugseitigen Schaufelfußes leisten kann. Ein Verschließen des Spaltes im stromaufliegenden Bereich führt zu einer Verbesserung der Kühlwirkung und zu reduziertem Heißgaseinzug. Dadurch ist im Vergleich zu einem komplett offenen Spalt eine effizientere Kühlung des stromabliegenden saugseitigen Bereichs der Seitenwand und des Schaufelfußes möglich. Bisher hier vorhandene Kühlluftbohrungen können gegebenenfalls reduziert werden. So lässt sich zum einen der Fertigungsaufwand reduzieren, zum anderen Kühlluft einsparen. Inwiefern dieses Potential in der realen Maschine genutzt werden kann, hängt vom konkreten Anwendungsfall und Kühlluftbedarf im stromabliegenden Bereich der Passage ab. Des Weiteren zeigte sich durch die erstmaligen thermischen Untersuchungen eines stromab angestellten Spaltes, wie sensitiv das Strömungsfeld im Bereich des Spaltes ist. Ein zusätzlich auftretender Wirbel bei hohen Kühlluftmassenströmen und dadurch erhöhtem Wärmeübergang macht hier die Vorteile durch das Verschließen des Spaltes im stromaufliegenden Bereich zunichte.

Die Daten geben einen tiefgehenden Einblick in das mögliche Optimierungspotential von Midpassage-Gap-Spaltgeometrien und die Möglichkeiten der Nutzung von Sperrluft zur Kühlung. Die Daten sind somit von großem Wert für die thermische Auslegung der ersten Turbinenleitreihe zukünftiger Triebwerke. Durch den Vergleich mit einfachen Korrelationen konnte gezeigt werden, dass eine erste Vorauslegung mittels dieser einfachen Zusammenhänge möglich ist. Für ein noch tiefergehendes Verständnis wäre eine umfangreiche aerody-

namische Analyse mittels laseroptischer Methoden von großem Wert. Ebenso ist die Analyse der Interaktion von stromauf der Passage ausgeblasener Kühlluft mit dem Midpassage-Gap und der dort ausgebrachten Kühlluft ein sinnvoller nächster Schritt.

Literaturverzeichnis

- ABERLE, S.; BITTER, M.; HOEFLER, F.; BENIGNOS, J. C.; NIEHUIS, R. (2019): *Implementation of an In-Situ Infrared Calibration Method for Precise Heat Transfer Measurements on a Linear Cascade*. In: Journal of Turbomachinery 141 (2), S. 021004.1–021004.7. DOI: 10.1115/1.4041132.
- ACARE (2011): *FlightPath 2050*. Europe's Vision for Aviation. Online verfügbar unter https://www.acare4europe.org/sites/acare4europe.org/files/document/Flight-path2050_Final.pdf, zuletzt geprüft am 22.02.2020.
- ADIBEKYAN, A.; KONONOVA, E.; MONTE, C.; HOLLANDT, J. (2017): *High-Accuracy Emissivity Data on the Coatings Nextel 811-21, Herberts 1534, Aeroglaze Z306 and Acktar Fractal Black*. In: International Journal of Thermophysics 38 (6), 89, 14 Seiten. DOI: 10.1007/s10765-017-2212-z.
- ANDERSON, G.; FERBER, J.; HALL, K.; HOCK, M.; TARADA, F.; WEIGAND, B. (1998): *Cooling Arrangement for Gas-Turbine Components*. Angemeldet durch Asea Brown Boveri AG am 14.09.1998. Anmeldenr: 15180998. Veröffentlichungsnr: US 6 261 053 B1.
- BALDAUF, S. (2001): *Filmkühlung thermisch höchstbelasteter Oberflächen: Korrelation thermographischer Messungen*. Dissertation. UNIVERSITÄT KARLSRUHE, Karlsruhe. Institut für Thermische Strömungsmaschinen ITS.
- BALDAUF, S.; SCHEURLEN, M. (1996): *CFD Based Sensitivity Study of Flow Parameters for Engine Like Film Cooling Conditions*. In: Proceedings of ASME 1996 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition, Nr. 96-GT-310. Birmingham, Großbritannien. DOI: 10.1115/96-GT-310.
- BARIGOZZI, G.; PERDICHIZZI, A.; HENZE, M.; KRÜCKELS, J. (2015): *Aerodynamic and Heat Transfer Characterization of a Nozzle Vane Cascade With and Without Platform Cooling*. In: Proceedings of ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition, Nr. GT2015-42845. Montreal, Quebec, Kanada. DOI: 10.1115/GT2015-42845.
- BITTLINGER, G.; SCHULZ, A.; WITTIG, S. (1994): *Film Cooling Effectiveness and Heat Transfer Coefficients for Slot Injection at High Blowing Ratios*. In: ASME 1994 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, Nr. 94-GT-182. Den Haag, Niederlande. DOI: 10.1115/94-GT-182.
- BLAIR, M. F. (1974): *An Experimental Study of Heat Transfer and Film Cooling on Large-Scale Turbine Endwalls*. In: Proceedings of ASME 1974 International Gas Turbine Conference and Products Show, Nr. 74-GT-33. Zürich, Schweiz. DOI: 10.1115/74-GT-33.

- BODE, S.; GROSCURTH, H.-M. (2011): *Kurzstudie: Die künftige Rolle von Gaskraftwerken in Deutschland*. ARRHENIUS INSTITUT FÜR ENERGIE-UND KLIMAPOLITIK. Hamburg. Online verfügbar unter https://www.arrhenius.de/fileadmin/redaktion/pdf/Klima-Allianz_Studie_Gaskraftwerke_Okt2011.pdf, zuletzt geprüft am 29.07.2022.
- BOGARD, D. G.; THOLE, K. A. (2006): *Gas Turbine Film Cooling*. In: *Journal of Propulsion and Power* 22 (2), S. 249–270. DOI: 10.2514/1.18034.
- BURD, S. W.; SIMON, T. W. (2000): *Effects of Slot Bleed Injection Over a Contoured Endwall on Nozzle Guide Vane Cooling Performance: Part I — Flow Field Measurements*. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo 2000: Power for Land, Sea, and Air*, Nr. 2000-GT-0199. München, Deutschland. DOI: 10.1115/2000-GT-0199.
- BURNS, W. K.; STOLLERY, J. L. (1969): *The Influence of Foreign Gas Injection and Slot Geometry on Film Cooling Effectiveness*. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 12 (8), S. 935–951. DOI: 10.1016/0017-9310(69)90156-2.
- CARDWELL, N. D.; SUNDARAM, N.; THOLE, K. A. (2006): *Effect of Midpassage Gap, Endwall Misalignment, and Roughness on Endwall Film-Cooling*. In: *Journal of Turbomachinery* 128 (1), S. 62–70. DOI: 10.1115/1.2098791.
- CARDWELL, N. D.; SUNDARAM, N.; THOLE, K. A. (2007): *The Effects of Varying the Compressor-Turbine Gap*. In: *Journal of Turbomachinery* 129 (4), S. 756–764. DOI: 10.1115/1.2720497.
- CARLSON, L. W.; TALMOR, E. (1968): *Gaseous Film Cooling at Various Degrees of Hot-Gas Acceleration and Turbulence Levels*. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 11 (11), S. 1695–1713. DOI: 10.1016/0017-9310(68)90048-3.
- CHEN, A. F.; SHIAU, C.-C.; HAN, J.-C. (2017): *Turbine Blade Platform Film Cooling With Simulated Swirl Purge Flow and Slashface Leakage Conditions*. In: *Journal of Turbomachinery* 139 (3), S. 031012.1–031012.10. DOI: 10.1115/1.4034985.
- CHOE, H.; KAYS, W. M.; MOFFAT, R. J. (1974): *The Superposition Approach to Film-Cooling*. In: *American Society of Mechanical Engineers, Winter Annual Meeting 1974*. New York, USA.
- CHOWDHURY, N. H. K.; SHIAU, C.-C.; HAN, J.-C.; ZHANG, L.; MOON, H.-K. (2017): *Turbine Vane Endwall Film Cooling With Slashface Leakage and Discrete Hole Configuration*. In: *Journal of Turbomachinery* 139 (6), S. 061003.1-061003.11. DOI: 10.1115/1.4035162.
- COTRONICS (2008): *Datenblatt Duralco 132*. COTRONICS CORPORATION. Online verfügbar unter <https://www.cotronics.com/vo/cotr/pdf/12%20-%2013%20%20128%20132%20132IP%20133%20134%20135.pdf>, zuletzt geprüft am 19.02.2022.

