

Experimentelle Validierung numerischer Optimierungen des Schaufelpfades einer Hochdruck-Dampfturbine

Der Fakultät für Maschinenbau
der Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover
zur Erlangung des akademischen Grades
Doktor-Ingenieur
genehmigte Dissertation

von
Dipl.-Ing. Simon Leonardo Bittner
geboren am 16. Februar 1988
in Hannover

2020

Englischer Titel: Experimental validation of numerical optimizations of the blade path of a high-pressure steam turbine

Schlagwörter: Numerische Optimierung, Experimentelle Validierung, Hohe Druckzahlen

Keywords: Experimental validation, numerical optimization, high blade loading

Vorsitzender: Prof. Dr.-Ing. Gerhard Poll
1. Referent: Prof. Dr.-Ing. Jörg R. Seume
2. Referent: Prof. Dr.-Ing. Roland Lachmayer

Tag der Promotion: 19.06.2020

Zusammenfassung

Aufgrund der Priorisierung der erneuerbaren Energien ergeben sich völlig neue Anforderungen an konventionelle Kraftwerke. Neben der Grundsicherung der Energieversorgung werden diese inzwischen zum Ausgleich der volatilen Einspeisungen der erneuerbaren Energien genutzt. Daher stehen nicht mehr nur höchste Wirkungsgrade der Turbosätze im Fokus der Forschung, sondern auch schnellere Start- und Laständerungsgeschwindigkeiten bei gleichzeitig hohen Wirkungsgraden im Teil- und Nennlastbereich. Eine Erhöhung der Leistungsdichte lässt den Betrieb mit kürzeren Rotoren zu, die aufgrund einer schnelleren Durchwärmung die erforderlichen schnelleren Laständerungsgeschwindigkeiten erlauben. Höhere Leistungsdichten sorgen jedoch auch für dickere Grenzschichten und damit für größere Sekundärströmungen, welche eine Reduktion des Wirkungsgrades zur Folge haben. An diesem Punkt setzt die vorliegende Arbeit an.

Als Basis der Arbeit dient eine 7-stufige Turbine mit dampfturbinenähnlicher Beschau felung. Zur Erzeugung hoher Druckzahlen wurde diese auf ein 4-stufiges Design verändert, was einen Wirkungsgradverlust zur Folge hat. Durch die erhöhten Sekundärströmungen ergibt sich jedoch auch ein höheres Optimierungspotential hinsichtlich deren Beeinflussung. Durch die Steigerung der Rechenleistung in den letzten Jahrzehnten kann inzwischen mittels numerischer Simulationen das Strömungsfeld innerhalb einer Turbine realitätsnah vorhergesagt und damit auch optimiert werden. Die experimentelle Validierung des numerischen Modells ist dabei unabdingbar. Dafür wird ein weiter Kennfeldbereich der 4-stufigen Turbine mit hohen Druckzahlen auf dem Turbinenprüfstand des Instituts für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik (TFD) vermessen und mit Strömungsfeldmessungen im Nennlastpunkt ergänzt. Nach der erfolgreichen Validierung des numerischen Modells wird dieses in reduzierter Form für eine Sensitivitätsstudie hinsichtlich der numerischen Optimierung von Seitenwandkonturen verwendet. Im Rahmen des AG Turbo Projektes „Innovativer Dampfturbinenschaufelpfad für hohe Leistungsdichten“ wurde anhand dieser Sensitivitätsstudie eine ganzheitliche Optimierung des Schaufelpfades durchgeführt, gefertigt und im Rahmen dieser Arbeit als optimierter Testfall verwendet. Alle Erkenntnisse der Sensitivitätsstudie sind in die Optimierung eingeflossen. Der optimierte Testfall wird auf dem Turbinenprüfstand experimentell untersucht und validiert ein analog zum Modell des Referenzfalles erzeugtes numerisches Modell. Anhand der umfangreichen experimentellen und numerischen Daten wird gezeigt, dass zwei Drittel des durch die Erhöhung der Druckzahlen verlorenen Wirkungsgrades durch geeignete numerische Optimierung zurückgewonnen und experimentell nachgewiesen werden kann. Der erzeugte Wirkungsgradrückgewinn wird darüber hinaus physikalisch erklärt.

Abstract

The prioritization of renewable energies creates completely new requirements for conventional power plants. In addition to ensuring the baseload of the energy supply, these are now used to compensate for the volatile feed-in of renewable energies. Therefore, the focus is no longer only on the highest levels of efficiency of the turbo sets, but rather on faster starts and load changes with high levels of efficiency in the partial and nominal load range. An increase in the power density allows operation with shorter rotors, which allow faster rates of load change due to an accelerated heat-up and cool down. However, higher power densities also cause thicker boundary layers and thus larger secondary flows, which result in a reduction in efficiency. This is the motivation of the present thesis.

A 7-stage turbine with steam turbine-like blading serves as the basis of the thesis. In order to achieve higher specific work per stage, this was reduced to a 4-stage design, which results in a loss of efficiency. However, the increased secondary flows also result in a higher optimisation potential with regard to their influence. Due to the increase in computing power in recent decades, the flow field within a turbine can now be realistically predicted and thus optimized by means of numerical simulations. The experimental validation of the numerical model is indispensable. For this purpose, a wide range of operating points of the 4-stage turbine is investigated on the turbine test rig of the Institute of Turbomachinery and Fluid Dynamics (TFD) and supplemented with flow field measurements at the nominal load point. After the successful validation of the numerical model, this will be used in reduced form for a sensitivity study regarding the numerical optimization of sidewall contours. In the context of the AG Turbo project „Innovative Steam Turbine Blade Path for High Performance Densities“, a holistic optimization of the blade path was carried out, manufactured and used as an optimized test case in this work. The results of the sensitivity study have been incorporated into the optimization. The optimized test case is examined experimentally on the turbine test rig and validates a numerical model generated analogous to the model of the reference case. On the basis of the extensive experimental and numerical data it is shown that two thirds of the efficiency loss due to the increase in blade loading can be recovered by suitable numerical optimization. In addition, the gain in efficiency is experimentally verified and physically explained.

Danksagung

Die vorliegende Dissertation entstand während meiner Zeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik an der Leibniz Universität Hannover. Besonderen Dank möchte ich dem Institutsleiter Prof. Dr.-Ing. Jörg R. Seume für die Betreuung der Arbeit, die fachlichen Diskussionen und die wissenschaftliche Förderung aussprechen. Weiterhin danke ich Prof. Dr.-Ing. Roland Lachmayer und Prof. Dr.-Ing. Gerhard Poll für die Bereitschaft der Übernahme des Koreferats und des Vorsitzes der Prüfungskommission.

Dem Bundesministerium für Wirtschaft und Energie danke ich für die Förderung des AG Turbo Projektes COOREFlex 4.1.3 „Innovativer Dampfturbinen-Schaufelpfad für hohe Leistungsdichten“, welches die Grundlage dieser Dissertation bildet. Für die hervorragende Zusammenarbeit und die finanzielle Förderung im Rahmen des Projektes danke ich der Siemens AG, im Besonderen Michael Kleinhaus, Tobias Rühle und Peter Gerkens.

Herrn Dr.-Ing Joachim Runkel danke ich für die Unterstützung am Prüfstand, sowie die Förderung im Rahmen von Fortbildungsmaßnahmen. Für die Unterstützung während der experimentellen Untersuchung danke ich allen beteiligten technischen Mitarbeitern, ohne deren Hilfe die Ergebnisse in der vorliegenden Qualität und Quantität nicht möglich gewesen wären. Weiterhin danke ich meinen ehemaligen Kolleginnen und Kollegen am Institut für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik für die außerordentlich angenehme Arbeitsatmosphäre und die zahlreichen Diskussionen jeglicher Art. Hierbei sind Dominik Frieling, Michael Henke, Chris Meinzer, Sina Schwerdt, Lutz Schwerdt, Jan Siemann und Sönke Teichel hervorzuheben, die in unterschiedlicher Art und Weise durch ihre Unterstützung am Prüfstand, die Zusammenarbeit in verschiedenen Projekten oder fachliche und private Diskussionen zum guten Gelingen dieser Arbeit erheblich beigetragen haben. Darüber hinaus danke ich ganz besonders Uli Hartmann und Thomas Hauptmann für die zahlreichen Mittagessen, die Quartalstreffen und die fachlichen Diskussionen, welche einen großen Anteil am Gelingen und der Fertigstellung dieser Arbeit hatten, aber auch die Zeit am Institut zu einer ganz Besonderen hat werden lassen.

Ich danke meinen Eltern Anne und Götz Bittner, die meine Ausbildung erst ermöglichten, für die jahrelange Förderung während meines Studiums und für die außerordentliche Unterstützung zu jeder Zeit und in jeglicher Art und Weise. Mein größter Dank gilt meiner Frau Henrike, die immer an mich geglaubt hat, zu den richtigen Zeitpunkten Impulse gab und mein größter Rückhalt war. Ohne ihre Unterstützung und Geduld hätte ich diese Arbeit nicht fertigstellen können.

Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis	viii
Tabellenverzeichnis	xiii
Nomenklatur	xiv
1 Einleitung	1
1.1 Motivation	1
1.2 Ziele und These	2
1.3 Gliederung der Arbeit	2
2 Sekundärströmungen in Turbinen	3
2.1 Grenzschichttheorie	3
2.2 Entstehung der beteiligten Wirbel	7
2.3 Verlustentstehung durch Sekundärströmungen	11
2.4 Möglichkeiten zur Beeinflussung von Sekundärströmungen	13
2.5 Methoden zur Bewertung der Strömungsbeeinflussung	16
3 Bisherige Untersuchungen und Eingruppierung der Arbeit	19
3.1 Bisherige Untersuchungen	19
3.2 Eingruppierung dieser Arbeit und Neuheitsgehalt	27
4 Turbinenprüfstand, Testfälle und numerisches Setup	29
4.1 Allgemeiner Aufbau des Prüfstands	29
4.2 Testfälle	32
4.3 Verwendete Messtechnik	34
4.4 Numerisches Setup	39
5 Experimentelle Validierung des Referenzfalls	41
5.1 Untersuchte Betriebspunkte	41
5.2 Reduzierung der Betriebspunkte	42
5.3 Auswertung und Bewertung der Daten	43
5.4 Stabilität des Betriebspunktes	44
5.5 Reproduzierbarkeit	44
5.6 Vergleich der numerischen Ergebnisse mit den Messdaten	45
5.6.1 Kennfeldmessungen	47

5.6.2	Strömungsfeldmessungen	50
6	Optimierungsprozess und numerisches Setup	59
6.1	Optimierungsalgorithmen	59
6.2	Auswahl des Optimierungsalgorithmus - CADO	62
6.3	Prozesskette der Optimierung	66
6.3.1	Zielfunktionen und Beschränkungen	68
6.3.2	Parametrisierung der Geometrie	69
6.3.3	Reduziertes numerisches Setup	70
7	Numerische Optimierung der Seitenwände	73
7.1	Einflussparameter auf die Optimierung	73
7.2	Einfluss der Kavitätenströmung	74
7.3	Einfluss des Filletradius	79
7.4	Einfluss der erlaubten Konturhöhen	81
7.5	Nachweis einzelner Einflüsse durch Nachrechnungen	82
7.6	Gültigkeit des numerischen Setups	85
8	Experimentelle Validierung des optimierten Testfalles	87
8.1	Modifikationen des optimierten Testfalles	87
8.2	Stabilität des Betriebspunktes	89
8.3	Reproduzierbarkeit	89
8.4	Vergleich der numerischen Ergebnisse mit den Messdaten	90
8.4.1	Kennfeldmessungen	90
8.4.2	Strömungsfeldmessungen	92
8.4.3	Profildruckmessungen	96
8.5	Physikalische Erläuterung der strömungsmechanischen Güte	97
9	Schlussfolgerungen und Ausblick	107
9.1	Schlussfolgerungen	107
9.2	Ausblick	109
Literaturverzeichnis		i
A	Berechnung von Bewertungsgrößen	A-1
A.1	Berechnung des Massenstroms	A-1
A.2	5-Loch-Sonden	A-2
A.3	Messunsicherheitsbetrachtung	A-3
B	Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten des Turbinengehäuses	B-1
C	Weitere Ergebnisse des Referenztestfalles	C-1
C.1	Kennfeldmessungen	C-1
C.2	Sondenmessungen	C-3

D Weitere Ergebnisse des optimierten Testfalles	D-1
D.1 Kennfeldmessungen	D-1
D.2 Sondenmessungen	D-3
Wissenschaftlicher Werdegang	W-1

Abbildungsverzeichnis

2.1	Schematische Darstellung der Grenzschichtausbildung an einer ebenen Platte nach Schlichting und Gersten (2006).	4
2.2	Übergang einer laminaren Grenzschicht in eine turbulente Grenzschicht (Oertel et al. 2015).	5
2.3	Prinzipskizze der Grenzschichtablösung (Merker und Baumgarten 2000).	6
2.4	Sekundärströmungsmodell nach Kawai et al. (1989). Das Bild ist aus Restemeier (2012) entnommen.	8
2.5	Smith-Diagramm zur Bewertung von Turbinenstufen nach Lechner und Seume (2010)	17
4.1	Die geöffnete Turbine von oben	29
4.2	Schieberplan des Turbinenprüfstandes aus Meinzer (2020)	31
4.3	Referenzbeschaufelung	33
4.4	Vergleich der untersuchten Laufschaufeln, links: Referenzbeschaufelung, rechts: optimierte Beschaufelung	33
4.5	Definition und Nomenklatur der Messebenen (ME) im Schaufelpfad	35
4.6	Pneumatische 5-Loch-Sonden zur Erfassung des Strömungsfeldes aus Hauptmann (2020)	36
4.7	Verstellbarer Kammsondenring zur Erfassung der Austrittsbedingungen aus Hauptmann (2020)	37
4.8	Axiale und radiale Position der Profildruckbohrungen auf Leitschaufel 2 (links) und Leitschaufel 3 (rechts)	38
4.9	Instrumentierte Turbine in der Kampagne der Referenzbeschaufelung	38
4.10	Grafische Darstellung des numerischen Setups der Referenzturbinen	40
5.1	Stabilität der Einstellparameter am Auslegungspunkt OP12 über eine periphere Sondentraverse der Referenzturbinen am 21.03.2018	44
5.2	Reproduzierbarkeit der gemessenen Wirkungsgrade über 20 Messtage am Nennlastpunkt OP12. Der graue Balken zeigt das 95%-Konfidenzintervall des Absolutwertes.	45
5.3	Kennfeldmessungen (MD) im Vergleich mit den Auslegungsdaten (3dv) und den numerischen Ergebnissen (CFD) für die Nenndrehzahllinie. Die Fehlerbalken zeigen das 95%-Konfidenzintervall des Absolutwertes.	48
5.4	Einfluss der Wärmeisolierung (links) und Ergebnisse nach Korrektur der Wärmeverluste (rechts) für die Nenndrehzahllinie. Die Fehlerbalken zeigen das 95%-Konfidenzintervall des Absolutwertes.	50