- DANNHAUER, A. (2008): *Analysis of Cooling Effectiveness and Heat Transfer Variations on the End Wall of a Nozzle Guide Vane Caused by Turbine Leakage Flows*. In: Proceedings of the ASME Turbo Expo 2008, Nr. GT2008-50555. Berlin, Deutschland. DOI: 10.1115/GT2008-50555.
- DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E. V. (2014): *DIN 60584-1 Thermospannungen und Grenzabweichungen*.
- DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E. V. (2020): *DIN EN ISO 80601-2-56 Medizinische elektrische Geräte*.
- DUNN-RANKIN, D. (2008): *Lean Combustion: Technology and Control*. Amsterdam, Heidelberg [u.a.]: Academic Press. ISBN: 978-0-12-370619-5.
- ELFNER, M. (2019): *Bewertung neuer Verfahren zur Kühlung von Turbinenrotorschaukeln. Infrarotthermographie bei maschinenähnlichen Randbedingungen*. Dissertation. KARLSRUHER INSTITUT FÜR TECHNOLOGIE KIT, Karlsruhe. Institut für Thermische Strömungsmaschinen ITS.
- ELFNER, M.; GLASENAPP, T.; SCHULZ, A.; BAUER, H.-J. (2019): *A Spatially Resolved In-Situ Calibration Applied to Infrared Thermography*. In: Measurement Science and Technology 30 (8), 085201, 10 Seiten. DOI: 10.1088/1361-6501/ab1db5.
- ELFNER, M.; SCHMID, J.; BAUER, H.-J. (2021): *Hochgenaue experimentelle Erfassung von Temperaturen und Filmkühlgrößen*. In: Wissenschaftliche Koordinierungsstelle AG Turbo und Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V. (DLR) (Hg.): Tagungsband 17. AG-TURBO Statusseminar. Köln, Deutschland.
- ELFNER, M.; SCHULZ, A.; BAUER, H.-J.; LEHMANN, K. (2018): *Comparative Experimental Investigation of Leading Edge Cooling Concepts of Turbine Rotor Blades*. In: Proceedings of ASME Turbo Expo 2018: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, Nr. GT2018-75360. Oslo, Norwegen. DOI: 10.1115/GT2018-75360.
- FALSETTI, C.; SISTI, M.; BEARD, P. F. (2021): *Infrared Thermography and Calibration Techniques for Gas Turbine Applications: A review*. In: Infrared Physics & Technology 113 (7), 103574, 14 Seiten. DOI: 10.1016/j.infrared.2020.103574.
- FORTH, C. J. P. (1985): *An Investigation of Scaling Parameters Governing Film-Cooling*. Dissertation. UNIVERSITY OF OXFORD. Engineering Science.
- FORTH, C.J.P.; JONES, T. V. (1986): *Scaling Parameters in Film-Cooling*. In: Proceeding of International Heat Transfer Conference, Bd. 3. Connecticut, USA. DOI: 10.1615/ihtc8.2190.

- FRAAS, M. (2019): *Der Einfluss der Eintrittsgeometrie auf die Kühlwirkung einer konturierten Filmkühlbohrung mit kühlluftseitiger Queranströmung*. Dissertation. KARLSRUHER INSTITUT FÜR TECHNOLOGIE KIT, Karlsruhe. Institut für Thermische Strömungsmaschinen ITS.
- FRAAS, M.; GLASENAPP, T.; SCHULZ, A.; BAUER, H.-J. (2017): *Introducing a New Test Rig for Film Cooling Measurements With Realistic Hole Inflow Conditions*. In: Proceedings of ASME Turbo Expo 2017: Turbine Technical Conference and Exposition, Nr. GT2017-63585. Charlotte, North Carolina, USA. DOI: 10.1115/GT2017-63585.
- FRIEDRICHS, S. (1997): *Endwall Film-Cooling in Axial Flow Turbines*. Dissertation. CAMBRIDGE UNIVERSITY, Cambridge. Engineering Department.
- GELHAUSEN, M. C.; BERSTER, P.; WILKEN, D. (2021): *Post-COVID-19 Scenarios of Global Airline Traffic until 2040 That Reflect Airport Capacity Constraints and Mitigation Strategies*. In: Aerospace 8 (300), 18 Seiten. DOI: 10.3390/aerospace8100300.
- GLASENAPP, T.; FRAAS, M.; SCHULZ, A.; BAUER, H.-J. (2017): *A New Test Rig for the Investigation of Film Cooling on Rough Surfaces*. In: 17th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery (ISROMAC2017). Maui, Hawaii.
- GOLDSTEIN, R. J. (1971): *Film Cooling*. In: Advances in Heat Transfer 7, S. 321–379. DOI: 10.1016/S0065-2717(08)70020-0.
- GOLDSTEIN, R. J.; HAJI-SHEIKH, A. (1967): *Prediction of Film Cooling Effectiveness*. In: Proceedings of Japanese Society of Mechanical Engineers, Semi-International Symposium, I. Tokyo, Japan.
- GOLDSTEIN, R. J.; SPORES, R. A. (1988): *Turbulent Transport on the Endwall in the Region Between Adjacent Turbine Blades*. In: ASME Journal of Heat Transfer 110 (4), S. 862–869. DOI: 10.1115/1.3250586.
- GOLDSTEIN, R. J.; WANG, H. P.; JABBARI, M. Y. (1995): *The Influence of Secondary Flows Near the Endwall and Boundary Layer Disturbance on Convective Transport From a Turbine Blade*. In: Journal of Turbomachinery 117 (4), S. 657–665. DOI: 10.1115/1.2836585.
- GRAZIANI, R. A.; BLAIR, M. F.; TAYLOR, J. R.; MAYLE, R. E. (1980): *An Experimental Study of Endwall and Airfoil Surface Heat Transfer in a Large Scale Turbine Blade Cascade*. In: Journal of Engineering for Power 102 (2), S. 257–267. DOI: 10.1115/1.3230246.
- GRITSCH, M.; BALDAUF, S.; MARTINY, M.; SCHULZ, A.; WITTIG, S. (1999): *The Superposition Approach to Local Heat Transfer Coefficients in High Density Ratio Film Cooling*

- Flows*. In: Proceedings of ASME 1999 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition, Nr. 99-GT-168. Indianapolis, Indiana, USA. DOI: 10.1115/99-GT-168.
- HADA, S.; THOLE, K. A. (2011): *Computational Study of a Midpassage Gap and Upstream Slot on Vane Endwall Film-Cooling*. In: Journal of Turbomachinery 133 (1), S. 011024.1–011024.9. DOI: 10.1115/1.4001135.
- HAN, J.-C.; RALLABANDI, A. P. (2010): *Turbine Blade Film Cooling Using PSP Technique*. In: Frontiers in Heat and Mass Transfer 1 (1), 013001, 21 Seiten. DOI: 10.5098/hmt.v1.1.3001.
- HARRISON, S. (1990): *Secondary Loss Generation in a Linear Cascade of High-Turning Turbine Blades*. In: Journal of Turbomachinery 112 (4), S. 618–624. DOI: 10.1115/1.2927702.
- HARTLEY, R.; ZISSERMAN, A. (2003): *Multiple View Geometry in Computer Vision*. 2. Aufl. Cambridge, New York [u.a.]: Cambridge University Press. ISBN: 978-0-521-54051-3.
- HARTNETT, J. P.; BIRKEBAK, R. C.; ECKERT, E. R. G. (1960): *Velocity Distributions, Temperature Distributions, Effectiveness and Heat Transfer in Cooling of a Surface With a Pressure Gradient*. UNIVERSITY OF MINNESOTA, HEAT TRANSFER LABORATORY.
- HARTNETT, J. P.; BIRKEBAK, R. C.; ECKERT, E. R. G. (1961): *Velocity Distributions, Temperature Distributions, Effectiveness and Heat Transfer for Air Injected Through a Tangential Slot Into a Turbulent Boundary Layer*. In: Journal of Heat Transfer 83 (3), S. 293–306. DOI: 10.1115/1.3682263.
- HIJAZI, A.; SACHIDANANDAN, S.; SINGH, R.; MADHAVAN, V. (2011): *A Calibrated Dual-Wavelength Infrared Thermometry Approach With Non-Greybody Compensation for Machining Temperature Measurements*. In: Measurement Science and Technology 22 (2), 025106, 14 Seiten. DOI: 10.1088/0957-0233/22/2/025106.
- HORLOCK, J. H.; WATSON, D. T.; JONES, T. V. (2001): *Limitations on Gas Turbine Performance Imposed by Large Turbine Cooling Flows*. In: Journal of Engineering for Gas Turbines and Power 123 (3), S. 487–494. DOI: 10.1115/1.1373398.
- HUMMEL, T.; KNEER, J.; SCHULZ, A.; BAUER, H.-J. (2015): *Experimentelle Untersuchung des Wärmeübergangs und der Filmkühleffektivität einer dreidimensionalen konturierten Turbinenseitenwand*. In: Deutscher Luft- und Raumfahrtkongress 2015. Rostock, Deutschland.
- IANIRO, A.; CARDONE, G. (2010): *Measurement of Surface Temperature and Emissivity with Stereo Dual-Wavelength IR Thermography*. In: Journal of Modern Optics 57 (18), S. 1708–1715. DOI: 10.1080/09500340.2010.514068.

- IATA (2018): *IATA Forecast Predicts 8.2 billion Air Travelers in 2037*. Online verfügbar unter <https://www.iata.org/pressroom/pr/Pages/2018-10-24-02.aspx>, zuletzt geprüft am 25.10.2019.
- ICAO (2018): *ICAO Long-Term Traffic Forecasts. Passenger and Cargo*. Online verfügbar unter https://www.icao.int/sustainability/Documents/LTF_Charts-Results_2018edition.pdf, zuletzt geprüft am 25.10.2019.
- JABBARI, M. Y.; GOLDSTEIN, R. J.; MARSTON, K. C.; ECKERT, E. R. G. (1992): *Three Dimensional Flow at the Junction Between a Turbine Blade and End-Wall*. In: *Wärme- und Stoffübertragung* 27 (1), S. 51–59. DOI: 10.1007/BF01589977.
- JACKOWSKI, T. (2013): *Kalibrierung und Anwendung eines Mikrobolometer-Infrarot-Messsystems*. Diplomarbeit. KARLSRUHER INSTITUT FÜR TECHNOLOGIE KIT, Karlsruhe. Institut für Thermische Strömungsmaschinen ITS.
- JAGERHOFER, P. R.; PATINIOS, M.; ERLACHER, G.; GLASENAPP, T.; GÖTTLICH, E.; FARISCO, F. (2021): *A Sector-Cascade Test Rig for Measurements of Heat Transfer in Turbine Center Frames*. In: *Journal of Turbomachinery* 143 (7), S. 071015.1-071015.12. DOI: 10.1115/1.4050432.
- JAIN, S.; ROY, A.; NG, W.; EKKAD, S. V.; LOHAUS, A. S.; TAREMI, F. (2014): *Aerodynamic Performance of a Transonic Turbine Blade Passage in Presence of Upstream Slot and Mateface Gap With Endwall Contouring*. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition*, Nr. GT2014-26475. Düsseldorf, Deutschland. DOI: 10.1115/GT2014-26475.
- JIA, R.; SUNDÉN, B.; MIRON, P.; LÉGER, B. (2005): *A Numerical and Experimental Investigation of the Slot Film-Cooling Jet With Various Angles*. In: *Journal of Turbomachinery* 127 (3), S. 635–645. DOI: 10.1115/1.1929821.
- JISCHA, M. (1982): *Konvektiver Impuls-, Wärme- und Stoffaustausch*. Braunschweig, Wiesbaden: Friedrich Vieweg & Sohn (Grundlagen der Ingenieurwissenschaften). ISBN: 3-528-08144-9.
- JOSLIN, F. R. (2002): *Leak Resistant Vane Cluster*. Angemeldet durch United Technologies Corporation am 08.10.2002. Anmeldenr: 26664902. Veröffentlichungsnr: US 6 910 854 B2.
- KACKER, S. C.; WHITELAW, J. H. (1968): *The Effect of Slot Height and Slot-Turbulence Intensity on the Effectiveness of the Uniform Density, Two-Dimensional Wall Jet*. In: *Journal of Heat Transfer* 90 (4), S. 469–475. DOI: 10.1115/1.3597544.
- KAWAI, T.; SHINOKI, S.; ADACHI, T. (1989): *Secondary Flow Control and Loss Reduction in a Turbine Cascade Using Endwall Fences*. In: *JSME international journal. Ser. 2, Fluids engineering, heat transfer, power, combustion, thermophysical properties* 32 (3), S. 375–387. DOI: 10.1299/jsmeb1988.32.3_375.

- KELCH, G. W.; AUXIER, T. A. (1993): *Blade Outer Air Seal Cooling Enhanced With Inter-Segment Film Slot*. Angemeldet durch United Technologies Corporation am 13.12.1993. Anmeldenr: 16642693. Veröffentlichungsnr: US 5 374 161A.
- KIROLLOS, B.; POVEY, T. (2017): *High-Accuracy Infra-Red Thermography Method Using Reflective Marker Arrays*. In: *Measurement Science and Technology* 28 (9), 095405, 13 Seiten. DOI: 10.1088/1361-6501/aa7f0d.
- KLEIN, A. (1966): *Untersuchungen über den Einfluß der Zuströmrenzschicht auf die Sekundärströmungen in den Beschaufelungen von Axialturbinen*. In: *Forschung im Ingenieurwesen* 32 (6), S. 175–188. DOI: 10.1007/BF02560964.
- KLEIN, C. A.; DiBENEDETTO, B.; PAPPIS, J. (1986): *ZnS, ZnSe, and ZnS/ZnSe Windows: Their Impact on FLIR System Performance*. In: *Optical Engineering* 25 (4), S. 519–531. DOI: 10.1117/12.7973854.
- KLINE, S. J.; McCLINTOCK, F. A. (1953): *Describing Uncertainties in Single-Sample Experiments*. In: *Mechanical Engineering* 75 (1), S. 3–8.
- KNEER, J. (2017): *Zur Interaktion von Filmkühlung und Heißgasströmung auf konturierten Turbinenseitenwänden*. Experimentelle Untersuchungen zu Wärmeübergang und Filmkühleffektivität. Dissertation. KARLSRUHER INSTITUT FÜR TECHNOLOGIE KIT, Karlsruhe. Institut für Thermische Strömungsmaschinen ITS.
- KNEER, J.; PÜTZ, F.; SCHULZ, A.; BAUER, H.-J. (2014): *Application of the Superposition Principle of Film Cooling on a Non-Axisymmetric Turbine Endwall*. In: 15th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery, ISROMAC-15. Honolulu, Hawaii.
- KNEER, J.; PÜTZ, F.; SCHULZ, A.; BAUER, H.-J. (2015): *Wärmeübergang und Filmkühleffektivität auf dreidimensionaler konturierter Seitenwand*. COORETEC-Turbo2020: Teilvorhaben 3.2.4: Berichtszeitraum: 01.09.2010-30.06.2015. Hg. v. TIB - Technische Informationsbibliothek Universitätsbibliothek Hannover. KARLSRUHER INSTITUT FÜR TECHNOLOGIE KIT, INSTITUT FÜR THERMISCHE STRÖMUNGSMASCHINEN ITS.
- KNEER, J.; PÜTZ, F.; SCHULZ, A.; BAUER, H.-J. (2016): *A New Test Facility to Investigate Film Cooling on a Nonaxisymmetric Contoured Turbine Endwall—Part II: Heat Transfer and Film Cooling Measurements*. In: *Journal of Turbomachinery* 138 (7), S. 071004.1-071004.8. DOI: 10.1115/1.4032364.
- KORTH KRISTALLE (2021): *Materialdaten Zinkselenid (ZnSe)*. Online verfügbar unter <https://www.korth.de/material/detail/Zinkselenid>, zuletzt geprüft am 11.11.2021.
- KOST, F.; NICKLAS, M. (2001): *Film-Cooled Turbine Endwall in a Transonic Flow Field: Part I — Aerodynamic Measurements*. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo 2001*, Nr: 2001-GT-0145. New Orleans, Louisiana, USA. DOI: 10.1115/2001-GT-0145.

- KRÜCKELS, J.; GERSBACH, F.; RETZKO, S. (2015): *Optimierung einer 3D Seitenwandkonturierung unter Berücksichtigung von Filmkühlung und Leckageluft*. Verbundvorhaben AG Turbo 2020: Teilvorhaben 3.2.3: Laufzeit 01.07.2010-30.06.2015. Hg. v. TIB - Technische Informationsbibliothek Universitätsbibliothek Hannover. GE POWER.
- KTK KUNSTSTOFFTECHNIK (2018): *Technisches Datenblatt PEEK*. Online verfügbar unter https://www.ktkgmbh.de/fileadmin/download_center/PEEK/PEEK_DE.pdf, zuletzt geprüft am 23.02.2022.
- KUKA (2021): *Datenblatt KR 8 R1620 HP*. Online verfügbar unter https://www.kuka.com/-/media/kuka-downloads/imported/6b77ee-cacfe542d3b736af377562e-caa/0000258989_de.pdf?rev=cee75f3e0fa34a2dadfa6e698f7b38a6&hash=83402198A8FA62E6CAB59D20835D8E1A, zuletzt geprüft am 21.06.2022.
- LANG, E.; LYNCH, S.; LEWIS, S. (2016): *Computational and Experimental Studies of Mid-passage Gap Leakage and Misalignment for a Non-Axisymmetric Contoured Turbine Blade Endwall*. In: Proceedings of the ASME Turbo Expo 2016, Nr. GT2016-56128. Seoul, Südkorea. DOI: 10.1115/GT2016-56128.
- LANGSTON, L. S. (1980): *Crossflows in a Turbine Cascade Passage*. In: Transactions American Society of Mechanical Engineers 102, S. 866–874. DOI: 10.1115/1.3230352.
- LANGSTON, L. S. (2001): *Secondary Flows in Axial Turbines-A Review*. In: Annals of the New York Academy of Sciences 934 (1), S. 11–26. DOI: 10.1111/j.1749-6632.2001.tb05839.x.
- LANGSTON, L. S.; NICE, M. L.; HOOPER, R. M. (1977): *Three-Dimensional Flow Within a Turbine Cascade Passage*. In: Journal of Engineering for Power 99 (1), S. 21–28. DOI: 10.1115/1.3446247.
- LEWIS, S. D.; KOHLI, A.; PRAISNER, T. J. (2014): *Gas Turbine Engine Component Mateface Surfaces*. Angemeldet durch United Technologies Corporation am 13.11.2014. Anmelde-nr: 201415039945. Veröffentlichungsnr: US 2017 0022839 A1.
- LEWIS, S. D.; MAGOWAN, J. W. (2014): *Mateface Surfaces Having a Geometry on Tur-bomachinery Hardware*. Angemeldet durch United Technologies Corporation am 21.08.2014. Anmelde-nr: 201414914762. Veröffentlichungsnr: US 10 577 936 B2.
- LI, S.-J.; LEE, J.; HAN, J.-C.; ZHANG, L.; MOON, H.-K. (2016): *Turbine Platform Cooling and Blade Suction Surface Phantom Cooling From Simulated Swirl Purge Flow*. In: Journal of Turbomachinery 138 (8), S. 081004.1-081004.11. DOI: 10.1115/1.4032676.
- LISS, C. (1975): *Experimental Investigation of Film Cooling With Ejection From a Row of Holes for the Application to Gas Turbine Blades*. In: Journal of Engineering for Power 97 (1), S. 21–27. DOI: 10.1115/1.3445904.