5.5	Totaldruckverlustbeiwert und statischer Druck der Sondenmessungen (MD) in ME2.22 im Vergleich mit den Auslegungsdaten (3dv) und der CFD für OP12. Die Fehlerbalken zeigen das 95%-Konfidenzintervall des Absolutwertes.	51
5.6	Sondenmessungen (MD) des Abströmwinkels und der Mach-Zahl in ME2.22 im Vergleich mit den Auslegungsdaten (3dv) und der CFD für OP12. Die Fehlerbalken zeigen das 95%-Konfidenzintervall des Absolutwertes.	52
5.7	Umfangsmittelung des Totaldruckverlustbeiwertes und des statischen Druckes der Sondenmessungen (MD) in ME2.31 im Vergleich mit den Auslegungsdaten (3dv) und der CFD für OP12. Die Fehlerbalken zeigen das 95%-Konfidenzintervall des Absolutwertes.	53
5.8	Umfangsmittelung der Sondenmessungen (MD) des Abströmwinkels und der Mach-Zahl in ME2.31 im Vergleich mit den Auslegungsdaten (3dv) und der CFD für OP12. Die Fehlerbalken zeigen das 95%-Konfidenzintervall des Absolutwertes.	54
5.9	Numerisches Modell der Sonde im Schaufelkanal	56
5.10	Einfluss der Sondengeometrie auf die numerischen Daten im Vergleich mit den experimentellen Daten in ME 2.21. Die Fehlerbalken zeigen das 95%-Konfidenzintervall des Absolutwertes.	57
6.1	Differentieller evolutionärer Algorithmus des Mehrzieloptimierers nach Verstraete (2010b) und Teichel (2018)	64
6.2	Indirekte Behandlung von Beschränkungen für eine Einzel-Funktion nach Verstraete (2010a) und Teichel (2018)	65
6.3	Direkte Behandlung von Beschränkungen für zwei Ziele (Teichel 2018) . . .	66
6.4	Prozesskette der Optimierung. Darstellung nach Drexelius (2017)	67
6.5	Parametrisierung der Seitenwandkontur mit 9 freien Parametern	69
6.6	Grafische Darstellung des numerischen Setups des Optimierungsprozesses .	71
7.1	Optimierungsergebnisse der <i>Basis</i> -Optimierung	75
7.2	Optimierungsergebnisse der <i>Kav</i> -Optimierung	75
7.3	Vergleich der numerischen Profildruckverteilungen (c_p -Wert) und der Konturplot des besten Individuums der <i>Basis</i> -Optimierung	76
7.4	Vergleich der numerischen Profildruckverteilungen (c_p -Wert) und der Konturplot des besten Individuums der <i>Kav</i> -Optimierung	77
7.5	Vergleich der strömungsgerichteten Wirbelstärke des unkonturierten Falles und des besten Individuums der <i>Basis</i> -Optimierung	78
7.6	Vergleich der strömungsgerichteten Wirbelstärke des unkonturierten Falles und des besten Individuums der <i>Kav</i> -Optimierung	78
7.7	Optimierungsergebnisse der <i>Voll</i> -Optimierung	79
7.8	Vergleich der numerischen Profildruckverteilungen (c_p -Wert) und der Konturplot des besten Individuums der <i>Voll</i> -Optimierung	80
7.9	Vergleich der strömungsgerichteten Wirbelstärke des unkonturierten Falles und des besten Individuums der <i>Voll</i> -Optimierung	81

7.10	Einfluss der maximalen Höhe der NURBS-Kontrollpunkte auf den Wirkungsgradgewinn, die maximale Abweichungen der spezifischen Leistung sowie des Massenstroms	82
7.11	Vergleich der numerischen Profildruckverteilungen (c_p -Wert) auf 10% Kanalhöhe der Nachrechnungen und des besten Individuums (rote Linien) der <i>Voll</i> -Optimierung	83
7.12	Vergleich der numerischen Profildruckverteilungen (c_p -Wert) auf 20% Kanalhöhe der Nachrechnungen und des besten Individuums (rote Linien) der <i>Voll</i> -Optimierung	84
7.13	Vergleich der strömungsgerichteten Wirbelstärke der Nachrechnungen des besten Individuums der <i>Voll</i> -Optimierung	84
7.14	Integraler Vergleich der Strömungslöser und der verwendeten Wirkungsgraddefinition	85
8.1	Modifikationen der Beschauelungen des optimierten Testfall aus Hoffmann (2017)	87
8.2	Umfangsgemittelte strömungsgerichtete Wirbelstärke der 4-stufigen Referenzturbinen aus Rohrssen (2016)	88
8.3	Stabilität der Einstellparameter am Auslegungspunkt über eine periphere Sondentraverse der optimierten Turbine am 16.10.2018	89
8.4	Reproduzierbarkeit der gemessenen Wirkungsgrade über 12 Messtage am Nennlastpunkt OP12. Der graue Balken zeigt das 95%-Konfidenzintervall des Absolutwertes.	90
8.5	Kennfeldmessungen (MD) im Vergleich mit den Auslegungsdaten (3dv) und den numerischen Ergebnissen (CFD) für die Nenndrehzahllinie. Die Fehlerbalken zeigen das 95%-Konfidenzintervall des Absolutwertes.	91
8.6	Totaldruckverlustbeiwert und statischer Druck der Messdaten (MD), der Auslegungsdaten (3dv) und der CFD in ME2.22 für OP12.	93
8.7	Sondenmessungen (MD) des Abströmwinkels und der Mach-Zahl in ME2.22 im Vergleich mit den Auslegungsdaten (3dv) und der CFD für OP12. Die Fehlerbalken zeigen das 95%-Konfidenzintervall des Absolutwertes.	93
8.8	Umfangsmittelung des Totaldruckverlustbeiwertes und des statischen Druckes der Sondenmessungen (MD), der Auslegungsdaten und der CFD in ME2.31 für OP12. Die Fehlerbalken zeigen das 95%-Konfidenzintervall des Absolutwertes.	94
8.9	Umfangsmittelung der Sondenmessungen (MD), der Auslegungsdaten und der CFD des Abströmwinkels und der Mach-Zahl in ME2.31 für OP12. Die Fehlerbalken zeigen das 95%-Konfidenzintervall des Absolutwertes.	95
8.10	Vergleich der gemessenen Profildruckverteilung mit den numerischen Ergebnissen (CFD) auf 85% relativer Kanalhöhe für und OP12. Die Fehlerbalken zeigen das 95%-Konfidenzintervall des Absolutwertes.	97
8.11	Nachweis erhöhter Sekundärströmungen im Strömungskanal der Laufreihe 2 mithilfe der strömungsgerichteten Wirbelstärke für den Nennlastpunkt . . .	98

8.12	Darstellung der Wirbelausbildung im Strömungskanal der Laufreihe 2 mithilfe der strömungsgerichteten Wirbelstärke für OP12, Frontansicht	99
8.13	Darstellung der Wirbelausbildung im Strömungskanal der Laufreihe 2 mithilfe der strömungsgerichteten Wirbelstärke für OP12, Rückansicht	99
8.14	Vergleich der numerischen Profildruckverteilungen (c_p -Wert) der zweiten Laufreihe	100
8.15	Darstellung der Wirbelausbildung im Strömungskanal der Leitreihe 3 mithilfe der strömungsgerichteten Wirbelstärke für OP12, Frontansicht.	101
8.16	Darstellung der Wirbelausbildung im Strömungskanal der Leitreihe 3 mithilfe der strömungsgerichteten Wirbelstärke für OP12, Rückansicht.	102
8.17	Konturplot der Wirbelausbildung hinter der Leitreihe 3 mithilfe der strömungsgerichteten Wirbelstärke für OP12, Rückansicht.	102
8.18	Vergleich der numerischen Profildruckverteilungen (c_p -Wert) der dritten Leitreihe	103
8.19	Auswirkungen der Optimierungen im Smith-Diagramm	104
8.20	Grafischer Nachweis der Hypothese aus Abschn. 1.2	105
B.1	Abkühlkurve des Turbinengehäuses über ca. 4,5 Stunden. Die Fehlerbalken zeigen das 95%-Konfidenzintervall. Zur besseren Übersichtlichkeit ist nur jeder fünfte Datenpunkt abgebildet.	B-4
C.1	Kennfeldmessungen (MD) im Vergleich mit den Auslegungsdaten (3dv) und den numerischen Ergebnissen (CFD) für $N_{red} = 4200 \text{ min}^{-1}$	C-1
C.2	Kennfeldmessungen (MD) im Vergleich mit den Auslegungsdaten (3dv) und den numerischen Ergebnissen (CFD) für $N_{red} = 5175 \text{ min}^{-1}$	C-2
C.3	Kennfeldmessungen (MD) im Vergleich mit den Auslegungsdaten (3dv) und den numerischen Ergebnissen (CFD) für $N_{red} = 6325 \text{ min}^{-1}$	C-2
C.4	Sondenmessungen (MD) des Druckes in ME 2.12 im Vergleich mit den Auslegungsdaten (3dv) und der CFD für OP12	C-3
C.5	Sondenmessungen (MD) des Abströmwinkels und der Mach-Zahl in ME 2.12 im Vergleich mit den Auslegungsdaten (3dv) und der CFD für OP12	C-3
C.6	Umfangsmittelung der Sondenmessungen (MD) des Druckes in ME 2.21 im Vergleich mit den Auslegungsdaten (3dv) und der CFD für OP12	C-4
C.7	Umfangsmittelung der Sondenmessungen (MD) des Abströmwinkels und der Mach-Zahl in ME 2.21 im Vergleich mit den Auslegungsdaten (3dv) und der CFD für OP12	C-4
C.8	Umfangsmittelung der Sondenmessungen (MD) des Druckes in ME 2.41 im Vergleich mit den Auslegungsdaten (3dv) und der CFD für OP12	C-5
C.9	Umfangsmittelung der Sondenmessungen (MD) des Abströmwinkels und der Mach-Zahl in ME 2.41 im Vergleich mit den Auslegungsdaten (3dv) und der CFD für OP12	C-5
C.10	Sondenmessungen (MD) des Druckes in ME 2.42 im Vergleich mit den Auslegungsdaten (3dv) und der CFD für OP12	C-6

C.11	Sondenmessungen (MD) des Abströmwinkels und der Mach-Zahl in ME 2.42 im Vergleich mit den Auslegungsdaten (3dv) und der CFD für OP12 . . .	C-6
D.1	Kennfeldmessungen (MD) im Vergleich mit den Auslegungsdaten (3dv) und den numerischen Ergebnissen (CFD) für $N_{red} = 4200 \text{ min}^{-1}$	D-1
D.2	Kennfeldmessungen (MD) im Vergleich mit den Auslegungsdaten (3dv) und den numerischen Ergebnissen (CFD) für $N_{red} = 5175 \text{ min}^{-1}$	D-2
D.3	Kennfeldmessungen (MD) im Vergleich mit den Auslegungsdaten (3dv) und den numerischen Ergebnissen (CFD) für $N_{red} = 6325 \text{ min}^{-1}$	D-2
D.4	Umfangsmittelung der Sondenmessungen (MD) des Druckes in ME 2.21 im Vergleich mit den Auslegungsdaten (3dv) und der CFD für OP12	D-3
D.5	Umfangsmittelung der Sondenmessungen (MD) des Abströmwinkels und der Mach-Zahl in ME 2.21 im Vergleich mit den Auslegungsdaten (3dv) und der CFD für OP12	D-3
D.6	Umfangsmittelung der Sondenmessungen (MD) des Druckes in ME 2.41 im Vergleich mit den Auslegungsdaten (3dv) und der CFD für OP12	D-4
D.7	Umfangsmittelung der Sondenmessungen (MD) des Abströmwinkels und der Mach-Zahl in ME 2.41 im Vergleich mit den Auslegungsdaten (3dv) und der CFD für OP12	D-4
D.8	Sondenmessungen (MD) des Druckes in ME 2.42 im Vergleich mit den Auslegungsdaten (3dv) und der CFD für OP12	D-5
D.9	Sondenmessungen (MD) des Abströmwinkels und der Mach-Zahl in ME 2.42 im Vergleich mit den Auslegungsdaten (3dv) und der CFD für OP12 . . .	D-5

Tabellenverzeichnis

4.1	Maximale technische Daten des Axialturbinenprüfstandes am Institut für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik der Leibniz Universität Hannover . .	30
4.2	Auslegungsdaten der 4-stufigen Referenzbeschaufelung	32
4.3	Instrumentierung der Turbine in den einzelnen Messebenen	37
5.1	Betriebspunkte im Rahmen des Projektes und ausgewählte Betriebspunkte für die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführte Validierung	41
5.2	Referenzgrößen der Reduzierung	43
5.3	Ergebnisse der Berechnung des Grid Convergence Index für die Referenzturbinen am Nennlastpunkt OP12	46
5.4	Ergebnisgrößen für den Nennlastpunkt OP12	48
6.1	Ergebnisse der Berechnung des Grid Convergence Index für die Referenzturbinen und die Nachrechnung einer Seitenwandkontur am Nennlastpunkt. . .	72
7.1	Kürzel der Optimierungen	74
7.2	Bewertungsmatrix der Sensitivitäten anhand der Nachrechnungen	83
8.1	Ergebnisgrößen für den Nennlastpunkt OP12	92

Nomenklatur

Lateinische Buchstaben

Symbol	Einheit	Bedeutung
A	m^2	Fläche
a	-	Elternteil der Pareto-Front
b	-	Elternteil der Pareto-Front
c	-	Elternteil der Pareto-Front
C	-	Kreuzungskonstante
D	m	Durchmesser
E	-	Eckerle-Awad-Parameter
F_s	-	Sicherheitsfaktor
h	m	Schaufelhöhe
h	J	Enthalpie
h	%	Luftfeuchte
H	$m\ s^{-2}$	Helizität
l	m	Axiale Sehnenlänge der Schaufel
l	m	Charakteristische Länge
Ma	-	Mach-Zahl
\dot{m}	$\frac{kg}{s}$	Massenstrom
N	min^{-1}	Drehzahl
n	-	Normalenrichtung
O	-	Optimierungsziel
P	kW	Leistung
p	Pa	Druck
p	-	Ordnung der Differentialgleichung
R	m	Krümmungsradius der Stromlinie
R	$\frac{kJ}{kg\ K}$	allgemeine Gaskonstante
r	m	radiale Höhe
r	-	Netzzellenverhältnis
r	-	Zufallszahl
Re	-	Reynolds-Zahl
T	K	Temperatur
t	s	Zeit
U	$\frac{m}{s}$	Geschwindigkeit
u	$\frac{m}{s}$	Geschwindigkeit in axialer Richtung

Nomenklatur

u_θ	$\frac{m}{s}$	Geschwindigkeit in Umfangsrichtung
u_∞	$\frac{m}{s}$	Geschwindigkeit in ungestörter Kernströmung
v	$\frac{m}{s}$	Geschwindigkeit in y-Richtung
w	$\frac{m}{s}$	Geschwindigkeit in z-Richtung
x	m	Koordinate X, axiale Position
x	-	Aktuelle Elterngeneration
y	m	Koordinate Y
y	-	Mutation der Parameter
y^+	-	dimensionsloser Wandabstand
z	m	Koordinate Z, radiale Position
z	-	Kreuzung der Parameter

Griechische Buchstaben

Symbol	Einheit	Bedeutung
α	$\frac{W}{m^2 K}$	Wärmeübergangskoeffizient
α	deg, rad	Abströmwinkel im Absolutsystem
β	K^{-1}	Isobarer Volumenausdehnungskoeffizient
β	deg, rad	Abströmwinkel im Relativsystem
γ	deg, rad	Gierwinkel der Strömung
δ_1	m	Verdrängungsdicke
δ_2	m	Impulsverlustdicke
δ_{99}	m	Grenzschichtdicke
ϵ	-	Emissionskoeffizient
η	$Pa \cdot s$	Dynamische Viskosität
η	-	Wirkungsgrad
κ	-	Isentropenexponent
λ	$\frac{W}{m \cdot K}$	Wärmeleitfähigkeit
ν	$\frac{m^2}{s}$	Kinematische Viskosität
Π_{tt}	-	Totaldruckverhältnis
φ	-	Durchflusszahl
ψ	-	Druckzahl
σ	$\frac{W}{m^2 K^4}$	Stefan-Boltzmann-Konstante
τ_w	Pa	Wandschubspannung
Θ	deg, rad	Umfangswinkel
ρ	$\frac{kg}{m^3}$	Dichte
ω	s^{-1}	Vortizität
ω_{SW}	s^{-1}	Strömungsgerichtete Wirbelstärke

Tiefgestellte Indizes

Index	Bedeutung
∞	Größe der ungestörten Strömung
1	Netz mit feinsten Auflösung
2	Netz mit mittlerer Auflösung
3	Netz mit größter Auflösung
A	Anfang
amb	Umgebungsbedingungen
ax	Axial
c	kritisch
extra	extrapolierter Wert
fL	feuchte Luft
G	Gehäuse
ges	gesamt
in	Wert der Größe am Eintritt
is	Isentrop
K	Konvektion
norm	Normiert
out	Wert der Größe am Austritt
poly	Polytrop
red	Reduzierte Größen
ref	Referenzgrößen
rel	relative Größen
S	Strahlung
stat	statische Größe
SW	Strömungsgerichtet (streamwise)
t	Totalgröße, Zählvariable der Generation
tt	Total-Total
V,W	Wärmeverluste
x	Vektorkomponente in x-Richtung
y	Vektorkomponente in y-Richtung
z	Vektorkomponente in z-Richtung

Mathematische Zeichen und Operatoren

Symbol	Bedeutung
∂	partielle Ableitung
∇	Nabla-Operator
<i>min</i>	Minimum
<i>rot</i>	Rotation eines Vektors

Abkürzungen

Abkürzung	Bedeutung
3dv	2D Programm zur Auslegung von Dampfturbinen
ANN	Artificial Neuronal Network
AR	Aspect Ratio
ARDE	Adaptive Range Differential Evolution
CADO	Computer Aided Design and Optimization Tool
CFD	Computational Fluid Dynamics
DOE	Design of Experiments
DS	Druckseite
EERE	Extrapolated Estimated Relative Error
GCI	Grid Convergence Index
HK	Hinterkante
IfS	Institut für Strömungsmaschinen
MAEA	Metamodel Assisted Evolutionary Algorithm
MD	Messdaten
ME	Messeebene
NURBS	Non-Uniform Rational B-Spline
OP	Betriebspunkt (Operating Point)
Opt	Optimiert
PTB	Physikalisch Technische Bundesanstalt
RANS	Reynolds-gemittelte Navier-Stokes-Gleichungen
Ref	Referenz
SKE	Sekundäre kinetische Energie
SKEH	Sekundäre Kinetische Energie multipliziert mit der Helizität
SQP	Sequential Quadratic Programming
SS	Saugseite
SST	Shear Stress Transport
SVM	Support Vector Machines
SWK	(nicht-achsensymmetrische) Seitenwandkontur
TFD	Institut für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik
TFV	Trailing Filament Vortex
TSV	Trailing Shed Vortex
VK	Vorderkante
VKI	Von Kármán Insitute for Fluid Dynamics

1 Einleitung

1.1 Motivation

Die Entwicklungsszenarien des weltweiten Strombedarfs zeigen allesamt eine erhebliche Steigerung. So geht das Szenario des VGB PowerTech e.V. von einem Zuwachs von 81% der weltweiten Stromerzeugung bis zum Jahr 2040 aus (Bezugsjahr 2012). Der gesellschaftliche und politische Wille ist es, diesen Strombedarf durch erneuerbare Energien zu decken, jedoch werden auch in Zukunft konventionelle Kraftwerke aufgrund möglicher Dunkelflauten eine entscheidende Rolle hinsichtlich der Versorgungssicherheit der Verbraucher spielen. Diese Volatilität der erneuerbaren Energie erzeugt ein ganz neues Anforderungsprofil an die konventionellen Kraftwerke. So sind neben den klassischen Anforderungen wie hohen Wirkungsgraden und geringen Emissionen inzwischen vermehrt kürzere Start- und Laständerungsgeschwindigkeiten gefragt. Ein Ansatz, diese hohe Flexibilität zu erzeugen, ist die Leistungsdichte in Dampfturbinen zu erhöhen. Die Erhöhung der Leistungsdichte ist im Bereich der Gasturbinen, insbesondere aber von Fluggasturbinen aufgrund des ermöglichten geringeren Gewichts bei gleichem Schub, bereits seit einigen Jahren üblich (vgl. Gier et al. 2010, Praisner et al. 2007, Germain et al. 2010). Durch eine Erhöhung der Leistungsdichte in Dampfturbinen kann der Betrieb bei gleichbleibender Leistung der Dampfturbine mit einem kürzeren Rotor ermöglicht werden. Kürzere Rotoren haben kleinere Rotor- und Gehäusedurchmesser zur Folge, was wiederum eine schnellere Durchwärmung und damit die erforderliche Flexibilität erlaubt.

Die Erhöhung der Leistungsdichte hat jedoch auch nachteilige Effekte. Aus der Erhöhung der Leistungsdichte folgen höhere aerodynamische Belastungen (höhere Druckzahl), wodurch sich die Effekte von Sekundärströmungen verstärken. Deren Verluste entstehen durch Interaktionen wandnaher Grenzschichten mit dem Schaufelblatt oder den Seitenwänden. Um diese Wirkungsgradverluste einzudämmen, können u.a. die Seitenwände des Schaufelpfades konturiert werden. Ziel der Seitenwandkontur, die i.d.R. mittels numerischer Optimierung ausgelegt wird, ist die Reduktion der Sekundärströmungen durch Veränderungen des Druckfeldes sowie der Zuströmungsgrenzschicht und damit eine Reduktion der Verluste. In der Vergangenheit konnte der experimentelle Nachweis der Optimierungseinflüsse aufgrund geringer Wirkungsgradgewinne und einer unvermeidlichen Messunsicherheit oftmals nicht erbracht werden. Durch die im Vergleich zu Dampfturbinenbeschaufelungen mit klassischen Druckzahlen stärkeren Sekundärströmungen kann von einem höheren Optimierungspotential ausgegangen werden, sodass eine experimentelle Validierung der Optimierungseinflüsse möglich wird.

1.2 Ziele und These

Aufgrund dieses erhöhten Optimierungspotentials zielt die vorliegende Arbeit auf eine numerische Optimierung des Schaufelpfades einer Dampfturbinenbeschaufelung hoher Druckzahlen ab. Dafür wurden im Vorfeld die Schaufelbelastungen einer am Institut für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik (TFD) bestehenden 7-stufigen Turbinenkonfiguration mit einer Dampfturbinenbeschaufelung signifikant erhöht, was einen Wirkungsgradverlust zur Folge hat. Es soll gezeigt werden, dass mittels einer numerischen Optimierung des Schaufelpfades in mehrstufigen, hochbelasteten Turbinenkonfigurationen eine Verbesserung des Wirkungsgrades erzielt und experimentell im rotierenden System nachgewiesen werden kann. Dafür ist zunächst ein numerisches Simulationsmodell der Referenzbeschaufelungen zu definieren und über einen weiten Betriebsbereich zu validieren. Die Validierung soll dabei sowohl über integrale Kennwerte als auch über Strömungsfeldvergleiche erfolgen. Weiterhin soll ein Optimierungsprozess definiert und realisiert werden, welcher auf dem validierten numerischen Modell beruht und die bekannten Sensitivitäten numerischer Optimierungen überprüft. Die Überprüfung der Sensitivitäten ist aufgrund der Erkenntnisse aus der Literatur zwingend notwendig. Das numerische Setup des ganzheitlich optimierten Schaufelpfades soll im Anschluss ebenfalls über experimentelle Untersuchungen validiert und die Ergebnisse für physikalische Erläuterungen verwendet werden.

Aus den genannten Zielen leitet sich die Hypothese der Arbeit ab:

„Durch geeignete numerische Optimierungen können Wirkungsgradverluste, verursacht durch Erhöhung der Schaufelbelastungen, teilweise kompensiert werden. Die erzielten Wirkungsgradkompensationen können durch experimentelle Untersuchungen im rotierenden System quantitativ nachgewiesen und durch die numerischen Ergebnisse physikalisch erläutert werden.“

1.3 Gliederung der Arbeit

Die vorliegende Arbeit gliedert sich in neun Kapitel. Nach der Einleitung erfolgt eine Einführung in die Grenzschichttheorie, die Entstehung der Sekundärströmung, sowie deren Einfluss auf die Verlustentstehung. Weiterhin werden Möglichkeiten zur Beeinflussung von Sekundärströmungen und dessen Bewertung vorgestellt. Einen ausführlichen Literaturüberblick findet der Leser in Kap. 3; Kap. 4 beschreibt den verwendeten Prüfstand inklusive der Messtechnik, Testfälle und das daraus resultierende numerische Simulationsmodell. Die Ergebnisse der ersten experimentellen Untersuchung zeigt Kap. 5. Die darauf aufbauende Optimierung, deren Prozess und numerisches Setup wird in Kap. 6 erläutert. Kapitel 7 beschreibt dann die Sensitivitätsstudie, durchgeführte Optimierungen und die Optimierungsergebnisse. Diese Ergebnisse finden Einzug in die optimierte Beschaufelung. Deren experimentelle Ergebnisse und eine physikalische Erläuterung werden in Kap. 8 gezeigt. Die Arbeit endet mit den Schlussfolgerungen und einem Ausblick in Kap. 9.

2 Sekundärströmungen in Turbinen

Im Allgemeinen werden in Strömungsmaschinen alle Strömungen, die - im Gegensatz zur so genannten Primärströmung - nicht an der Arbeitsumsetzung zwischen der Maschine und dem Fluid beteiligt sind, als Sekundärströmungen bezeichnet. Sie besitzen immer eine dreidimensionale Struktur, überlagern die Primärströmung und interagieren mit dieser. Darüber hinaus können die Sekundärströmungen bis zu 33% (Rose 2014) zu den Gesamtverlusten einer Turbomaschine beitragen. Daher ist das Verständnis dieser komplexen Strukturen ein wesentlicher Teil des Verständnisses der Strömungen in Turbomaschinen (Lampart 2009). Aufgrund der Interaktion ist eine getrennte Betrachtung der Primär- und der Sekundärströmung nicht sinnvoll (Rose 2014).

Sekundärströmungen entspringen laut Lampart (2009) aus sich spezifisch entwickelnden Grenzschichten und gehen immer mit longitudinalen Wirbel mit einer dominanten strömungsgerichteten Wirbelkomponente einher. Weiterhin beeinflussen sie die Seitenwandgrenzschicht, aus der die Sekundärströmungen entsprungen sind. Laut Eymann (2001) entstehen Sekundärströmungen durch aufgeprägte Druckgradienten aus der Primärströmung sowie aus der Wechselwirkung zwischen Grenzschichtströmungen. Es handelt sich bei den Sekundärströmungen also um ein stark durch die Grenzschicht getriebenes und initiiertes Phänomen. Daher folgt in diesem Kapitel zunächst eine Beschreibung der Grenzschichttheorie. Im Folgenden werden dann die einzelnen Wirbel der Sekundärströmungen und die Verlustentstehung durch die Sekundärströmungen erläutert. Abschließend gibt dieses Kapitel eine Übersicht über Möglichkeiten der Einflussnahme auf Sekundärströmungen sowie einige Methoden zur Bewertung dieser Strömungsbeeinflussungen.

2.1 Grenzschichttheorie

Die in diesem Abschnitt betrachtete Grenzschichttheorie stellt eine physikalische Betrachtung der Phänomene dar, ohne eine eingehende Erläuterung der mathematischen Methode der Grenzschicht-Theorie. Dem interessierten Leser werden daher die Lehrbücher von Schlichting und Gersten (2006) und Oertel et al. (2015) empfohlen, auf denen die Darstellungen dieses Kapitels basieren.

Ein essentieller Bestandteil der Grenzschichttheorie ist die Berücksichtigung der Viskosität. Sie ist für den Übergang der Geschwindigkeit von der an reibungsbehafteten Wänden geltenden Haftbedingung zu einem endlichen Wert verantwortlich. Dieser Übergang ist seit den Forschungen von Ludwig Prandtl als Reibungs- oder Grenzschicht bekannt. Diese Un-

2.1 Grenzschichttheorie

tersuchungen machten eine Aufteilung der Strömung in zwei verschiedene Gebiete möglich: die freie Strömung ohne Effekte durch Viskosität oder Reibung und die Grenzschichtströmung, welche beide Effekte mit betrachtet. Dadurch ergibt sich eine starke Vereinfachung für die theoretische Betrachtung der Strömungen. Die Entstehung einer Grenzschicht an einer ebenen Platte ist in Abb. 2.1 dargestellt.

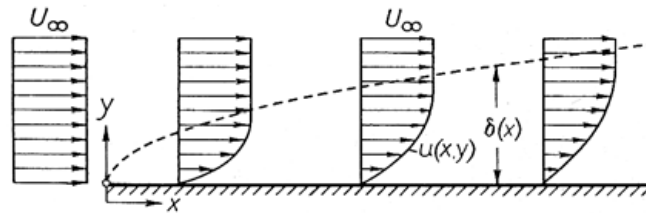


Abbildung 2.1: Schematische Darstellung der Grenzschichtausbildung an einer ebenen Platte nach Schlichting und Gersten (2006).

In der Abbildung ist gut erkenntlich, dass die Grenzschicht auf der ebenen Platte mit größer werdender Lauflänge aufgrund der durch die Reibung abgebremsten Schicht immer größer wird; die Dicke dieser sogenannten laminaren Grenzschicht nimmt damit zu. Eine klare Trennung der Grenzschicht von der ungebremsten Außenströmung ist nicht möglich, da diese beiden Strömungen einen stetigen Übergang besitzen. Daher wird die Grenze zwischen den beiden Strömungen oft beim Überschreiten von 99% der Geschwindigkeit der Außenströmung festgelegt. Beschreibt u_∞ die Geschwindigkeit der ungestörten Außenströmung, x die Lauflänge (z.B. der ebenen Platte oder eines Tragflügelprofils) und ν die kinematische Viskosität, kann die Grenzschichtdicke mit

$$\delta_{99} = 5 \sqrt{\frac{\nu x}{u_\infty}} \quad (2.1)$$

angegeben werden.

Die Reynolds-Zahl ist eine der wichtigsten Kennzahlen der Strömungsmechanik. Die dimensionslose Kennzahl beschreibt das Verhältnis von Trägheitskräften zu den Reibungs- bzw. Zähigkeitskräften und ist durch

$$Re = \frac{u_\infty \cdot x}{\nu} \quad (2.2)$$

definiert. Da die Trägheits- und Reibungskräfte in der Grenzschicht im Gleichgewicht sind, ist die Dicke der Grenzschicht abhängig von der Reynolds-Zahl. Je kleiner die Reynolds-Zahl ist, desto größer ist die Grenzschicht der betrachteten Strömung (Schlichting und Gersten 2006).

2.1 Grenzschichttheorie

Mit zunehmender Lauflänge der Strömung z.B. über eine ebene Platte kann die zunächst laminare Grenzschicht in eine turbulente Grenzschicht umschlagen. Die Grenzschichtdicke steigt durch den laminar-turbulenten Umschlag stark an. Eine wichtige Kennzahl für den Ort des laminar-turbulenten Umschlags ist die kritische Reynolds-Zahl, welche für eine ebene Platte nach Oertel et al. (2015) mit $Re_c = 5 \cdot 10^5$ angegeben werden kann. Der Übergang von der laminaren in die turbulente Grenzschicht vollzieht sich jedoch nicht schlagartig, sondern über verschiedene Zwischenzustände in einem Bereich, welcher als transitioneller Bereich bezeichnet wird. Eine schematische Darstellung des Übergangs zeigt Abb. 2.2. Die turbulente Grenzschicht unterscheidet sich von der laminaren Grenzschicht durch einen erhöhten Impulsaustausch der Fluidpartikel, eine hohe Dreidimensionalität der Strukturen und eine hohe Instationarität. Weiterhin ist sie deutlich dicker als eine laminare Grenzschicht und besitzt eine viskose Unterschicht.

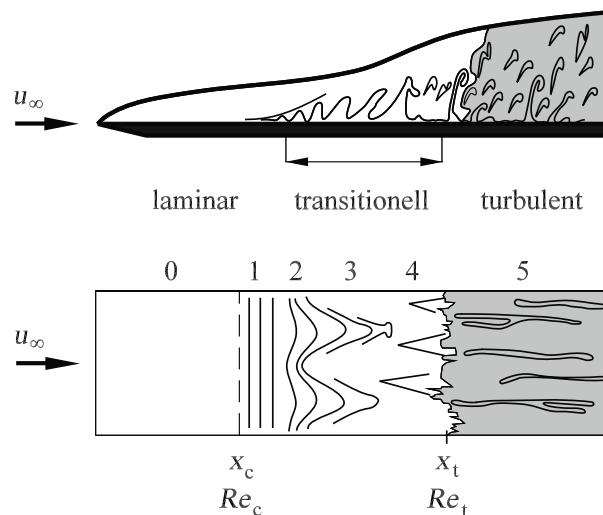


Abbildung 2.2: Übergang einer laminaren Grenzschicht in eine turbulente Grenzschicht (Oertel et al. 2015).