- LIU, T.; SULLIVAN, J. P.; ASAI, K.; KLEIN, C.; EGAMI, Y. (2021): *Pressure and Temperature Sensitive Paints*. 2. Aufl. Cham, Schweiz: Springer International Publishing. ISBN: 978-3-030-68055-8.
- LOHRENGEL, J.; TODTENHAUPT, R. (1996): *Wärmeleitfähigkeit, Gesamtemissionsgrade und spektrale Emissionsgrade der Beschichtung Nextel-Velvet-Coating 811-21 (RAL 900 15 tiefschwarz matt)*. In: PTB Mitteilungen Forschen und Prüfen 106 (4), S. 259–264.
- LORENZ, M. (2013): *Einfluss der Oberflächenrauigkeit auf den Wärmeübergang und die aerodynamischen Verluste einer Gasturbinenbeschaufelung*. Experimentelle Untersuchungen und Entwicklung einer Korrelation für den laminar-turbulenten Umschlag. Dissertation. KARLSRUHER INSTITUT FÜR TECHNOLOGIE KIT, Karlsruhe. Institut für Thermische Strömungsmaschinen ITS.
- LORENZ, M.; HORBACH, T.; SCHULZ, A.; BAUER, H.-J. (2013): *A Novel Measuring Technique Utilizing Temperature Sensitive Paint—Measurement Procedure, Validation, Application, and Comparison With Infrared Thermography*. In: Journal of Turbomachinery 135 (3), S. 031003.1-031003.10. DOI: 10.1115/1.4006638.
- LUCKEY, D. W.; WINSTANLEY, D. K.; HANUS, G. J.; L'ECUYER, M. R. (1977): *Stagnation Region Gas Film Cooling for Turbine Blade Leading-Edge Applications*. In: Journal of Aircraft 14 (5), S. 494–501. DOI: 10.2514/3.58806.
- LUKASIK, B.; WISNIOWSKI, W. (2017): *All-Electric Propulsion for Future Business Jet Aircraft: A Feasibility Study*. In: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part G: Journal of Aerospace Engineering 231 (12), S. 2203–2213. DOI: 10.1177/0954410017727027.
- LYNCH, S. P.; THOLE, K. A. (2008): *The Effect of Combustor-Turbine Interface Gap Leakage on the Endwall Heat Transfer for a Nozzle Guide Vane*. In: Journal of Turbomachinery 130 (4), S. 041019.1-041019.10. DOI: 10.1115/1.2812950.
- LYNCH, S. P.; THOLE, K. A. (2011): *The Effect of the Combustor-Turbine Slot and Midpassage Gap on Vane Endwall Heat Transfer*. In: Journal of Turbomachinery 133 (4), S. 041002.1–041002.9. DOI: 10.1115/1.4002950.
- LYNCH, S. P.; THOLE, K. A. (2015): *Heat Transfer and Film Cooling on a Contoured Blade Endwall With Platform Gap Leakage*. In: Proceedings of ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition, Nr. GT2015-43301. Montreal, Quebec, Kanada. DOI: 10.1115/GT2015-43301.
- LYNCH, S. P.; THOLE, K. A. (2017): *Heat Transfer and Film Cooling on a Contoured Blade Endwall With Platform Gap Leakage*. In: Journal of Turbomachinery 139 (5), S. 051002.1-051002.10. DOI: 10.1115/1.4035202.
- MANK, S.; DUERRWAECHTER, L.; HILFER, M.; WILLIAMS, R.; HOGG, S.; INGRAM, G. (2014): *Secondary Flows and Fillet Radii in a Linear Turbine Cascade*. In: Proceedings of

- ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition, Nr. GT2014-25458. Düsseldorf, Deutschland. DOI: 10.1115/GT2014-25458.
- MARTINY, M.; SCHIELE, R.; GRITSCH, M.; SCHULZ, A.; WITTIG, S. (1996): *In Situ Calibration for Quantitative Infrared Thermography*. In: Proceedings of the 1996 International Conference on Quantitative InfraRed Thermography. Stuttgart, Deutschland. DOI: 10.21611/qirt.1996.001.
- MCNAMARA, L. J.; FISCHER, J. P.; RUTLEDGE, J. L.; POLANKA, M. D. (2021): *Scaling Considerations for Thermal and Pressure-Sensitive Paint Methods Used to Determine Adiabatic Effectiveness*. In: Journal of Turbomachinery 143 (1), S. 011004.1-011004.11. DOI: 10.1115/1.4049102.
- METZGER, D. E.; CARPER, H. J.; SWANK, L. R. (1968): *Heat Transfer With Film Cooling Near Nontangential Injection Slots*. In: Journal of Engineering for Power 90 (2), S. 157–162. DOI: 10.1115/1.3609155.
- METZGER, D. E.; FLETCHER, D. D. (1971): *Evaluation of Heat Transfer for Film-Cooled Turbine Components*. In: Journal of Aircraft 8 (1), S. 33–38. DOI: 10.2514/3.44223.
- METZGER, D. E.; TAKEUCHI, D. I.; KUENSTLER, P. A. (1973): *Effectiveness and Heat Transfer With Full-Coverage Film Cooling*. In: Journal of Engineering for Power 95 (3), S. 180–184. DOI: 10.1115/1.3445720.
- MUKHERJEE, D. K. (1976): *Film Cooling With Injection Through Slots*. In: Journal of Engineering for Power 98 (4), S. 556–559. DOI: 10.1115/1.3446237.
- MÜLLER, G.; LANDFESTER, C.; KREWINKEL, R.; BÖHLE, M. (2018): *COOREFLEX-turbo 3.3.5: Untersuchung von Krümmungseinflüssen filmgekühlter Schaufelsegmente einer Industriegasturbine in einem Heißgasprüfstand*. Schlussbericht: 01.10.2015-31.03.2018. Hg. v. TIB - Technische Informationsbibliothek Universitätsbibliothek Hannover. TECHNISCHE UNIVERSITÄT KAISERSLAUTERN.
- NICKLAS, M. (2001): *Film-Cooled Turbine Endwall in a Transonic Flow Field: Part II- Heat Transfer and Film-Cooling Effectiveness*. In: Journal of Turbomachinery 123 (4), S. 720–729. DOI: 10.1115/1.1397308.
- OCHS, M. (2011): *Filmkühlung transsonischer Turbinen: Infrarotthermographisches Messverfahren zur Charakterisierung des Wärmeübergangs*. Dissertation. KARLSRUHER INSTITUT FÜR TECHNOLOGIE KIT, Karlsruhe. Institut für Thermische Strömungsmaschinen ITS.
- OCHS, M.; HORBACH, T.; SCHULZ, A.; KOCH, R.; BAUER, H.-J. (2009): *A Novel Calibration Method for an Infrared Thermography System Applied to Heat Transfer Experiments*. In: Measurement Science and Technology 20 (7), 075103, 9 Seiten. DOI: 10.1088/0957-0233/20/7/075103.

- OERTEL, H.; BÖHLE, M.; REVIOL, T. (2011): *Strömungsmechanik. Grundlagen - Grundgleichungen - Lösungsmethoden - Softwarebeispiele*. 6. Aufl. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag / Springer Fachmedien GmbH Wiesbaden. ISBN: 978-3-8348-1397-8.
- PAPELL, S. S. (1960): *Effect on Gaseous Film Cooling of Coolant Injection Through Angled Slots and Normal Holes*. Technical Note D-299. Hg. v. National Aeronautics and Space Administration NASA. Washington.
- PAPELL, S. S.; TROUT, A. M. (1959): *Experimental Investigation of Air Film Cooling Applied to an Adiabatic Wall by Means of an Axially Discharging Slot*. Technical Note D-9. Hg. v. National Aeronautics and Space Administration NASA. Washington.
- PARK, S.; KIM, J.; BANG, M.; MOON, H. K.; UEDA, O.; CHO, H. H. (2021a): *Effects of Seal Installation in the Mid-Passage Gap Between Turbine Blade Platforms on Film Cooling*. In: Applied Thermal Engineering 189, 116683, 10 Seiten. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2021.116683.
- PARK, S.; SOHN, H.-S.; SHIN, S.; UEDA, O.; MOON, H. K.; CHO, H. H. (2021b): *Film Cooling Characteristics on Blade Platform with a Leakage Flow Through Mid-Passage Gap*. In: International Journal of Heat and Mass Transfer 167, 120800, 10 Seiten. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.120800.
- PERRY, D. L. (1993): *Linear Theory of Nonuniformity Correction in Infrared Staring Sensors*. In: Optical Engineering 32 (8), S. 1854–1859. DOI: 10.1117/12.145601.
- PIGGUSH, J. D.; SIMON, T. W. (2005): *Heat Transfer Measurements in a First Stage Nozzle Cascade Having Endwall Contouring, Leakage and Assembly Features*. In: Proceedings of ASME Summer Heat Transfer Conference 2005, Nr. HT2005-72573. San Francisco, California, USA. DOI: 10.1115/HT2005-72573.
- PIGGUSH, J. D.; SIMON, T. W. (2007): *Measurements of Net Change in Heat Flux as a Result of Leakage and Steps on the Contoured Endwall of a Gas Turbine First Stage Nozzle*. In: Applied Thermal Engineering 27 (4), S. 722–730. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2006.10.006.
- PIGGUSH, J. D.; SIMON, T. W. (2013): *Flow Measurements in a First Stage Nozzle Cascade Having Endwall Contouring, Leakage, and Assembly Features*. In: Journal of Turbomachinery 135 (1), S. 011002.1-011002.11. DOI: 10.1115/1.4006419.
- PIGGUSH, J. S.; SIMON, T. W. (2006): *Adiabatic Effectiveness Measurements in a First Stage Nozzle Cascade Having Endwall Contouring, Leakage and Assembly Features*. In: Proceedings of ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea, and Air, Nr. GT2006-90576. Barcelona, Spanien. DOI: 10.1115/GT2006-90576.
- PÜTZ, F.; KNEER, J.; SCHULZ, A.; BAUER, H.-J. (2015): *A New Test Facility to Investigate Film Cooling on a Non-Axisymmetric Contoured Turbine Endwall, Part I: Introduction and Aerodynamic Measurements*. In: Proceedings of ASME Turbo Expo 2015: Turbine