Ein weiterer wichtiger Effekt, der in der Grenzschichttheorie betrachtet wird, ist die Strömungsablösung. Hierbei wird verzögertes Grenzschichtfluid aus wandnahen Bereichen in das Innere der Strömung zurückgedrängt. Das mathematische Kriterium für die Ablösung ist durch die Wandschubspannung

$$\tau_\omega = \eta \cdot \frac{\partial u}{\partial z} \quad (2.3)$$

gegeben, bei der η die dynamische Viskosität beschreibt und die partielle Ableitung den Geschwindigkeitsgradienten in radialer Richtung. Werden turbulente Grenzschichten betrachtet, wird der zeitlich gemittelte Wert für das Ablösekriterium verwendet. Die Reibungs- und Viskositätseffekte in den Grenzschichten sorgen im Allgemeinen für hohe Schubspannungen. Eine Strömungsablösung beginnt jedoch bei einer Wandschubspannung von $\tau_\omega = 0$.

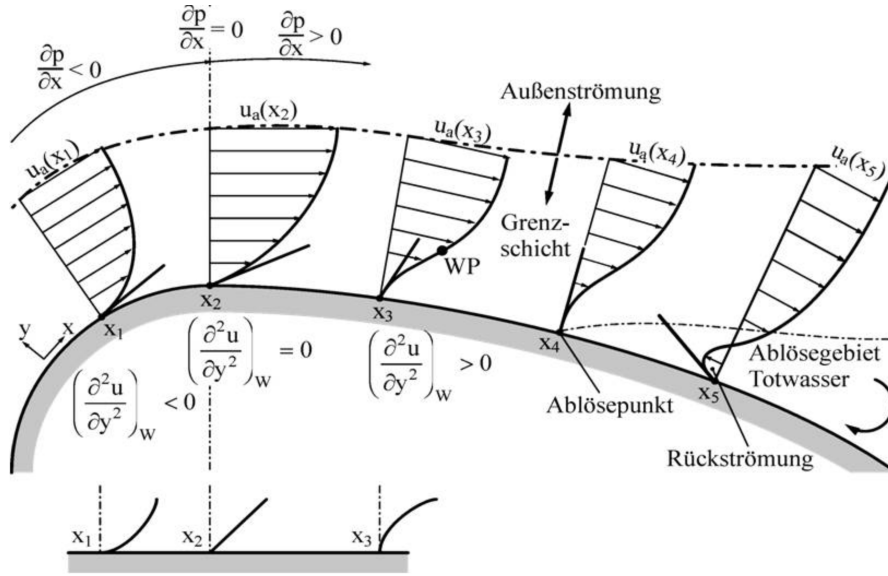


Abbildung 2.3: Prinzipische Skizze der Grenzschichtablösung (Merker und Baumgarten 2000).

Das Prinzip einer Ablösung für einen mäßig gekrümmten umströmten Körper ist in Abb. 2.3 abgebildet; x beschreibt die Lauflänge der Strömung und y wird als senkrecht zur Wand definiert. Nimmt der Druck nun über die Lauflänge ab, gilt $(\partial p / \partial x) < 0$ und die reibungsfreie Außenströmung wird stromab beschleunigt. Aufgrund des negativen Druckgradienten $(\partial p / \partial x) < 0$ ist die Krümmung des Geschwindigkeitsprofils an der Wand negativ $(\partial^2 u / \partial y^2) < 0$ (vgl. Oertel et al. 2015). Wandferner ist die Krümmung des Geschwindigkeitsprofils grundsätzlich negativ. Ändert sich nun der Druckgradient und wird $(\partial p / \partial x) = 0$, wird auch die Krümmung zu $(\partial^2 u / \partial y^2) = 0$ (vgl. Oertel et al. 2015). Der Wendepunkt der Krümmung liegt damit an der Wand und die Strömung beginnt sich abzulösen. Die Wandschubspannung ist aufgrund des oben genannten Kriteriums $\tau_w = 0$. Die wandnahe Strömung wird durch die Reibungskräfte weiter verzögert, während die Geschwindigkeit am Grenzschichttrand konstant bleibt. Der Gradient der Wandschubspannung verringert sich bis zu $(\partial \tau_w / \partial x) < 0$, während der Druckgradient in den positiven Bereich $(\partial p / \partial x) > 0$ steigt. Durch diesen positiven Druckgradienten in der Außenströmung, muss die kinetische Energie der Grenzschicht in Druckenergie gewandelt werden (vgl. Merker und Baumgarten 2000). Aufgrund der positiv werdenden Krümmung des Geschwindigkeitsprofils $(\partial^2 u / \partial y^2) > 0$ an der Wand, muss an mindestens einem Punkt $(\partial^2 u / \partial y^2) = 0$ gelten, welcher den Wendepunkt des Geschwindigkeitsprofils kennzeichnet. Dieser Wendepunkt wandert mit zunehmender Lauflänge immer weiter in Richtung Grenzschichtinneres und die Ablösung wächst (vgl. Oertel et al. 2015).

Das oben beschriebene Phänomen ist als druckinduzierte Grenzschichtablösung bekannt. Weiterhin kann die Grenzschichtablösung durch geometrische Faktoren wie Kanten oder Stufen hervorgerufen werden. Diese werden dann als geometrieinduzierte Ablösung bezeichnet (vgl. Herwig 2016).

2.2 Entstehung der beteiligten Wirbel

Bereits seit den 1950er Jahren werden die Verluste durch gebundene und dissipierte Energie, sowie die negative Beeinträchtigung der Zuströmung folgender Schaufelreihen durch Sekundärströmungen festgestellt und erforscht. Ziel dieser Forschung an Sekundärströmungen in Turbomaschinen und Schaufelkaskaden war und ist die Verminderung der Strömungsverluste. Trotz dieser langen Forschung existiert bis heute keine einheitliche Definition der Sekundärströmungswirbel (Persico et al. 2009). Aufgrund der bereits erwähnten Interaktion und Überlagerung der einzelnen Wirbel sind noch heute verschiedene Sekundärströmungsmodelle in der Literatur zu finden. Das in dieser Arbeit verwendete Sekundärströmungsmodell nach Kawai et al. (1989) zeigt Abb. 2.4. Eine Übersicht über die bis ins Jahr 1985 gewonnenen Erkenntnisse fasste Sieverding (1985) zusammen. Langston (2001) aktualisierte die Arbeit Sieverdings, indem neue Veröffentlichungen hinzugefügt wurden. Duden et al. (1999) nennt als vier primäre Wirbel der Sekundärströmungen den Kanal-, Hufeisen-, Ecken- und den Hinterkantenwirbel. Weiterhin sind in der Erforschung der Sekundärströmungen in Turbomaschinen der Radialspaltwirbel und die Ablösung der Profilgrenzschicht wichtige Faktoren (Pöhler 2013). In den folgenden Abschnitten werden daher die Entstehungsmechanismen aller genannten Wirbel dargestellt. Die Entstehungsmechanismen der in dieser Arbeit primär untersuchten Kanal- und Hufeisenwirbel werden dabei intensiv diskutiert. Die Entstehung der anderen Sekundärströmungswirbel werden aufgrund des geringen Bezugs zu den Ergebnissen dieser Arbeit der Vollständigkeit halber genannt und lediglich kurz behandelt.

Kanalwirbel

Bei der Umlenkung einer reibungsbehafteten Strömung entsteht eine Wirbelstruktur, die in der Literatur als Kanalwirbel zu finden ist und, neben dem Hufeisenwirbel, eine der beiden bedeutendsten Wirbelstrukturen der Sekundärströmung darstellt. Durchfließt eine Strömung einen Krümmer, stellt sich in der Mitte des Kanals ein Gleichgewicht zwischen den wirkenden Druck- und Fliehkräften ein. Im Gegensatz zu den Verhältnissen in der Mitte des Kanals verringert sich im wandnahen Bereich aufgrund der an der Wand geltenden Haftbedingung die Strömungsgeschwindigkeit und somit die Fliehkraft. Da die Druckkraft jedoch gleich bleibt, ist das Gleichgewicht nicht mehr gegeben. Die Strömung wird in Wandnähe in Richtung des konvexen Randes abgelenkt und wandferner entsteht eine Rückströmung; der Kanalwirbel ist entstanden.

In Turbomaschinen bildet sich ein dazu analoger Wirbel. Als treibende Ursache ist hier die Querkanalströmung an den Seitenwänden zwischen zwei benachbarten Schaufeln zu nennen. Aufgrund des Unterschiedes im statischen Druck zwischen der Druck- und der Saugseite zweier Schaufeln entsteht diese Querkanalströmung. Eine physikalische Erklärung der Querkanalströmung nennt Lampart (2009): Das Momentengleichgewicht in Quer-

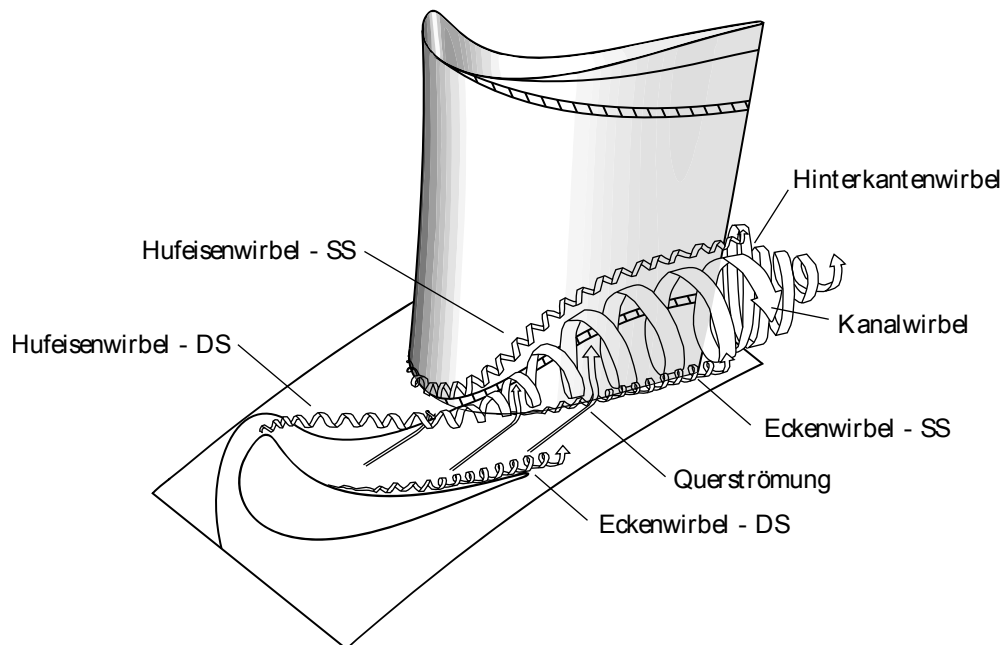


Abbildung 2.4: Sekundärströmungsmodell nach Kawai et al. (1989). Das Bild ist aus Restemeier (2012) entnommen.

strömungsrichtung kann als

$$\frac{\rho u^2}{R} = \frac{\partial p}{\partial n} \quad (2.4)$$

geschrieben werden. Die Dichte wird durch ρ , die Geschwindigkeit durch u , der Druck durch p , der Krümmungsradius der Stromlinie durch R und die Normalenrichtung durch n beschrieben. Die Gleichung zeigt, dass bei sich verringernder Strömungsgeschwindigkeit der Krümmungsradius der Stromlinie verringern muss, um den Druckgradient in Umfangsrichtung auszugleichen. Daher wird in der Nähe der Seitenwand die Strömung mehr umgelenkt als es fern der Seitenwand der Fall ist. Weiterhin entsteht wandferner im Bereich der Kanalmitte eine Rückströmung und der Kanalwirbel hat sich gebildet. Aufgrund der Querkanalströmung wird der Kanalwirbel in Richtung der Saugseite der Schaufel gedrückt.

Die Ausprägung des Kanalwirbels ist in von verschiedenen Faktoren abhängig. So nennt Schnaus (1997) als größte Einflussfaktoren die Dicke der Zuströmungsgrenzschicht, die Gitterumlenkung und die Rotation in der Umlenkung.

Hufeisenwirbel

Der zweite bedeutende Wirbel der Sekundärströmungen ist der Hufeisenwirbel, welcher durch das Auftreffen einer grenzschichtbehafteten Strömung auf ein stumpfes Hindernis, z.B. die Vorderkante einer Turbinenschaufel oder einen Zylinder, entsteht. Es entsteht ein

2.2 Entstehung der beteiligten Wirbel

Staupunkt, in dem keine kinetische Energie mehr vorhanden ist, so dass der statische Druck gleich dem Totaldruck ist. Die Grenzschicht rollt sich vor dem stumpfen Hindernis auf und eine Wirbelröhre entsteht. Analog zur beschriebenen Ablösung einer Grenzschicht in Abschn. 2.1 löst die aufgerollte Grenzschicht nahe der Vorderkante des Gegenstandes aufgrund des hohen Druckes ab. Durch die Gültigkeit des ersten Helmholtzschen Wirbelsatzes (entlang einer Wirbelröhre ist die Zirkulation selbiger konstant), kann die Wirbelröhre nicht vor dem Gegenstand enden. Die Primärströmung sorgt dafür, dass die Wirbelröhre sich in den druck- und den saugseitigen Ast des Hufeisenwirbels teilt. Die beiden Äste des Hufeisenwirbels umschließen den stumpfen Gegenstand und bilden, betrachtet aus der Draufsicht, eine Art Hufeisen, was namensgebend für den Hufeisenwirbel ist.

Die beiden Äste des Hufeisenwirbels drehen entgegengesetzt: der druckseitige Ast dreht gleichsinnig mit dem Kanalwirbel, während der saugseitige Ast dem Kanalwirbel entgegengesetzt dreht. In der Schaufelpassage wird der saugseitige Wirbelast aufgrund der Profilkrümmung stark beschleunigt. Bedingt durch den zweiten Helmholtzschen Wirbelsatz und die Kontinuitätsgleichung verengt dieser zusätzlich seinen Querschnitt (vgl. Tabak 2002). Im Gegensatz dazu wird der druckseitige Ast durch die Querkanalströmung auf die Saugseite der benachbarten Turbinenschaufel gedrückt. Die druckseitigen und saugseitigen Äste zweier benachbarter Schaufeln treffen daher immer auf einer Schaufelsaugseite aufeinander. Die Querkanalströmung hat jedoch nicht nur Einfluss auf den Verlauf des druckseitigen Hufeisenwirbelastes, sondern auch auf die Intensität des Wirbels. Aufgrund der Beschleunigung der Primärströmung in der Schaufelpassage wird auch der druckseitige Wirbelast beschleunigt. Zusätzlich wird der Wirbel jedoch auch größer, was auf eine weitere Aufnahme von Profilgrenzschichtmaterial schließen lässt, da eine reine Beschleunigung des druckseitigen Wirbelastes ohne Aufnahme von Profilgrenzschichtmaterial die oben beschriebene Verengung des Querschnitts zur Folge hätte. Die Querkanalströmung wirkt daher in vektorieller und in viskoser Weise auf die Zirkulation des druckseitigen Astes des Hufeisenwirbels ein. Der druckseitige Ast wird mit zunehmender Anströmgeschwindigkeit des Schaufelprofils, sinkender Wirbelstärke und zunehmendem Abstand zur Wand stärker in die Schaufelpassage gedrückt (vgl. Pöhler 2013).