- Technical Conference and Exposition, Nr. GT2015-42272. Montreal, Quebec, Kanada. DOI: 10.1115/GT2015-42272.
- PÜTZ, F. M. (2018): *Einfluss rauher Oberflächen auf den Wärmeübergang an einer Turbinen-Seitenwand - experimentelle Untersuchung mit thermosensitiver Farbe*. Dissertation. KARLSRUHER INSTITUT FÜR TECHNOLOGIE KIT, Karlsruhe. Institut für thermische Strömungsmaschinen ITS.
- RANSON, W. W.; THOLE, K. A.; CUNHA, F. J. (2005): *Adiabatic Effectiveness Measurements and Predictions of Leakage Flows Along a Blade Endwall*. In: *Journal of Turbomachinery* 127 (3), S. 609–618. DOI: 10.1115/1.1929809.
- REID, K.; DENTON, J.; PULLAN, G.; CURTIS, E.; LONGLEY, J. (2007): *The Interaction of Turbine Inter-Platform Leakage Flow With the Mainstream Flow*. In: *Journal of Turbomachinery* 129 (2), S. 303–310. DOI: 10.1115/1.2162592.
- RICHTER, F. (1988): *Die physikalischen Eigenschaften der beiden Titan-Werkstoffe Ti 99,7 (3.7035) und TiAl 6 V 4 (3.7165)*. In: *Metall* 42 (6), S. 572–575.
- ROACH, P. E. (1987): *The Generation of Nearly Isotropic Turbulence by Means of Grids*. In: *International Journal of Heat and Fluid Flow* 8 (2), S. 82–92. DOI: 10.1016/0142-727X(87)90001-4.
- ROLLS-ROYCE PLC (2015): *The Jet Engine*. 6. Aufl. Chichester, West Sussex: John Wiley & Sons. ISBN: 978-1-119-06599-9.
- ROY, A.; JAIN, S.; EKKAD, S. V.; NG, W.; LOHAUS, A. S.; CRAWFORD, M. E.; ABRAHAM, S. (2017): *Heat Transfer Performance of a Transonic Turbine Blade Passage in the Presence of Leakage Flow Through Upstream Slot and Mateface Gap With Endwall Contouring*. In: *Journal of Turbomachinery* 139 (12), S. 121006.1-121006.11. DOI: 10.1115/1.4037909.
- ROY, R. P.; SQUIRES, K. D.; GERENDAS, M.; SONG, S.; HOWE, W. J.; ANSARI, A. (2000): *Flow and Heat Transfer at the Hub Endwall of Inlet Vane Passages — Experiments and Simulations*. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo 2000: Power for Land, Sea, and Air*, Nr. 2000-GT-0198. München, Deutschland. DOI: 10.1115/2000-GT-0198.
- SCHLICHTING, H.; GERSTEN, K. (2006): *Grenzschicht-Theorie*. 10. Aufl. Berlin, Heidelberg, New York: Springer. ISBN: 3-540-23004-1.
- SCHMID, J.; BICAT, D.; ELFNER, M.; BAUER, H.-J. (2021a): *Improved In-Situ Calibration Applied to Infrared Thermography Under High Angles of View*. In: *Infrared Physics & Technology* 119 (4), 103952, 8 Seiten. DOI: 10.1016/j.infrared.2021.103952.
- SCHMID, J.; ELFNER, M.; BAUER, H.-J. (2021b): *Untersuchung neuer Filmkühlkonzepte für Seitenwände: Schlussbericht*. ECOFlex-Turbo, Teilvorhaben 3.3.1 - Berichtszeitraum:

- 01.10.2016-31.05.2021. Hg. v. TIB - Technische Informationsbibliothek Universitätsbibliothek Hannover. KARLSRUHER INSTITUT FÜR TECHNOLOGIE KIT, INSTITUT FÜR THERMISCHE STRÖMUNGSMASCHINEN ITS.
- SCHMID, J.; SCHULZ, A.; BAUER, H.-J. (2018): *Influence of a Non-Axisymmetric Endwall on the Flow Field in a Turbine Passage - High-Resolution LDV*. In: Proceedings of ASME Turbo Expo 2018: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, Nr. GT2018-75061. Oslo, Norwegen. DOI: 10.1115/GT2018-75061.
- SCHMID, J.; SCHULZ, A.; DE ARCOS, D. G.; LUTUM, E.; SCHNEIDER, C.; BAUER, H.-J. (2021c): *Schaufelcluster einer Strömungsmaschine*. Angemeldet durch Bauer, H.-J., MTU Aero Engines AG, Schmid, J.; Schulz, A. am 08.01.2021. Anmeldenr: 102021200125. Veröffentlichungsnr: DE 10 2021 200 125 A1.
- SCHNEIDER, C.; LUTUM, E.; DE ARCOS, D. G. (2019): *Turbomaschinenschaufel*. Angemeldet durch MTU Aero Engines AG am 07.08.2019. Anmeldenr: 102019211815. Veröffentlichungsnr: DE 10 2019 211 815 A1.
- SCHULZ, A. (2000): *Infrared Thermography as Applied to Film Cooling of Gas Turbine Components*. In: Measurement Science and Technology 11 (7), S. 948–956. DOI: 10.1088/0957-0233/11/7/311.
- SCHULZ, M.; CALDWELL, L. (1995): *Nonuniformity Correction and Correctability of Infrared Focal Plane Arrays*. In: Infrared Physics & Technology 36 (4), S. 763–777. DOI: 10.1016/1350-4495(94)00002-3.
- SEBAN, R. A.; BACK, L. H. (1962): *Effectiveness and Heat Transfer for a Turbulent Boundary Layer With Tangential Injection and Variable Free-Stream Velocity*. In: Journal of Heat Transfer 84 (3), S. 235–242. DOI: 10.1115/1.3684348.
- SEBAN, R. A.; CHAN, H., W.; SCESA, S. (1957): *Heat Transfer to a Turbulent Boundary Layer Downstream of an Injection Slot*. In: ASME annual meeting 1957, Nr. 57-A-36. New York, USA.
- SEN, B.; SCHMIDT, D. L.; BOGARD, D. G. (1996): *Film Cooling With Compound Angle Holes: Heat Transfer*. In: Journal of Turbomachinery 118 (4), S. 800–806. DOI: 10.1115/1.2840937.
- SHAIKH, F.; ROSIC, B. (2022): *Aerodynamics and Heat Transfer Inside a Gas Turbine Mid-Passage Gap*. In: Journal of Turbomachinery 144 (4), S. 041010.1-041010.9. DOI: 10.1115/1.4052737.
- SHARMA, O. P.; BUTLER, T. L. (1987): *Predictions of Endwall Losses and Secondary Flows in Axial Flow Turbine Cascades*. In: Journal of Turbomachinery 109 (2), S. 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*. In: Journal of Engineering for Gas Turbines and Power 107 (2), S. 248–257. DOI: 10.1115/1.3239704.
- SIMON, T. W.; PIGGUSH, J. D. (2006): *Turbine Endwall Aerodynamics and Heat Transfer*. In: Journal of Propulsion and Power 22 (2), S. 301–312. DOI: 10.2514/1.16344.
- SIVASEGARAM, S.; WHITELAW, J. H. (1969): *Film Cooling Slots: The Importance of Lip Thickness and Injection Angle*. In: Journal of Mechanical Engineering Science 11 (1), S. 22–27. DOI: 10.1243/JMES_JOUR_1969_011_005_02.
- SNOWSILL, G. D.; YOUNG, C. (2006): *The Application of CFD to Underpin the Design of Gas Turbine Pre-Swirl Systems*. In: Proceedings of ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea, and Air, Nr. GT2006-90443. Barcelona, Spanien. DOI: 10.1115/GT2006-90443.
- STRIPF, M. (2007): *Einfluss der Oberflächenrauigkeit auf die transitionale Grenzschicht an Gasturbinenschaufeln*. Experimentelle Untersuchungen und Entwicklung eines Berechnungsverfahrens. Dissertation. UNIVERSITÄT KARLSRUHE, Karlsruhe. Institut für Thermische Strömungsmaschinen ITS.
- TAKEISHI, K.; MATSUURA, M.; AOKI, S.; SATO, T. (1990): *An Experimental Study of Heat Transfer and Film Cooling on Low Aspect Ratio Turbine Nozzles*. In: Journal of Turbomachinery 112 (3), S. 488–496. DOI: 10.1115/1.2927684.
- TAKEISHI, K.; ODA, Y.; SEGUCHI, J.; KOZONO, S. (2013): *Effect of Endwall Film Cooling Upstream of an Airfoil/Endwall Junction to Suppress the Formation of Horseshoe Vortex in a Symmetric Airfoil*. In: Proceedings of ASME Turbo Expo 2013: Turbine Technical Conference and Exposition, Nr. GT2013-95385. San Antonio, Texas, USA. DOI: 10.1115/GT2013-95385.
- UNITED NATIONS (2016): *7. d Paris Agreement*. Online verfügbar unter https://treaties.un.org/doc/Treaties/2016/02/20160215%2006-03%20PM/Ch_XXVII-7-d.pdf, zuletzt geprüft am 02.08.2022.
- VAN HOUT, D. R. (2020): *Heat Transfer and Film Cooling Performance on a Transonic Converging Nozzle Guide Vane Endwall With Purge Jet Cooling and Dual Cavity Slashface Leakage*. Masterarbeit. VIRGINIA TECH, Blacksburg, Virginia.
- VIEBAHN, P.; ZELT, O.; FISCHEDICK, M.; HILDEBRAND, J.; HEIB, S.; BECKER, D. ET AL. (2018): *Technologien für die Energiewende - Politikbericht*. Teilprojekt A im Rahmen des strategischen BMWi-Leitprojekts "Trends und Perspektiven der Energieforschung". Hg. v. Wuppertal Institut für Klima, Umwelt, Energie, Fraunhofer-Institut für System und Innovationsforschung und Institut für ZukunftsEnergie- und Stoffstromsysteme. Online verfügbar unter <https://epub.wupperinst.org/files/7080/WR14.pdf>, zuletzt geprüft am 02.08.2020.

- WANG, H. P.; OLSON, S. J.; GOLDSTEIN, R. J.; ECKERT, E. R. G. (1997): *Flow Visualization in a Linear Turbine Cascade of High Performance Turbine Blades*. In: *Journal of Turbomachinery* 119 (1), 8 Seiten. DOI: 10.1115/1.2841006.
- WEN, C.-D.; MUDAWAR, I. (2006): *Modeling the Effects of Surface Roughness on the Emissivity of Aluminum Alloys*. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 49 (23-24), S. 4279–4289. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2006.04.037.
- WIEGHARDT, K. (1946): *On the Blowing of Warm Air for De-Icing Devices F.B. 1900*. Reports and Translations No. 315 (1944).
- WIESE, C. J.; RUTLEDGE, J. L. (2021): *The Effects of Specific Heat and Viscosity on Film Cooling Behavior*. In: *Journal of Turbomachinery* 143 (4), S. 041008.1–041008.11. DOI: 10.1115/1.4049785.
- ZHANG, K.; LI, J.; LI, Z.; SONG, L. (2019): *Effects of Simulated Swirl Purge Flow and Mid-Passage Gap Leakage on Turbine Blade Platform Cooling and Suction Surface Phantom Cooling Performance*. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 129, S. 618–634. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.09.111.
- ZHANG, L.; YIN, J.; LIU, K.; HEE-KOO, M. (2015): *Effect of Hole Diameter on Nozzle End-wall Film Cooling and Associated Phantom Cooling*. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition*, Nr. GT2015-42541. Montreal, Quebec, Kanada. DOI: 10.1115/GT2015-42541.
- ZHANG, Y.; LI, Y.; YUAN, X. (2016): *Effects of Inlet Swirl on Suction Side Phantom Cooling*. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo 2016: Turbine Technical Conference and Exposition*, Nr. GT2016-57553. Seoul, Südkorea. DOI: 10.1115/GT2016-57553.
- ZHANG, Y.; YUAN, X. (2012): *Experimental Investigation of Turbine Phantom Cooling on Suction Side With Combustor-Turbine Leakage Gap Flow and Endwall Film Cooling*. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo 2012*, Nr. GT2012-69295. Kopenhagen, Dänemark. DOI: 10.1115/GT2012-69295.

Mitbetreute Abschlussarbeiten

DE ARCOS, D. G. (2019): *Numerische Untersuchungen einer Turbinenkaskade mit Kühlluftausblasung*. Masterarbeit. KARLSRUHER INSTITUT FÜR TECHNOLOGIE KIT, Karlsruhe. Institut für Thermische Strömungsmaschinen ITS. Betreuer: Bauer, H.-J., Co-Betreuer: Schmid, J.; Schneider, C.

HABER, M. (2020): *Untersuchung des Umgebungsdruckeinflusses auf die Druckverteilung an einer Turbinenseitenwand*. Masterarbeit. KARLSRUHER INSTITUT FÜR TECHNOLOGIE KIT, Karlsruhe. Institut für Thermische Strömungsmaschinen ITS. Betreuer: Bauer, H.-J., Co-Betreuer: Schmid, J.

Eigene Veröffentlichungen

- ELFNER, M.; SCHMID, J.; BAUER, H.-J. (2021): *Hochgenaue experimentelle Erfassung von Temperaturen und Filmkühlgrößen*. In: Wissenschaftliche Koordinierungsstelle AG Turbo und Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V. (DLR) (Hg.): Tagungsband 17. AG-TURBO Statusseminar. Köln, Deutschland.
- HAUG, F.; SCHMID, J. (2013): *Cryogenic cooling pump and method*. Angemeldet durch CERN European Organization Nuclear Research am 02.05.2013. Anmeldenr: 2013001303. Veröffentlichungsnr: WO 00 2013/178315 A1.
- MELEKIDIS, S.; EBERT, M.; SCHMID, J.; BAUER, H.-J. (2022): *Towards Quantitative Wall Shear Stress Measurements: Considering the Flow Behavior of Liquid Crystals*. In: Proceedings of 25th Conference of the International Society for Air Breathing Engines (ISABE). Ottawa, Kanada.
- SCHMID, J.; BAISCH-PFITZER, P.; ALBIEZ, H.; STRIPF, M. (2018a): *Ultrasonic suction pump at vapour pressure for condensate return in a vibrating heat pipe*. In: Ultrasonics 88, S. 123–130. DOI: 10.1016/j.ultras.2018.03.010.
- SCHMID, J.; BICAT, D.; ELFNER, M.; BAUER, H.-J. (2021a): *Improved In-Situ Calibration Applied to Infrared Thermography Under High Angles of View*. In: Infrared Physics & Technology 119 (4), 103952, 8 Seiten. DOI: 10.1016/j.infrared.2021.103952.
- SCHMID, J.; ELFNER, M.; BAUER, H.-J. (2021b): *Untersuchung neuer Filmkühlkonzepte für Seitenwände: Schlussbericht*. ECOFlex-Turbo, Teilvorhaben 3.3.1 - Berichtszeitraum: 01.10.2016-31.05.2021. Hg. v. TIB - Technische Informationsbibliothek Universitätsbibliothek Hannover. KARLSRUHER INSTITUT FÜR TECHNOLOGIE KIT, INSTITUT FÜR THERMISCHE STRÖMUNGSMASCHINEN ITS.
- SCHMID, J.; SCHULZ, A.; BAUER, H.-J. (2018b): *Influence of a Non-Axisymmetric Endwall on the Flow Field in a Turbine Passage - High-Resolution LDV*. In: Proceedings of ASME Turbo Expo 2018: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, Nr. GT2018-75061. Oslo, Norwegen. DOI: 10.1115/GT2018-75061.
- SCHMID, J.; SCHULZ, A.; DE ARCOS, D. G.; LUTUM, E.; SCHNEIDER, C.; BAUER, H.-J. (2021c): *Schaufelcluster einer Strömungsmaschine*. Angemeldet durch Bauer, H.-J., MTU Aero Engines AG, Schmid, J.; Schulz, A. am 08.01.2021. Anmeldenr: 102021200125. Veröffentlichungsnr: DE 10 2021 200 125 A1.