In der Literatur existieren verschiedene Theorien zur Interaktion des Hufeisenwirbels mit dem Kanalwirbel. In vielen Theorien vereint sich der Kanalwirbel mit dem druckseitigen Ast des Hufeisenwirbels oder entsteht sogar aus diesem (vgl. Abb. 2.4). Andere Forschungen und die in diesem Abschnitt dargelegte Entstehung des Kanalwirbels zeigen allerdings, dass die Existenz des Hufeisenwirbels keine notwendige Voraussetzung für die Entstehung des Kanalwirbels ist. Vielmehr können rotationssymmetrische Seitenwandkonturen den Kanalwirbel und den Hufeisenwirbel voneinander trennen (Pöhler et al. 2010); daher werden sie auch voneinander getrennt betrachtet (vgl. Pöhler 2013). Für die Interaktion des saugseitigen Astes des Hufeisenwirbels sind exemplarisch die Untersuchungen von Kawai et al. (1989) und Sharma und Butler (1987) zu nennen. Erstere zeigen, dass der saugseitige Ast durch den Kanalwirbel radial angehoben wird bis er die Schaufelpassage verlässt, während letztere nachweisen, dass der saugseitige Ast sich in ihren Untersuchungen um den

Kanalwirbel windet. Laut Harrison (1989) lassen sich der druckseitige Ast des Hufeisenwirbels und der Kanalwirbel messtechnisch nicht mehr trennen, da der Kanalwirbel aus dem druckseitigen Ast des Hufeisenwirbels entsteht.

Eckenwirbel

Der Eckenwirbel ist im Vergleich zum Hufeisen- und zum Kanalwirbel ein kleiner Wirbel. Physikalisch betrachtet entspricht die Entstehung des Eckenwirbels der Entstehung des Hufeisenwirbels. Die durch den Druckgradienten zwischen Schaufeldruck- und Schaufel-saugseite existierende Querkanalströmung drückt die Grenzschicht der Seitenwand von der Saug- zur Druckseite. In der Ecke zwischen der Seitenwand und dem Schaufelprofil rollt sich die Grenzschicht auf, löst ab und der Eckenwirbel ist entstanden. Der Eckenwirbel entsteht meist in hochbelasteten Schaufelgittern mit hoher Umlenkung. Durch die häufig vorhandenen Ausrundungsradien (Fillets) zwischen der Seitenwand und dem Schaufelprofil wird der Eckenwirbel verkleinert. Daher ist der Eckenwirbel in der Literatur nicht in allen Sekundärströmungsmodellen zu finden und hat aufgrund der untersuchten Beschauelung mit Filletradien in dieser Dissertation keinen entscheidenden Einfluss. Beispielhaft für eine Modellierung mit Eckenwirbel können die Sekundärströmungsmodelle von Wang et al. (1997), Kawai et al. (1989) und Goldstein und Spores (1988) genannt werden.

Hinterkantenwirbel

Eine einheitliche Definition für die Entstehung des Hinterkantenwirbels ist in der Literatur nicht zu finden. Aus der Scherschicht der Kanalwirbel zweier benachbarter Schaufelpassagen, welche sich aufgrund der entgegengesetzten Geschwindigkeitskomponenten in radialer Richtung ergibt, kann der Hinterkantenwirbel entstehen (vgl. Duden et al. 1999). Der Hinterkantenwirbel bildet hierbei eine Ausgleichsströmung zwischen den entgegengesetzt drehenden benachbarten Kanalwirbeln. Der Hinterkantenwirbel verläuft im Bereich der Nachlaufdelle des Schaufelprofils. Eine weitere Definition für die Entstehung des Hinterkantenwirbels ist in der Untersuchung von Lampart (2009), sowie in der Arbeit von Restemeier (2012) zu finden. Hier wird gezeigt, dass sich der Hinterkantenwirbel aufgrund des zur Schaufelsaugseite gedrückten Kanalwirbels entsteht. Durch die Massenerhaltung muss an der Schaufeldruckseite ein Massenstrom von der Kanalmitte in Richtung der Seitenwände erfolgen, welche in Kombination mit der entgegengesetzten Strömung des Kanalwirbels eine Scherschicht ergibt. Hinter der Schaufel rollt sich diese Scherschicht schnell zu einem Wirbelpaar auf. Pöhler (2013) unterscheidet wiederum zwischen zwei verschiedenen Hinterkantenwirbeln, dem *trailing filament vortex* (TFV) und dem *trailing shed vortex* (TSV). Ersterer entsteht durch die unterschiedlichen Beschleunigungen eines Stromfadens auf der Druck- und der Saugseite einer Turbinenschaufel. Diese führen zu einer Vortizität in Längsrichtung. Letzterer entsteht durch eine radial inhomogene Zirkulation um das Schaufelprofil, welche u. a. durch inhomogene Schaufelbelastungen entstehen kann (vgl. Pöhler 2013). Auch hier kommt es zu einem Stromlinienversatz zwischen Schaufeldruck-

und Saugseite, welcher sich im Bereich der Nachlaufdüse zum Hinterkantenwirbel aufrollen kann.

Radialspaltwirbel

In Turbomaschinen sind aufgrund des Zusammenspiels von rotierenden und stehenden Komponenten Spalte mechanisch notwendig. Einer dieser Spalte ist bei deckbandlosen Turbomaschinen zwischen der Laufschaufelspitze und dem Gehäuse vorhanden. Aufgrund des statischen Druckgefälles zwischen der Druck- und der Saugseite der Schaufel entsteht eine Überströmung ebendieser. Diese Spaltströmung rollt sich dabei nach Austritt an der Schaufelaußenseite zu einem Wirbel auf, welcher entgegengesetzt dem Kanalwirbel dreht. Da die Relativbewegung der Laufschaufel und dem Gehäuse entgegengesetzt der Überströmung gerichtet ist, wirkt diese bereits abschwächend auf den Radialspaltwirbel. Jedoch entstehen durch die entgegengesetzten Strömungen große Scherungen im Radialspalt. Da in der vorliegenden Arbeit eine Deckbandbeschaufelung untersucht wird, ist der Radialspaltwirbel nicht vorhanden und wird hier nur der Vollständigkeit halber genannt. Eine ausführliche Beschreibung zur Entstehung des Radialspaltwirbels kann Kegalj (2012) entnommen werden.

Ablösung der Profilgrenzschicht

Ein weiteres Phänomen, welches den Sekundärströmungen zugeordnet werden kann, ist die Ablösung der Profilgrenzschicht. Dieses Phänomen ist nicht in allen Sekundärströmungsmodellen vorhanden, in den Modellen von Pöhler (2013) und Klein (1966) sind diese jedoch inkludiert. Eine Ablösung der Profilgrenzschicht entsteht aufgrund eines zu schwachen Impulses der Grenzschicht. Der Impuls ist zu gering, um dem statischen Druckgradienten der Primärströmung entgegen zu wirken (vgl. Pöhler 2013 und Abschn. 2.1). Die Ablösungen können sowohl auf der Schaufeldruck- als auch auf der Schaufelaußenseite entstehen. In Folge starker negativer Inzidenz entstehen druckseitige Profilgrenzschichtablösungen meist kurz hinter der Profilvorderkante. Die Ablösungen auf der Schaufelaußenseite, welche von größerer Bedeutung sind, entstehen hinter dem engsten Querschnitt der Schaufelpassage. Die Quantifizierung des Verlustes durch die Ablösung einer Profilgrenzschicht ist allerdings schwer möglich (Denton 1993). Eine Charakterisierung der Profilgrenzschichtablösung kann nach Pöhler (2013) durch den Zustand der Grenzschicht und den Grad der Ablösung durchgeführt werden.

2.3 Verlustentstehung durch Sekundärströmungen

Eine ausführliche Untersuchung der Verlustentstehung in Turbomaschinen wurde von Denton (1993) durchgeführt. Der Verlust in einer Turbomaschine ist in der Arbeit von Denton (1993) als eine Erhöhung der Entropie definiert. Im Allgemeinen kann diese Entropieerhöhung durch viskose Effekte in Grenzschichten, viskose Effekte in Mischungen von Strömun-

gen, Stößen und Wärmeübergängen entstehen. Laut Denton (1993) haben drei Faktoren den größten Einfluss auf die Entstehung der Verluste. Zunächst sind die Verluste in den Grenzschichten der Seitenwände genannt. Weiterhin haben die Verluste am Schaufelprofil erheblichen Einfluss auf die Verlustentstehung. Dazu gehören die Verluste durch die Profilhrenzschichten, sowie die Verluste durch den Nachlauf der Hinterkante. Als dritter Einflussfaktor gilt der Leckagestrom durch den Radialspalt zwischen Schaufel und Gehäuse. Dieser Massenstrom steht nicht für die Energiewandlung zur Verfügung. Alle drei genannten Einflussfaktoren können, je nach Modell, zu den Sekundärströmungen gezählt werden. Diese Einteilung ist weit verbreitet, aufgrund der starken Interaktion der Einflussfaktoren können diese jedoch nicht unabhängig voneinander betrachtet werden (vgl. Denton 1993).

Die Verluste in einer Turbomaschine wiederum sind von der Art der Maschine und den geometrischen Abmessungen abhängig. Hierbei ist insbesondere die Größe eines möglichen Radialspaltes sowie die Streckung des Profils (AR , Aspect Ratio) ausschlaggebend. Die Aspect Ratio beschreibt durch

$$AR = \frac{h}{l} \quad (2.5)$$

das Verhältnis der Schaufelhöhe h zur axialen Sehnenlänge l . Beträgt die Aspect Ratio $AR \leq 1$, sind die Sekundärströmungen über die komplette Kanalhöhe vorhanden, der nebenseitige und der gehäusesseitige Kanalwirbel überschneiden sich und sorgen für additive Effekte. Steigt die Aspect Ratio, steigt ebenso das Verhältnis einer ungestörten Kernströmung zu den Strömungen der Seitenwandkonturen.

Ein weiterer Einflussfaktor auf die Ausprägung der Sekundärströmungen ist die Leistungs- oder Druckzahl, welche eine Stufenkennzahl ist. Die Druckzahl wird durch

$$\psi = \frac{\Delta h}{0,5u^2} \quad (2.6)$$

berechnet, wobei Δh die Enthalpiedifferenz über die untersuchte Turbinenstufe und u die Umfangsgeschwindigkeit der Stufe beschreibt. Klassischerweise liegen die Druckzahlen, abhängig vom Maschinentyp und Beschauelungsart, in Dampfturbinenbeschauelungen im Bereich von $\psi = 2$ bei Überdruck- und bei $\psi = 4$ bei Gleichdruckbeschauelungen. Je höher die Leistungszahl einer Turbomaschine ist, desto größer werden durch die veränderten Strömungsgeschwindigkeiten zwingenderweise die Grenzschichten innerhalb der Turbine. Größere Grenzschichten wiederum haben, wie in Abschn. 2.2 ausführlich beschrieben, größere Wirbel und damit größere Sekundärströmungen zur Folge. Weiterhin setzt die Druckzahl die relative Stufenleistung in Bezug zur Drehzahl.

Wirbelstrukturen sind grundsätzlich in die Verluste einzugliedern, da die in den Wirbel gebundene kinetische Energie nicht gezielt genutzt werden kann (vgl. Kegalj 2012): Die Ausprägungen der Sekundärströmungen folgen nur bedingt der Primärströmung und tragen in den folgenden Schaufelreihen nicht zur Energiewandlung in der Turbomaschine bei. Die Verluste aufgrund der Wirbel entstehen einerseits durch die innere Rotation der Wirbel,

welche Scherung erzeugt und andererseits durch die Rotation des Wirbels der eine Scherschicht mit der Primärströmung bildet. Weiterhin haben die Wirbel niedrige Geschwindigkeitskomponenten in Richtung der Primärströmung. Dies führt zu einer Blockage des Schaufelkanals, was bei der geltenden Massenerhaltung höhere Strömungsgeschwindigkeiten in der Primärströmung bedingt. Diese höheren Geschwindigkeitskomponenten führen wiederum zu höherer Reibung und zu dickeren Grenzschichten an den Seitenwänden, was höhere Verluste zur Folge hat. Die Untersuchungen von Denton (1993) zeigen, dass je nach Streckung der Anteil der Sekundärströmungen bis zu 30% zu den gesamten Profilverlusten betragen kann. Die Größenordnung der Verlustanteile durch Sekundärströmungen kann in der Literatur variieren, ist allerdings immer im Bereich von 30% gelegen.

2.4 Möglichkeiten zur Beeinflussung von Sekundärströmungen

Sekundärströmungen können auf verschiedene Vorgehensweisen beeinflusst werden. Werden die Massentransportvorgänge einer Strömung beeinflusst, wird von aktiven Maßnahmen gesprochen (Duden et al. 1999). Passive Maßnahmen hingegen bedingen eine Veränderung der Geometrie von der Schaufel und dem umgebenden Ringraum. Eine Beeinflussung der Sekundärströmungen ist - unabhängig davon, ob eine aktive oder eine passive Maßnahme vorliegt - oft nur in einem Betriebspunkt wirksam. Der Grund dafür ist, dass die Ausprägung und die Lage der Sekundärströmungen stark vom Betriebspunkt der Turbomaschine abhängig ist. Eine Veränderung des Betriebspunktes verursacht eine Veränderung der Geschwindigkeitsdreiecke, was wiederum eine Veränderung der Zuströmungsgrenzschicht und der Gitterumlenkung zur Folge haben kann. Diese sind, wie bereits in Abschn. 2.2 erläutert, die größten Einflussfaktoren auf die Sekundärströmungen.

Aktive Maßnahmen

Die zwei bekanntesten aktiven Maßnahmen zur Beeinflussung der Sekundärströmungen sind Ausblasen und Absaugen. Durch einen zusätzlich eingebrachten Fluidmassenstrom wird beim Ausblasen die impulsärmere Grenzschicht energetisiert. Die energetisierte Grenzschicht lässt sich aufgrund des eingebrachten Impulses weniger stark vom Querdruckgradienten beeinflussen. Dies führt zu einer geringeren Querkanalströmung, die, wie in Abschn. 2.2 beschrieben, als ein treibender Faktor für die Entstehung des Kanalwirbels und des Eckenwirbels in der Schaufelpassage gilt. Der eingebrachte Fluidmassenstrom unterstützt damit die Primärströmung und führt zu positiven Effekten in der beeinflussten Schaufelpassage und durch die homogenere Zuströmung auch in den nachfolgenden Passagen (Germain et al. 2010). Bei stationären Gasturbinen und Flugtriebwerken kann die benötigte Luft für die Ausblasung aus dem Kühlluftsystem verwendet werden. Auch Kombinationen der Ausblasung mit anderen Sekundärsystemen sind bereits untersucht worden. Hierzu gehören Kombinationen mit Einflüssen der Sperrluft, Kühlluftausblasung und Leckageströmungen (Duden et al. 1999).

Anstatt die impulsarme Grenzschicht zu energetisieren wird beim Absaugen versucht, die Grenzschicht abzusaugen und damit aus der Schaufelpassage zu entfernen. Der Nachteil des Absaugens sind der für den Arbeitsumsatz entfallene Massenstrom und die Kosten, welche für die benötigten Sekundärluftsysteme anfallen, der höhere konstruktive Aufwand sowie der höhere Wartungsaufwand der Turbomaschine. Daher ist eine genaue Abschätzung des Kosten-Nutzen-Verhältnisses vor Verwendung des Absaugens zu erstellen. Eine Wirtschaftlichkeit ist aufgrund der zusätzlichen Pumpenleistung, welche für die Absaugung der energiearmen Grenzschicht benötigt wird und die durch das Absaugen von Fluid entzogene Energie der Strömung, welche dem Energiewandlungsprozess nicht mehr zur Verfügung steht, meist nicht gegeben.

Eine Kombination von Ausblasen und Absaugen in Turbinen wurde von Vogt (2006) untersucht. Die Kombination der aktiven Maßnahmen wird durch Überströmkanäle von Druck- zur Saugseite im Seitenwandbereich der Turbinenschaufel realisiert. Meist entstehen durch diese Art der Beeinflussung zu hohe Mischungsverluste, sodass auch hier eine Wirtschaftlichkeit selten gegeben ist.

Passive Maßnahmen

Deutlich weiter verbreitet sind die passiven Maßnahmen zur Beeinflussung der Sekundärströmungen. Zu den bekanntesten und am weitesten verbreiteten Maßnahmen gehören Grenzschichtzäune, Grenzschichtnuten, dreidimensionale Schaufelgestaltung, achsensymmetrische und nicht-achsensymmetrische Seitenwandkonturierungen (SWK), Fillets, Deckbänder und Bulbs. Einige dieser Maßnahmen werden im Folgenden näher vorgestellt.

Die dreidimensionale Schaufelgestaltung ist heutzutage Stand der Technik und daher in nahezu jeder Turbine zu finden. Klassische zylindrisch ausgeführte Profile sind inzwischen selten, da sie lediglich im Mittenschnitt eine inzidenzfreie Anströmung erfahren. Es gibt viele Möglichkeiten eine Turbinenschaufel dreidimensional zu gestalten. Die naheliegendste dreidimensionale Schaufelgestaltung ist die Verdrehung der Profile um den eigenen Schwerpunkt. Damit kann trotz der unterschiedlichen Umfangsgeschwindigkeiten eine inzidenzfreie Anströmung der Schaufelprofile in allen radialen Höhen ermöglicht werden. Als *lean* wird eine Kippung der radialen Auffädellungsline in Umfangsrichtung bezeichnet. Wird dabei die Druckseite der Schaufel in Richtung der nabenseitigen Seitenwand gelehnt, sodass der Winkel zwischen der Druckseite der Schaufel und der Seitenwand kleiner 90° ist, wird von einem *positive lean* gesprochen. Diese Verkippung erzeugt nabenseitig eine Erhöhung des statischen Drucks an der Saugseite, während gehäuseseitig der statische Druck an der Saugseite absinkt. Aufgrund dieses radialen Druckgradienten wird Fluid von der nabenseitigen Seitenwand in Richtung Gehäuse gedrückt und damit die nabenseitige Seitenwand entlastet. Eine Erweiterung der *lean*-Schaufelgestaltung ist die *compound lean*-Schaufelgestaltung. Hierbei wird die Auffädellungsline sowohl an Gehäuse und an der Nabe in die selbe Richtung gekippt. Wird für die Verkippung keine Gerade sondern eine Kurve verwendet, wird von einer *bow*-Schaufel gesprochen. Diese Gestaltungsart verursacht

die Erhöhung des statischen Drucks sowohl naben- als auch gehäuseseitig. Durch den entstehenden Druckgradienten wird Grenzschichtfluid von beiden Seitenwänden in Richtung Kanalmitte verschoben und sorgt damit für eine Entlastung beider Seitenwände.

Als Fillets werden die Ausrundungsradien zwischen der Schaufel und der Seitenwand bezeichnet. Sie sind fertigungstechnisch kaum zu verhindern und ihre Größe wird maßgeblich vom Radius des verwendeten Kugelfräasers bestimmt. Die Wahl der Filletradien kann einen erheblichen Einfluss auf die Leistungsdaten einer Schaufelreihe haben. Einerseits verhindern Fillets die Bildung des Eckenwirbels (vgl. Abschn. 2.2), andererseits führen Fillets zu einer Entlastung des Schaufelprofils in Seitenwandnähe. Dies kann sich erheblich auf die Wirksamkeit einer Seitenwandkonturierung auswirken, sodass bei einer Optimierung der Seitenwandkontur der Einfluss der Filletradien zwingend überprüft werden muss.

Die grundlegende Idee der Seitenwandkonturierung besteht schon seit einigen Jahrzehnten und ist daher auch schon intensiv erforscht worden. Zunächst wurde seit den 1960er Jahren mit achsensymmetrischen Seitenwandkonturen versucht Turbinenwirkungsgrade zu verbessern. Spätestens seit den 1970er Jahren wird auch die Idee der nicht-achsensymmetrischen Seitenwandkonturen verfolgt (vgl. Turgut und Camci 2011). In beiden Fällen bezeichnet Seitenwandkonturierung die geometrische Veränderung der nabenseitigen und, falls vorhanden (z.B. bei Deckbandbeschaufelungen), auch der gehäuseseitigen Seitenwand. Die achsensymmetrische Seitenwandkonturierung ist geometrisch einfacher gehalten, was fertigungstechnisch erheblich leichter zu realisieren ist. Der Nachteil der achsensymmetrischen Seitenwandkontur ist jedoch, dass lediglich der Druckgradient in axialer Richtung beeinflusst werden kann. Wird eine nicht-achsensymmetrische Seitenwandkontur gewählt, kann neben dem Druckgradienten in axialer Richtung auch der in Umfangsrichtung beeinflusst werden. Der Ansatz in beiden Fällen besteht darin, das Druckfeld an den Seitenwänden durch Konturierung der Wände, welche neben der Dicke der Zuströmungsgrenzschicht als treibende Kraft der Sekundärströmungen gilt, positiv zu beeinflussen. Um das Druckfeld zu beeinflussen, wird bei der nicht-achsensymmetrischen Seitenwandkonturierungen an der Saugseite der Schaufel eine Vertiefung realisiert, sodass durch den entstehenden Diffusoreffekt ein Anstieg des statischen Drucks erfolgt. Druckseitig wird durch eine Erhöhung der Seitenwand ein Düseneffekt erzeugt, der durch die Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit das Absinken des statischen Drucks zur Folge hat. Die Angleichung der statischen Drücke sorgt für einen geringeren Querdruckgradienten und hemmt damit die Entstehung des Kanal- und des Hufeisenwirbels (vgl. Abschn. 2.2). Weiterhin soll durch die Konturierungen eine Homogenisierung des Druckfeldes hinter der Schaufelreihe erzielt werden (vgl. Duden et al. 1999), was eine positive Beeinflussung der stromab liegenden Schaufelreihen zur Folge hat. Gerade die Beeinflussung der stromab liegenden Schaufelreihen macht einen erheblichen Teil des positiven Effektes der Seitenwandkonturierung aus. Dieser Fakt wurde zunächst von Hartland et al. (2000) postuliert, Pöhler (2013) konnte dieses Verhalten quantitativ nachweisen. Die größte Herausforderung bei der Generierung wirksamer Seitenwandkonturen ist ihre Abhängigkeit von den umgebenden Bedingungen. So kann nicht eine Seitenwandkontur für viele unterschiedliche Anwendungen erzeugt werden.

2.5 Methoden zur Bewertung der Strömungsbeeinflussung

Um eine Strömungsbeeinflussung durch die aktive oder passive Maßnahmen bewerten zu können, muss zunächst eine Bewertung der Referenzbeschaufelung erfolgen. Neben der Druckzahl, welche in Kap. 2.3 eingeführt wurde, ist die Durchflusszahl eine weitere charakteristische Kennzahl einer Turbinenstufe. Sie ist durch

$$\varphi = \frac{c_{ax}}{u_\theta} \quad (2.7)$$

definiert, wobei c_{ax} die Absolutgeschwindigkeit in axialer Richtung und u_θ die Umfangsgeschwindigkeit beschreibt. Damit wird die axiale Strömungsgeschwindigkeit der Partikel in das Verhältnis zur Drehzahl der Turbine gesetzt.

Weiterhin wird die Effizienz einer Turbine oder einer Turbinenstufe durch den Wirkungsgrad beschrieben. So kann entweder der isentrope Wirkungsgrad

$$\eta_{is} = \frac{\Delta h_t}{\Delta h_{t,is}} = \frac{h_{t,out} - h_{t,in}}{h_{t,out,is} - h_{t,in}} \quad (2.8)$$

oder der polytrope Wirkungsgrad

$$\eta_{poly} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \frac{\lg \frac{h_{t,out}}{h_{t,in}}}{\lg \frac{p_{t,out}}{p_{t,in}}} \quad (2.9)$$

betrachtet werden. Hierbei beschreibt h_t die Totalenthalpie, p_t den Totaldruck und κ den Isentropenexponent des betrachteten Gases. Die Drücke und Enthalpien sind dabei auf das Absolutsystem bezogen.

Das in Abb. 2.5 gezeigte Smith-Diagramm setzt die Durchflusszahl und die Druckzahl in ein Verhältnis und ermöglicht die Klassifizierung von Turbinenstufen über den Wirkungsgrad. Durch geometrische Veränderungen wie der Seitenwandkonturierung, kann auf die Druckzahl und die Durchflusszahl Einfluss genommen werden. Somit kann durch eine geschickte Optimierung die Effizienz der Turbinenstufe durch eine Verschiebung im Smith-Diagramm erreicht werden. Der Wirkungsgrad (polytrop oder isentrop) ist damit eine wichtige integrale Bewertungsgröße im direkten Vergleich mehrerer Beschaufelungskonfigurationen.

Für die Visualisierung und Quantifizierung der Sekundärströmungen und deren Reduktion gibt es zahlreiche Ansätze. So kann durch eine Betrachtung der statischen Druckverteilung an den konturierten Wänden und den damit im besten Fall einhergehenden Aufrichtung der Isolinien oder den Vektoren der Wandschubspannung die Wirkung einer SWK in Wandnähe gezeigt werden. Der Einfluss der eingeleiteten Maßnahmen auf die Belastung der Schaufelprofile kann durch einen Vergleich der Schaufeldruckverteilungen an verschiedenen

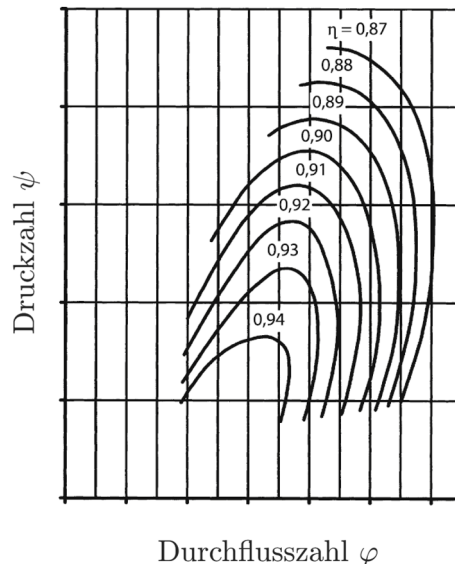


Abbildung 2.5: Smith-Diagramm zur Bewertung von Turbinenstufen nach Lechner und Seume (2010)

radialen Höhen gezeigt werden. Eine beliebte Quantifizierung der Sekundärströmungen ist die Berechnung der sekundären kinetischen Energie in Verbindung mit der Helizität der Sekundärströmungen (SKEH). Die sekundäre kinetische Energie wurde entwickelt, um ein Maß der Intensität der Abweichung von der Hauptströmung in einer geraden Kaskade zu beziffern (Germain et al. 2010). Auch Verlustbeiwerte wie der Totaldruckverlustbeiwert, Profilverluste oder der statische Druckkoeffizient werden häufig für die Quantifizierung der Sekundärströmungen verwendet. Der Totaldruckverlust ist durch

$$c_p = \frac{p_{t,in} - p}{p_{t,in} - p_{stat,out}} \quad (2.10)$$

definiert. Aufgrund dieser Definition erfolgt die Normierung des Druckes in diesem Fall durch das Druckverhältnis über die gesamte 4-stufige Turbine.

Die Wirbel der Sekundärströmungsgebiete können durch die strömungsgerichtete Wirbelstärke visualisiert. Diese strömungsgerichtete Wirbelstärke ist durch

$$\omega_{sw} = \frac{H}{|U|} \quad (2.11)$$

definiert, wobei H die Helicity und $|U|$ den Betrag der Geschwindigkeit beschreibt. Die Helicity wiederum wird durch

$$H = U \cdot \omega \quad (2.12)$$

beschrieben, mit

$$\omega = \begin{bmatrix} \omega_x \\ \omega_y \\ \omega_z \end{bmatrix} = \frac{1}{2} \text{rot}(\vec{u}) = \frac{1}{2} (\nabla \times \vec{u}) = \begin{bmatrix} \frac{\partial \omega}{\partial y} - \frac{\partial v}{\partial z} \\ \frac{\partial u}{\partial z} - \frac{\partial \omega}{\partial x} \\ \frac{\partial v}{\partial x} - \frac{\partial u}{\partial y} \end{bmatrix} \quad (2.13)$$

als Definition der Vortizität.

Zusammenfassung

Trotz des langen Forschungszeitraumes, in denen die Beeinflussung der Sekundärströmungen im Fokus liegt, gibt es keine einheitliche Definition eines Sekundärströmungsmodells. Die komplexen Interaktionen der einzelnen vorgestellten Wirbel können nicht immer sauber getrennt werden. Die Beeinflussungsmöglichkeiten trennen sich in aktive und passive Maßnahmen, definiert durch eine Beeinflussung der Massenstransportvorgänge. Dabei sind die passiven Maßnahmen (z.B. Seitenwandkonturen) deutlich häufiger zu finden. Insbesondere die dreidimensionale Schaufelgestaltung ist in einer modernen Turbinenauslegung nicht mehr wegzudenken. Die Bewertung der Strömungsbeeinflussung wird durch Kennzahlen wie die Druckzahl, die Durchflusszahl und den isentropen bzw. polytropen Wirkungsgrad vorgenommen. Visualisierungen der Optimierungseinflüsse hinsichtlich des Wirkungsgrades können darüber hinaus im Smith-Diagramm wiedergegeben werden. Neben den klassischen Darstellungen des Abströmwinkels, der Mach-Zahl oder radialen Druckverteilungen erfolgt die Visualisierung und Quantifizierung der Sekundärströmungen häufig durch Schaufel-druckverteilungen, die sekundäre kinetische Energie, Verlustbeiwerte oder die strömungsgerichtete Wirbelstärke.

3 Bisherige Untersuchungen und Eingruppierung der Arbeit

Auf dem Gebiet der Verlustentstehung durch Sekundärströmungen und deren Beeinflussung sind bereits zahlreiche Arbeiten entstanden. Das folgenden Kapitel gibt einen Überblick über einige der veröffentlichten Arbeiten, nicht nur für Optimierungen von Dampfturbinenbeschaufelungen sondern auch für Turbinenkaskaden oder Turbinenbeschaufelungen von Flugtriebwerken. Aufgrund der langen Forschung im Bereich der Sekundärströmungen und der Seitenwandkonturierungen seit den 1960er Jahren und der damit verbundenen Vielzahl an Veröffentlichungen in diesem Gebiet kann die folgende Zusammenstellung nicht vollständig sein, da diese den Umfang dieser Arbeit quantitativ übertreffen würde. Jedoch werden die aus Sicht des Autors signifikantesten und aktuellsten Veröffentlichungen dieses Themenbereichs in diesem Kapitel behandelt. Die verwendeten Optimierungsalgorithmen der Publikationen werden im Folgenden lediglich genannt, aber nicht eingehend erläutert. Die Vorstellung einzelner Optimierungsalgorithmen kann Kap. 6.1 entnommen werden. Eine Sortierung der bisherigen Untersuchungen nach Ein- bzw. Mehrzieloptimierung, Optimierungsalgorithmen, numerischen Optimierung, experimentellen Validierungen oder Zielfunktionen ist für die vorliegende Arbeit nicht sinnvoll, da sich in vielen Arbeiten diese Bereiche mischen. Daher wurde eine chronologische Sortierung der Veröffentlichungen gewählt.

3.1 Bisherige Untersuchungen

Das deutschsprachige Standardwerk in Bezug auf die Verlustentstehung in Turbomaschinen wurde von Traupel (1960) verfasst, Denton (1993) veröffentlichte das englischsprachige Standardwerk. Die Arbeit von Denton (1993) legt die Basis für die meisten Untersuchungen numerischer oder experimenteller Optimierungen von Turbinenschaufeln. Verlust wird hier als die Entstehung von Entropie definiert, welche durch Stöße, Wärmeübergänge, viskose Effekte in Grenzschichten oder viskose Effekte in Mischungsvorgängen entsteht. All diese Effekte treten in Turbomaschinen auf. Zunächst wird eine generelle Beschreibung und die physikalischen Hintergründe der Verlustentstehung gegeben und dann auf Turbomaschinen übertragen. Einen guten Überblick über experimentellen die Arbeiten im Bereich der Seitenwandkonturierung und den Sekundärströmungen bis zum Jahr 1985 gibt Sieverding (1985). Dem interessierten Leser werden diese drei Standardwerke ganz besonders empfohlen. Die im Folgenden vorgestellten Arbeiten knüpfen zeitlich an diese beiden Veröffentlichungen an.