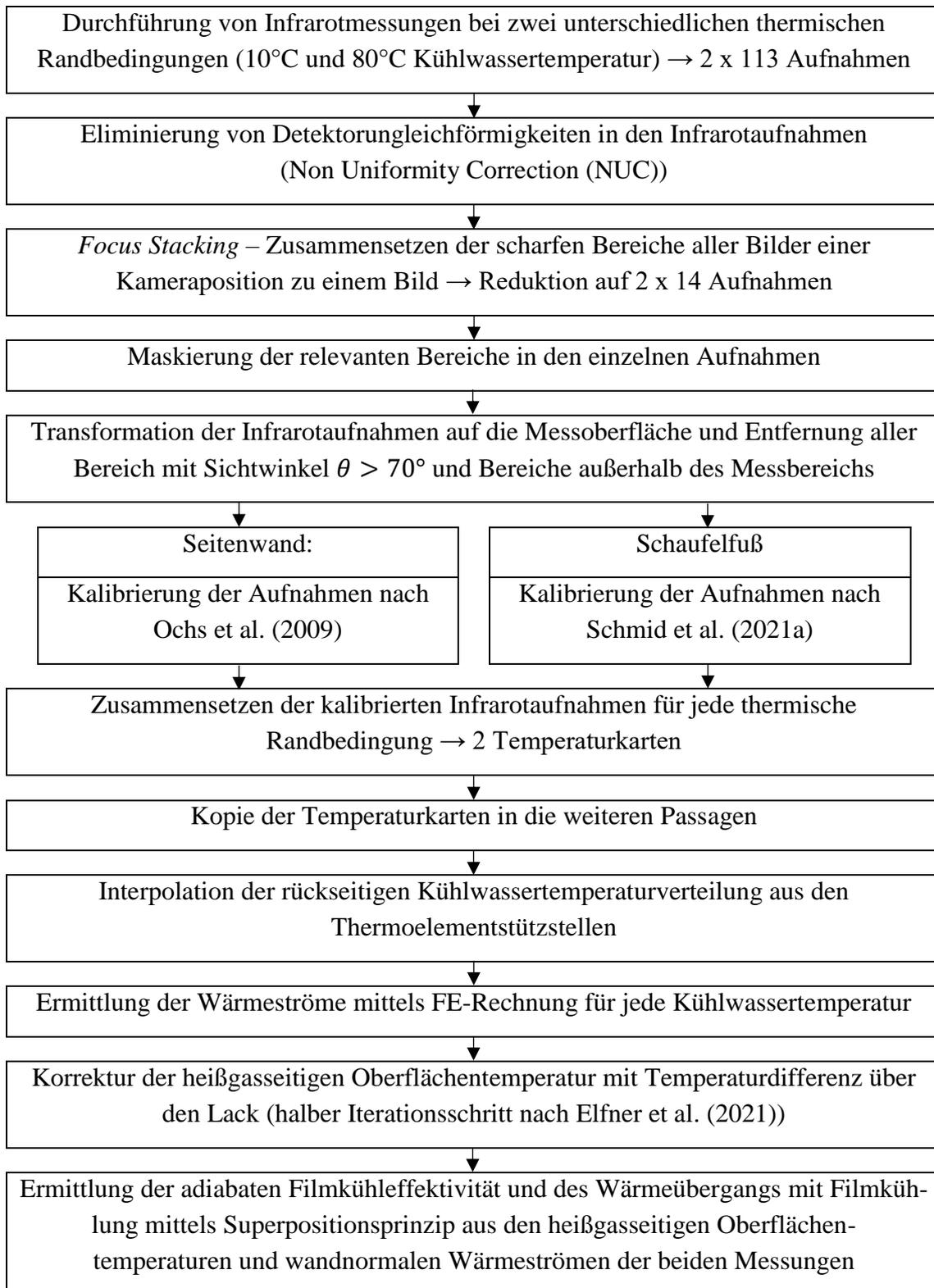
A Anhang

A1 Eingangsgrößen Fehlerrechnung

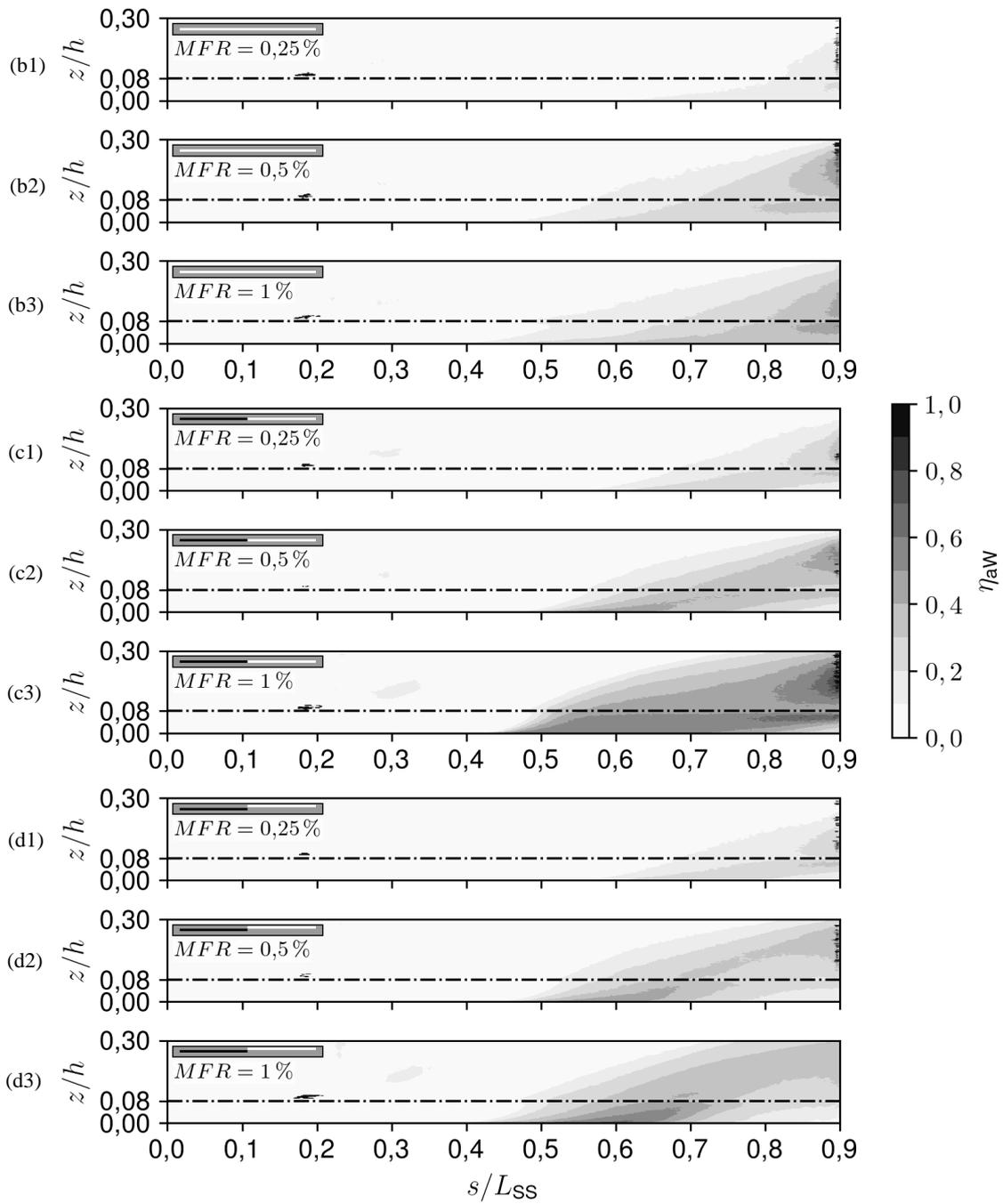
Eingangsgröße		Unsicherheit	Bemerkung
<i>Allgemein</i>			
ΔT_{TE}	Thermoelement (TE)	1,5 K	Nach EN 60584-1
$\Delta(T_{TE1} - T_{TE2})$	Differenztemperatur zwischen TE	0 K	Offsetabgleich
<i>Betriebspunkt</i>			
Δp_{Umg}	Umgebungsdrucksensor	15 Pa	
	Pressure Scanner 2,5 kPa (10“WC)	3,75 Pa	Dynamischer Druck
	Pressure Scanner 34 kPa (5 psi)	17 Pa	allgemein
$\Delta L_{ch}, \Delta L_p$	Schaufelgeometrie	1 mm	
	Kanalabmessungen (Höhe, Breite)	1 mm	
$\Delta \dot{m}_{Kl}$	Kühlluftmassenstrom	0,14 g/s + 1% v. M.	
	Annahme Blockprofil Heißgas	1%	systematisch
<i>Filmkühlgrößen</i>			
	Lackschichtdicke Seitenwand	10 μ m	
	Lackschichtdicke Schaufelfüße	20 μ m	
$\Delta(T_{TE} - T_{Ir})$	Kalibrierengenauigkeit Ir	1,9 K	Mittlerer Fehler
$\Delta T_{Kw,int}$	Interpolation Kühlwasser	1,5 K	
	Dicke Messplatte	0,1 mm	
$\Delta \lambda$	Wärmeleitfähigkeiten	3%	