3.1 Bisherige Untersuchungen

Rose (1994) untersucht numerisch die Leckagemassenströme einer Scheibenlabyrinthdichtung in Gasturbinen. Durch nicht-achsensymmetrische SWK an der nabenseitigen Gehäusewand sollen Druckschwankungen in Umfangsrichtung ausgeglichen werden. Die Konturierung besteht aus einer sinusförmigen Geometrie, es wird jedoch keine numerische Optimierung durchgeführt oder weitere Angaben dazu gemacht. Die Ergebnisse zeigen eine Reduktion der Druckschwankungen um 70%, jedoch weist Rose (1994) auf mögliche Änderungen der Mach-Zahl im Schaufelbereich durch die Konturierungen hin.

Duden et al. (1999) zielten mit ihrer Optimierung auf die Reduktion der Sekundärströmungen in einer Turbinenkaskade ab. Dafür wurden mittels numerischer Methoden sowohl eine SWK als auch ein neues 3D-Schaufelprofil erstellt. Es wurde darauf geachtet, sowohl den Querschnitt der Kaskade als auch die Schaufelbelastung konstant zu halten, um eine Verschiebung des Betriebspunktes zu verhindern. Zwei der entstandenen Designs wurden im Windkanal getestet und zeigten sehr gute Übereinstimmung mit den numerischen Ergebnissen. Es wurde eine Verringerung der Sekundärströmungsverluste von 26% realisiert, die jedoch durch höhere Profilverluste und größere Blockagen im Schaufelpfad wieder zerstört wurden. Positiv ist jedoch das homogenere Strömungsfeld hinter der Kaskade zu bewerten.

Harvey et al. (2000) erweiterten eine bestehende Design Prozesskette für die Erstellung dreidimensionaler Schaufelprofile um die Konturierung der Seitenwände und nutzten diese zur Erstellung nicht-achsensymmetrischer Seitenwände einer Rotorschaufel in einer linearen Turbinenkaskade. Stationäre RANS-Simulationen sind die Basis der Untersuchungen, es werden jedoch keine näheren Angaben zur Erstellung des Seitenwanddesigns gemacht. Die Parametrisierung der Seitenwand besteht aus einer Fourier-Reihe dritter Ordnung in Umfangsrichtung mit sechs Kontrollpunkten entlang der Skelettlinie des Profils. Die Seitenwandkonturen führten zu einer Verringerung der SKE und zu einer Verringerung der Abweichungen der Abströmwinkel.

Hartland et al. (2000) untersuchten die von Harvey et al. (2000) erstellten Geometrien experimentell in der Durham Kaskade. Dafür wurden Traversen des Strömungsfeldes und statische Druckverteilungen an den Seitenwänden gemessen und mit den numerischen Ergebnissen verglichen. Die numerischen Ergebnissen stimmen gut mit den numerischen Vorhersagen überein. So konnte der vorhergesagte Reduktion der Sekundärströmungen (um 34%) und ein homogeneres Abströmfeld nachgewiesen werden. Zusätzlich zeigten die Experimente eine Verringerung der Gesamtverluste. Statische Druckverteilungen, Strömungsvektoren und Strömungswinkel dienten dabei als Bewertungsgrößen.

Brennan et al. (2003) implementierten eine nicht-achsensymmetrische Seitenwandkontur in die Hochdruckturbinenstufe des Rolls-Royce Trent 500 Triebwerks. Die Parametrisierung der Seitenwand ist durch Umfangslinien an sechs unterschiedlichen axialen Positionen definiert, von denen jede durch eine Sinuskurve beschrieben werden kann. Da keine automatisierte Optimierung durchgeführt wurde, wurden die Auslenkungen manuell vorge-

3.1 Bisherige Untersuchungen

geben. Die so entstandenen Seitenwandkonturen und die Referenz wurden mit stationären 3D CFD-Simulationen berechnet und hinsichtlich der SKEH ausgewertet. Die Individuen mit der geringsten SKEH wurde dabei als beste Individuen bewertet und miteinander kombiniert, abschließend wurden die Auslenkungen angepasst (max. $\pm 1,7 \text{ mm}$), um ein optimales Design zu erhalten. Das Vorgehen wurde sowohl für die nabenseitige als auch die gehäusesseitige Seitenwand des Stators und der dahinter liegenden Rotorreihe durchgeführt und mittels CFD simuliert. Es zeigte sich sowohl ein deutlich homogeneres Abströmfeld hinter der konturierten Leitreihe als auch eine Verlagerung der Schaufelbelastung nach hinten. In der Laufreihe konnte eine Verringerung der SKE um 17% und eine Verbesserung des Wirkungsgrades von +0,16% erzielt werden. In der Gesamtbetrachtung der Stufe sorgten die Seitenwandkonturen für eine Erhöhung des Wirkungsgrades um 0,4%.

Rose et al. (2001) veröffentlichten die experimentellen Ergebnisse zu den von Brennan et al. (2003) durchgeführten Arbeiten. Am Nennlastpunkt wurde ein Wirkungsgradgewinn von 0,59% mit einer Messunsicherheit von $\pm 0,25\%$ nachgewiesen, was den numerisch vorhergesagten Wirkungsgradgewinn übertrifft. Weiterhin zeigte sich die vorhergesagte Homogenisierung des Abströmfeldes und eine Verschiebung der Wirbelzentren in Richtung Seitenwand. Daher empfehlen Rose et al. (2001) die Optimierung stromabwärts liegender Schaufelreihen in Kenntnis der neuen Abströmbedingungen, da die positiven Einflüsse der Seitenwandkonturen auf das Strömungsfeld schnell wieder zerstört werden könnten.

Ingram et al. (2005) nutzten eine bestehende Seitenwandkonturierung der Durham-Kaskade, verstärkten jedoch die maximalen Auslenkungen der Täler in der Kontur. So wurden die Täler der Kontur von einer Auslenkung von -10 mm auf -20 mm vertieft, die Hügel der SWK wurden auf $+20 \text{ mm}$ gehalten. Das Design der neuen Kontur wurde analog zu dem Vorgehen von Harvey et al. (2000) durchgeführt. Die entstandene Seitenwandkontur wurde sowohl numerisch als auch experimentell untersucht. Es zeigte sich in den experimentellen Untersuchungen, dass durch die neue Kontur der Sekundärverlust auf 109,2% im Vergleich zur unkonturierten Version erhöht, obwohl die SKE sich auf 57,1% reduziert. Die alte SWK zeigte eine Reduktion des Sekundärverlustes auf 69,0% bei einer Reduktion der SKE auf 45,0%. Den Grund dafür zeigten Ölanstrichbilder, die in den experimentellen Untersuchungen durchgeführt wurden. Die neue Kontur sorgt aufgrund der starken Krümmung der Seitenwand nahe der Schaufelaußenseite für eine Ablösung der Strömung, welche aufgrund eines starken radialen Druckgradienten in die Richtung der freien Strömung im Schaufelkanal gedrückt wird und mit dem Kanalwirbel interagiert. Dieses Strömungsphänomen wurde von den numerischen Berechnungen nicht vorhergesagt. Ein Grenzwert für eine maximale Krümmung der Seitenwand wurde von Ingram et al. (2005) vermutet, jedoch ohne einen quantitativen Wert zu nennen.

Corral und Gisbert (2008) optimierten die Seitenwand einer Niederdruckturbine mit dem Broyden-Verfahren, einem Quasi-Newton-Verfahren. Die Zielgröße des gradientenbasierten Optimierungsalgorithmus ist die SKEH, welche eine Straffunktion für den Wirbelwinkel beinhaltet. Fourier-Reihen dienen für die Gestaltung der Konturierung. Die Arbeit be-

3.1 Bisherige Untersuchungen

schreibt zwei Optimierung, welche sich durch die Ordnung der Fourier-Reihen (1. Ordnung und 4. Ordnung) unterscheiden. Die Ergebnisse der rein numerischen Untersuchung ergeben eine Halbierung des SKEH-Höchstwertes, jedoch auch eine Erhöhung des Totaldruckverlustes (1. Ordnung), sowie eine Viertelung des SKEH-Höchstwertes und Reduktion des Gesamtdruckverlustes (4. Ordnung).

Snedden et al. (2009) führten eine Untersuchung einer 1,5-stufigen Niedergeschwindigkeitsmodellturbine in Verbindung mit CFD durch, um den Einfluss generischer Seitenwandkonturen zu untersuchen. Die experimentellen Ergebnissen wurden aus Messungen mit 5-Loch-Sonden gewonnen. Die generische Seitenwandkontur wurde auf einen Nachbau der Durham Kaskade übertragen und beide Konfigurationen experimentell vermessen. Experimentell konnte ein Wirkungsgradgewinn um 0,4% durch die SWK nachgewiesen werden. Die numerischen Untersuchungen sagten in Abhängigkeit vom Turbulenzmodell zwischen -0,5% Wirkungsgradverlust (SST-Turbulenzmodell) und +0,4% Wirkungsgradgewinn (Baldwin-Lomax-Turbulenzmodell) vorher. Die CFD zeigte zudem einen geringeren Querdruckgradienten, offenbarte aber auch noch Optimierungspotential. Weiterhin konnte die Wirksamkeit einer SWK trotz Tip-Spalt nachgewiesen werden. Der Nachweis der Wirksamkeit wurde in den experimentellen Untersuchungen über Wirkungsgradmessung und in den numerischen Untersuchungen über statische Druckverteilungen, Wirbelausbildungen und Profildruckverteilungen geführt.

Snedden et al. (2010) erweiterten die Untersuchungen von Snedden et al. (2009) um Teillastbetriebspunkte. Die Teillastbetriebspunkte wurden durch Änderungen der Drehzahl um ca. $\pm 22\%$ realisiert. Die Veränderungen der Schaufelbelastung durch die Veränderung der Drehzahl resultierte in geringeren Wirkungsgradgewinnen (ohne quantitative Angaben) bis hin zu deutlichen (-0,5%) Wirkungsgradverlusten bei Erhöhung der Schaufelbelastung. Daher postulierten Snedden et al. (2010) folgende Schlussfolgerungen:

- Off-Design Betriebspunkte sollten im Optimierungsprozess betrachtet werden.
- Die Inzidenz hat einen starken Einfluss auf die Wirksamkeit der Seitenwandkonturen.
- Der Wirkungsgrad ist nicht zwingend eine sinnvolle Zielfunktion, da diese eine Erhöhung der SKE zur Folge haben kann.
- Die CFD gibt Wirkungsgrade tendenziell zu hoch an, jedoch können relative Vergleiche getroffen werden. Die Wirkungsgradunterschiede sind jedoch relativ klein und meist sehr nah an der Messunsicherheit.

Yuan et al. (2010) optimierten in ihren Untersuchungen die Rotorbeschaufelung in Verbindung mit einer Optimierung der Seitenwandkontur in drei Schritten. Dafür wurde zunächst das Schaufelprofil mit dem genetischen NSGA-II Algorithmus optimiert, es konnte ein Wirkungsgradgewinn von 0,1% erzielt werden. In einem zweiten Schritt wurde dann in einer Optimierung zusätzlich die Auffädellungsline des Profils optimiert. Durch die Kombination beider Optimierungen entstand ein Wirkungsgradgewinn von 0,22%. Die dritte

3.1 Bisherige Untersuchungen

Optimierung zielte auf eine nicht-achsensymmetrische Seitenwandkontur (NURBS-Fläche) ab. Die NURBS-Kontrollpunkte waren am Eintritt und Austritt der Schaufelpassage fixiert, sodass ein kontinuierlicher Übergang zur nächsten Schaufelreihe sichergestellt ist. Die Optimierung der Seitenwandkontur brachte einen Wirkungsgradgewinn von 0,1%, wobei eine getrennte Betrachtung der Optimierungsergebnisse für die Seitenwandkontur und die Optimierung der Rotorschaukel erfolgte. Die Zielgröße aller Untersuchungen ist der Gesamthalpiewirkungsgrad der Schaufelreihe, wobei die Austrittsenergie den Verlust darstellt.

Germain et al. (2010) haben Seitenwandkonturen in eine 1,5-stufige Niederdruckturbinen implementiert, ohne die Form der Schaufel zu verändern. Die Konturierung stammt aus einer Optimierung unter Verwendung eines Sequential Quadratic Programming (SQP) Algorithmus und 3D-RANS-Simulationen mit dem Strömungslöser TRACE. Die Zielgrößen der Mehrzieloptimierung waren der Totaldruckverlust und die SKE unter Begrenzung des gemittelten Austrittsschwerwinkels an jeder Schaufelreihe. Die Seitenwandkonturierung erfolgte durch eine Formfunktion in Umfangsrichtung und einem Polynom aus Sinus-Funktionen in axialer Richtung. Es konnte bei einer Messunsicherheit von 0,4% eine numerische Wirkungsgradsteigerung von 1% erreicht werden, von denen 0,2% der Seitenwandkontur und der restliche Anteil den Fillets zugesprochen wird. Die Sekundärströmungsverluste wurden um 30% reduziert. Es zeigte sich eine gute Übereinstimmung der Experimente mit den numerischen Ergebnissen im Bereich der Kernströmung. Aufgrund nicht real modellierter Filletgeometrien und unzureichender Transitionsmodelle wurden im wandnahen Bereich große Abweichungen detektiert.

McIntosh et al. (2011) optimierten eine SWK für die Durham Kaskade mit einem genetischen Optimierungsalgorithmus. Als Turbulenzmodell der numerischen Untersuchungen diente das k - ϵ -Modell. Es wurden zwei Optimierungen mit unterschiedlichen Zielfunktionen durchgeführt. Als Zielfunktionen wurden die gewichtete sekundäre kinetische Energie (CSKE) und Strömungsgeschwindigkeit auf der Seitenwandoberfläche gewählt. Aus vorhergehenden experimentellen Untersuchungen konnten radiale Verteilungen der Randbedingungen vorgegeben werden. Die Konturierung erfolgte durch axial verlaufende Fourier-Kurven durch die B-Splines in Umfangsrichtung verlaufen. Die Optimierung mit der CSKE als Zielfunktion ergab eine Verringerung der SKE um 67,7% durch die Verkleinerung des Kanalwirbels. Die zweite Zielfunktion stellt sich als unbrauchbar heraus. Die Verluste auf der Oberfläche werden einerseits verringert, der entscheidendere Kanalwirbel wird nicht beeinflusst. Es entsteht eine Vergrößerung des Eckenwirbels und damit einhergehend eine Steigerung der SKE um 17,4%.

Im gleichen Jahr veröffentlichten Lintz et al. (2011) die Ergebnisse aus drei Optimierungen mit verschiedenen Zielfunktionen. Optimierung 1 übernimmt die SKEH-Zielfunktion von Corral und Gisbert (2008), Optimierung 2 verwendet den Totaldruckverlust und den Stufenwirkungsgrad, während Optimierung 3 den eine Verteilung der Belastungsverteilung naher der Seitenwand und Verwendung des statischen Druckkoeffizienten nutzt. In allen

3.1 Bisherige Untersuchungen

drei Optimierungen wurde die nabenseitige Wand einer Statorbeschaufelung optimiert. Die Konturierung wurde durch NURBS-Kurven mit kubischen Basisfunktionen und jeweils vier Kontrollpunkten in axialer Richtung sowie in Umfangsrichtung parametrisiert. Weiterhin galt eine radiale Begrenzung der Seitenwandkontur um $\pm 10\%$ der Schaufelhöhe. Die Optimierung wurde mit einem parallel evolutionären Algorithmus und RANS-Rechnungen unter Verwendung eines 0-Gleichungs-Turbulenzmodell durchgeführt. Optimierung 1 erzielte eine Verringerung der SKEH um 25% im Stator, aber keine Verbesserung des Stufenwirkungsgrades. Das beste Ergebnis zeigte Optimierung 2, für die Lintz et al. (2011) eine gleichbleibende SKEH, jedoch eine Verbesserung des Stufenwirkungsgrades um 0,1% bei leicht angehobener Stufenbelastung angeben. Optimierung 3 erzielt lediglich marginal geringere Veränderungen der betrachteten Auswertegrößen.