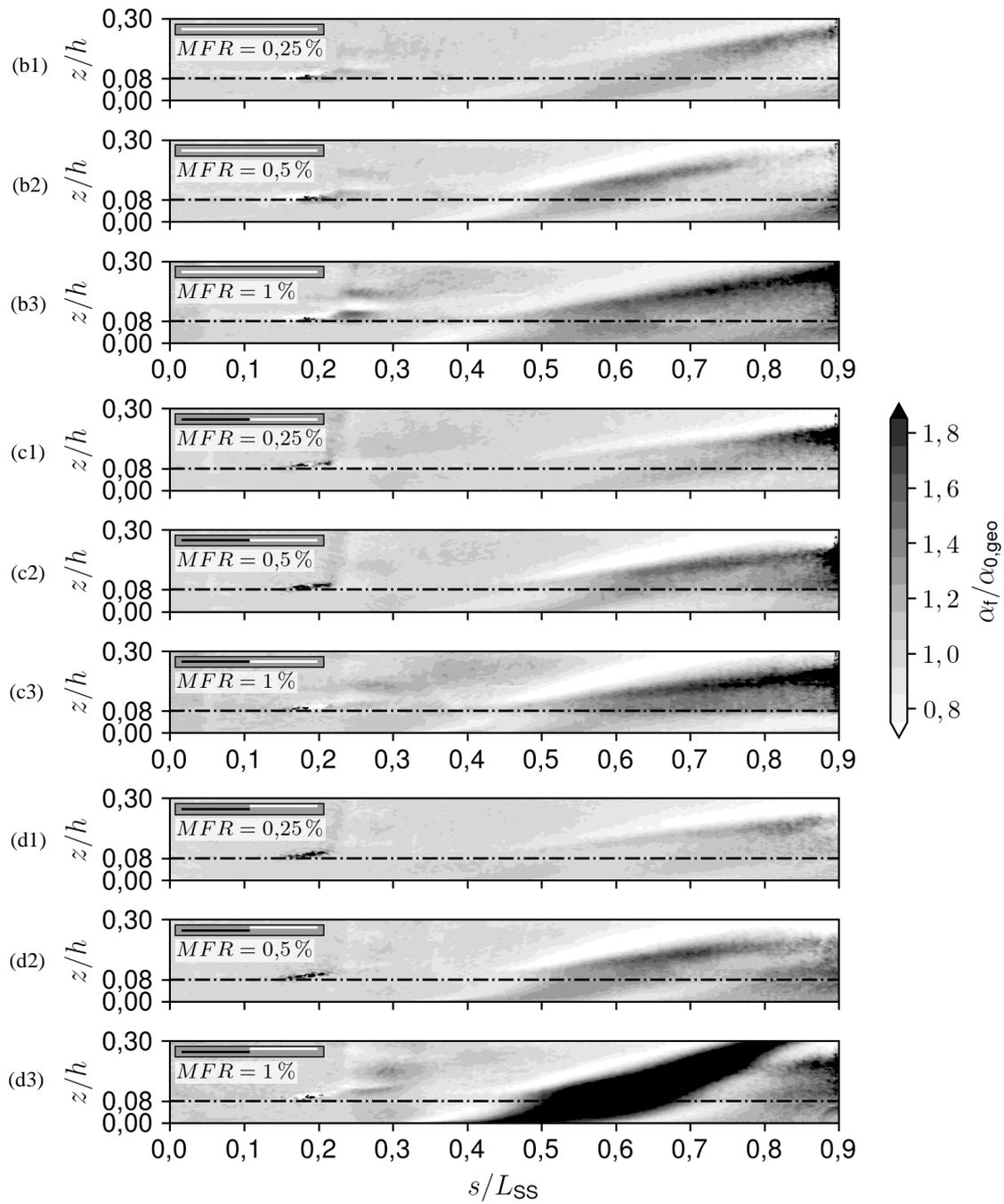
(nach Schmid et al. (2021b))

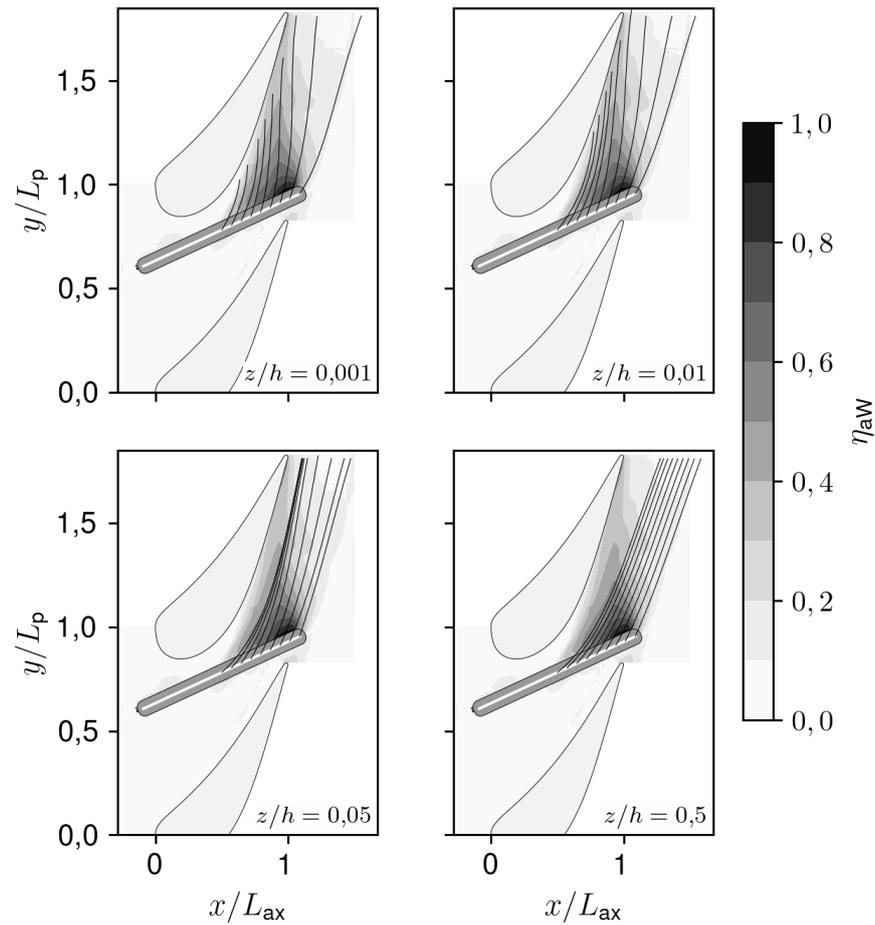
A2 Mess- und Auswerteablauf



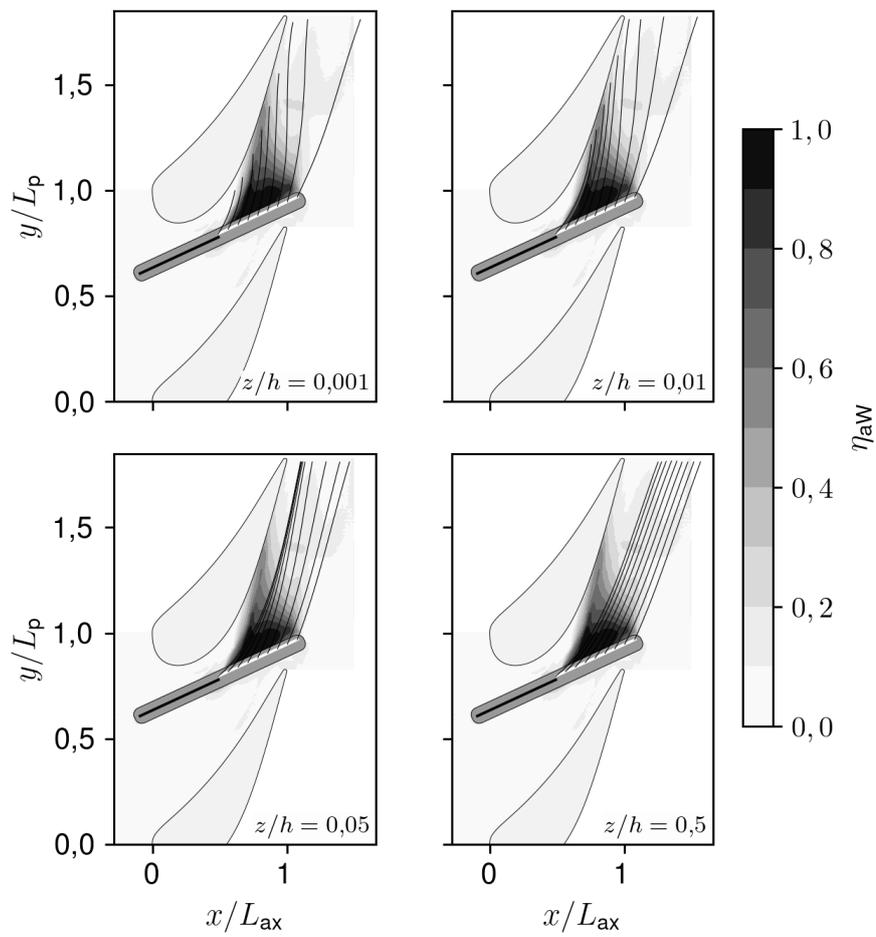
(nach Schmid et al. (2021b))

A3 Filmkühleffektivität auf der Schaufelsaugseite

A4 Wärmeübergangserhöhung auf der Schaufelaugseite

A5 Adiabate Filmkühleffektivität und Stromlinien

Adiabate Filmkühleffektivität η_{aW} auf der Seitenwand für $MFR = 1\%$ für den offenen Spalt mit überlagerten Stromlinien bei unterschiedlichen Wandabständen (z/h)



Adiabate Filmkühleffektivität η_{aw} auf der Seitenwand für $MFR = 1\%$ für den stromab angestellten Spalt mit überlagerten Stromlinien bei unterschiedlichen Wandabständen (z/h)