Bergh et al. (2012) nutzten die Erkenntnisse der Untersuchungen generischer Seitenwände von Snedden et al. (2009) und optimierten die Seitenwände der Durham-Kaskade. Die Parametrisierung wurde der Arbeit von Harvey et al. (2000) entnommen und in die Prozesskette mit einem genetischen Optimierungsalgorithmus implementiert. Die gewichtete SKE und der Abströmwinkel des Rotors wurden als Variablen der Zielfunktion der Optimierung verwendet. Durch Experimente konnte das numerische Setup der Referenzbeschaufelung validiert werden, eine experimentelle Untersuchung der Optimierungsergebnisse hat nicht stattgefunden. Im Vergleich zu den Ergebnissen von Snedden et al. (2009) konnte durch die Optimierung die Verringerung der SKE von 7,24% auf 32,05% gesteigert werden. Weiterhin zeigte sich eine Verbesserung des Totaldruckverlustkoeffizienten von 1,63% auf 4,45%.

Praisner et al. (2013) untersuchen die Auswirkungen einer optimierten Seitenwand auf drei verschiedene Turbinenschaufelprofile. Als Zielgröße der Optimierung wurde die Reduktion des massenstromgemittelten Totaldruckverlustes gewählt. Es wurden 3D-RANS-Simulationen mit dem $k-\omega$ -Turbulenzmodell durchgeführt. Die Konturierung der Seitenwand wurde mittels zweidimensionaler kubischer Splines und die Optimierung durch einen genetischen Algorithmus in Verbindung mit SQP realisiert. Um ein zu starkes Abdriften des Betriebspunktes zu verhindern, wurde eine Beschränkung des Abströmwinkels implementiert. Die numerischen Ergebnisse ergaben eine Verringerung des Totaldruckverlustes um 12%, während die experimentellen Untersuchungen sogar Verringerungen von 25% ergaben.

Lintz et al. (2013) verwendeten für die Optimierung der Seitenwände des zweiten Stators einer dreistufigen Dampfmodellturbine wie in der Veröffentlichung von 2011 (vgl. Lintz et al. 2011). Als Zielfunktion diente die statische Wanddruckverteilung im Bereich der Schaufeln mit dem Ziel, den Querdruckgradienten zu verringern. Neben der numerischen Optimierung erfolgte eine Validierung durch Experimente. Das Strömungsfeld wurde in den experimentellen Untersuchungen mittels Messung mit 5-Loch-Sonden, statische Druckverteilungen und Ölanstrichbildern beurteilt. Es zeigte sich eine Verbesserung der Querströmung im vorderen Bereich sowie eine Wirkungsgradsteigerung um 0,1%. Weiterhin verringerte sich die SKE um 10% bei einer Verringerung des Totaldruckverlustes um 1,1%.

3.1 Bisherige Untersuchungen

In seiner Dissertation veröffentlichte Pöhler (2013) vier verschiedene Optimierungen einer 1,5-stufigen Turbine. Die erste Optimierung ist eine Optimierung der Seitenwand des ersten Stators mit zylindrischer Schaufel, während Optimierung 2 die Auffädellingslinie der Schaufel ohne Seitenwandkontur betrachtet. Die Kombination der beiden Optimierungen wurde in der dritten Optimierung durchgeführt. Optimierung 4 zielt auf die Konturierung der Seitenwände des Rotors ab. Alle Optimierungen wurden mit dem Downhill-Simplex-Algorithmus durchgeführt. Die Zielfunktion ist der um die veränderte Abströmung korrigierte polytrope Stufenwirkungsgrad. Die Parametrisierung der Seitenwand erfolgt durch NURBS-Kurven mit 5 äquidistanten Stützpunkten in Umfangsrichtung. In axialer Richtung existieren 7 ebenfalls äquidistante Stützpunkte, welche der Skelettlinie des Schaufelprofils folgen. Für einen stetigen Übergang in den weiteren Schaufelpfad sind die vorderen und hinteren Stützpunkte fixiert. Die RANS-Simulationen der Optimierungen wurden mit dem $k\text{-}\omega$ -Turbulenzmodell durchgeführt. Im Anschluss erfolgte eine Nachrechnung mit dem SST-Turbulenzmodell. Als Randbedingung dienten am Eintritt der Totaldruck, die Mach-Zahl, der Strömungswinkel, das turbulente Längenmaß und die Totaltemperatur und der statische Druck am Austritt. Es zeigt sich, dass die Optimierung des Rotors einen negativen Einfluss auf die Totaldruckverluste als auch auf den Wirkungsgrad des Stators hat. Durch eine deutliche Verringerung der Verluste und Wirbel im Rotor konnte jedoch der Gesamtwirkungsgrad der Turbine gesteigert werden. Die Ergebnisse der Dissertation wurden teilweise in einigen Veröffentlichungen publiziert (vgl. Pöhler et al. 2010, Pöhler et al. 2011, Pöhler et al. 2014 und Niewoehner et al. 2014).

Tang et al. (2014) optimierten beide gehäuseseitigen Seitenwände der Statoren und die nabenseitige Wand des Rotors einer 1,5-stufigen Axialturbine. Für die Optimierung mit einem genetischen Optimierungsalgorithmus werden RANS-Simulationen unter Verwendung des SST Turbulenzmodells verwendet. Als Randbedingung dienten der Totaldruck und die Totaltemperatur am Eintritt sowie der statische Druck am Austritt. Die Zielfunktion zielt auf eine Verringerung des Totaldruckverlustes ab. Das numerische Setup ähnelt stark dem von Pöhler (2013) veröffentlichten Setup, und die Parametrisierung der Seitenwand wurde analog zu der von Pöhler (2013) verwendeten Parametrisierung gewählt. Die Optimierung erzielte eine Erhöhung des Stufenwirkungsgrades um 0,4% bei einer Verringerung des Totaldruckverlustes um 10,7% im Stator und 4,1% im Rotor. Darüber hinaus konnte eine Verringerung der Querströmungsgradienten beobachtet werden, welche durch nach hinten verlagerte Druckverteilung auf den Schaufeln erkennbar ist.

Sun et al. (2014a) untersuchten die Optimierung einer Turbinenkaskade mit dem Ziel der Maximierung des Totaldruckkoeffizienten. Um den Betriebspunkt durch die Optimierung nicht zu stark zu verändern wurde der Massenstroms und der Abströmwinkels beschränkt. Es wurde ein *Adaptive Range Differential Evolution* (ARDE) Algorithmus verwendet. Für die Parametrisierung der SWK wurde ein Sinus-Kosinus-Ansatz in Umfangsrichtung und eine B-Spline-Kurve in Axialrichtung mit sieben Kontrollpunkten gewählt. Der erste und der siebte Kontrollpunkt ist fixiert. Das numerische Setup verwendete 3D-RANS-Simulationen unter Verwendung des SST-Turbulenzmodells. Der Totaldruck und die Totaltemperatur

3.1 Bisherige Untersuchungen

am Eintritt, sowie der statische Druck am Austritt wurden als Randbedingung verwendet. Die Untersuchungen ergaben für die Turbinenkaskade eine Verbesserung des Totaldruckkoeffizienten um 0,21%. Nach einer Übertragung auf einen ringförmigen Windkanal zeigte sich dort eine Verbesserung des Totaldruckkoeffizienten um 0,53% und eine Reduktion des Totaldrucks um 11,45%.

Im zweiten Teil der Veröffentlichungen erweitern Sun et al. (2014b) die Methodik auf eine der Turbinenkaskade nachgelagerte Rotorreihe. Die so entstehende Turbinenstufe wird mit dem Optimierungsalgorithmus optimiert. Das numerische Setup und die Prozesskette der Kaskadenoptimierung wurde komplett übernommen. Als Unterschied wird jedoch eine geänderte Zielfunktion angeführt, die auf dem aerodynamischen Verhalten der Stufe basiert. Die rein numerischen Ergebnisse zeigten eine Verbesserung des Stufenwirkungsgrades um 0,26%, sowie eine Erhöhung der Stufenleistung. Die gemeinsame Optimierung der Stufe stellte sich als deutlich wirksamer heraus, als es die einzelne Optimierung der Statorkaskade war.

Krückels et al. (2015) optimierten im Rahmen eines AG Turbo Projektes eine nicht-achsensymmetrische SWK unter Berücksichtigung von Filmkühlung und Leckageluft. Der Fokus der Untersuchung lag auf der Interaktion der SWK mit einer Filmkühlung. Die Reduktion der Sekundärströmungen sollte zu einer Reduktion des Wärmeübergangskoeffizienten im Bereich der Plattform führen und damit einhergehend zu einer höheren Filmkühleffektivität. Für die Optimierung wurde ein genetischer Algorithmus in Verbindung mit stationärer 3D-RANS-CFD verwendet. Die Zielfunktion berücksichtigt laut Krückels et al. (2015) „sowohl die aerodynamische als auch die thermische Güte der Seitenwandgeometrie“, nähere Angaben werden dazu nicht gemacht. Das numerische Modell bestand aus einer einstufigen Turbine mit Mischungsebene zwischen den Reihen. Die Statorgeometrie entspricht der auf dem Prüfstand, während die Laufschaufel modelliert wurde. Die Parametrisierung der Seitenwand wurde durch sieben nicht äquidistante Umfangslinien mit je einer Sinuskurve, bestehend aus 3 Fourier-Koeffizienten, umgesetzt. Die maximale Tiefe der Kontur beträgt 7,3 mm, während die maximale Höhe 5,0mm nicht überschreiten durfte. Es ergaben sich leicht verbesserte Stator-, Rotor-, und Stufenwirkungsgrade (+0,03%), aber erhöhte SKEH (+6,22%). Der erhöhte statische Druck bis zur Throat-Position reduziert jedoch die aerodynamische Belastung, was sich positiv auf die Sekundärströmungen auswirkt.

Na und Liu (2015) führten eine numerische Untersuchung einer Hochdruckturbinenstufe durch. Die Konturierung wurde sowohl an der Nabe als auch am Gehäuse des Stators mit einem genetischen Optimierungsalgorithmus basierend auf einem künstlichen neuronalem Netz (*Artificial Neuronal Network, ANN*). Das Ziel war eine Reduktion des Totaldruckverlustes ohne Änderung des Massenstroms. Dies wurde durch eine Bestrafungsfunktion für den falschen Massenstrom sichergestellt. Die Parametrisierung der SWK wurde durch fünf Schnittlinien in Umfangsrichtung mit je neun Stützstellen realisiert. Für einen stetigen Übergang wurden die ersten beiden und die letzten beiden Stützstellen fixiert. Somit

ergaben sich 25 freie Stützstellen, für die eine maximale Auslenkung von $\pm 6 \text{ mm}$ bei einer Kanalhöhe von 40 mm erlaubt war. Das numerische Setup verwendete stationäre 3D-RANS-Simulationen mit dem SST-Turbulenzmodell. Die Vernetzung der Geometrie wurde mit Numeca Autogrid durchgeführt unter Sicherstellung eines dimensionslosen Wandabstandes von $y^+ = 1$ an den Seitenwänden. Die Qualität des Rechennetzes wurde durch eine Netzstudie mit den Auswertvariablen Massenstrom, Mach-Zahl, Strömungswinkel, Totaldruckverlust und dem isentropen Wirkungsgrad überprüft. Die Optimierung ergab eine Verschiebung der Schaufelbelastung nach hinten, eine bessere statische Druckverteilung an der Saugseite des Stators, eine Verkleinerung des Kanalwirbels und des Totaldruckverlustbeiwertes um $3,8\%$. Nachteilig zeigte sich allerdings auch eine Verringerung des Wirkungsgrades bei Betrachtung der ganzen Stufe. Als Gründe dafür führen Na und Liu (2015) die Veränderung der Rotorinzidenz und eine dadurch verstärkte Entropieproduktion, ein vergrößerter Kanalwirbel im Rotor, sowie ein vergrößerter Tipspaltwirbel im Rotor an.

3.2 Eingruppierung dieser Arbeit und Neuheitsgehalt

Anhand der vorgestellten Literatur wird deutlich, dass bereits eine Vielzahl an Untersuchungen hinsichtlich der Beeinflussung von Sekundärströmungen publiziert wurden. Viele dieser Veröffentlichungen mit experimentellen Validierungen behandeln Turbinenkaskaden, da diese eine bessere Zugänglichkeit der Beschaukelung ermöglichen. Dabei werden jedoch Rotations- und Mehrstufeneffekte, wie sie in jeder realen Dampfturbine existieren, nicht betrachtet. Daher enthält diese Arbeit eine experimentelle Validierung der Testfälle im rotierenden System. Weiterhin sind dem Autor nur wenige Arbeiten bekannt, in denen die Wirksamkeit numerischer Optimierungen experimentell nachgewiesen wurden. Die vorliegende Arbeit zielt daher primär darauf ab, diesen Mangel zu reduzieren und die Wirkung der Optimierungen physikalisch zu erläutern. Neben diesem primären Ziel beinhaltet die Arbeit folgende neuartige Untersuchungen auf dem Gebiet der experimentellen Validierung von optimierten Dampfturbinenbeschaukelungen und dessen numerischer Optimierung:

- Numerische Optimierung des Schaufelpfades hoher Druckzahlen
- Experimentelle Validierung des gleichen numerischen Setups mit zwei unterschiedlichen Beschaukelungskonfigurationen
- Experimentelle Validierung beider Testfälle über einen weiten Betriebsbereich
- Ausführliche Parameterstudie zur Identifizierung numerischer Sensitivitäten:
 - Beschränkung der maximalen Auslenkung
 - Einfluss der Filletradien
 - Einfluss der Kavitätenströmung
 - Nachweis der Einflüsse durch Nachrechnungen
- Physikalische Erklärung der erzielten Wirkungsgradgewinne

Zusammenfassung

Die Literaturrecherche zeigt, dass in der Fachwelt keine Einigkeit über ein Vorgehen für die Beeinflussung von Sekundärströmungen herrscht. Ebenso ist keine konsistente Wahl der Zielfunktionen, der Parametrisierung, des numerischen Setups oder der Auswertemethodik für die Strömungsbeeinflussung aktiver und passiver Maßnahmen aus der Literatur zu entnehmen. Daher müssen fundierte Überlegungen der Optimierung vorausgehen. Aufgrund der zahlreichen Beispiele kann jedoch davon ausgegangen werden, durch eine numerische Optimierung der Beschaukelungen einen positiven Effekt auf den Wirkungsgrad erzielen zu können. Weiterhin ist eine experimentelle Validierung der numerischen Vorhersagen nötig, da nicht alle von der CFD positiv bewerteten Optimierungen in experimentellen Untersuchungen nachgewiesen werden konnten.

Die vorliegende Arbeit führt daher eine intensive Parameterstudie zur Optimierung von Seitenwandkonturierungen einer Dampfturbinenbeschaukelung hoher Druckzahlen durch, was eine neuartige Untersuchung auf dem Gebiet der numerischen Optimierung von Dampfturbinenbeschaukelungen darstellt. Darüber hinaus wird ein experimenteller Nachweis der Wirksamkeit von Maßnahmen zur Sekundärströmungsbeeinflussung im rotierenden System anhand zweier Testfälle durchgeführt. Dies reduziert den Mangel an experimentell nachgewiesenen erfolgreichen numerischen Optimierungen.

4 Turbinenprüfstand, Testfälle und numerisches Setup

4.1 Allgemeiner Aufbau des Prüfstands

Für die experimentellen Untersuchungen der vorliegenden Arbeit wurde der Axialturbinenprüfstand des Instituts für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik (TFD) genutzt. Es handelt sich um einen Axialturbinenprüfstand im Technikums-Maßstab aus dem Jahr 1963 des damaligen Instituts für Strömungsmaschinen (IfS) von Prof. Bammert. Das Turbinengehäuse des Prüfstandes ist ein zweisechaliger Aufbau. Ein großer Vorteil des Prüfstandes ist der modulare Aufbau, durch den eine Vielzahl verschiedener Turbinenkonfigurationen mit einer einzigen Infrastruktur untersucht werden kann. Durch das Einlegen verschiedener Innenringe im Einlauf, im Diffusor, sowie im Bereich der Leitschaufelträger können diese unterschiedlichen Konfigurationen realisiert werden.

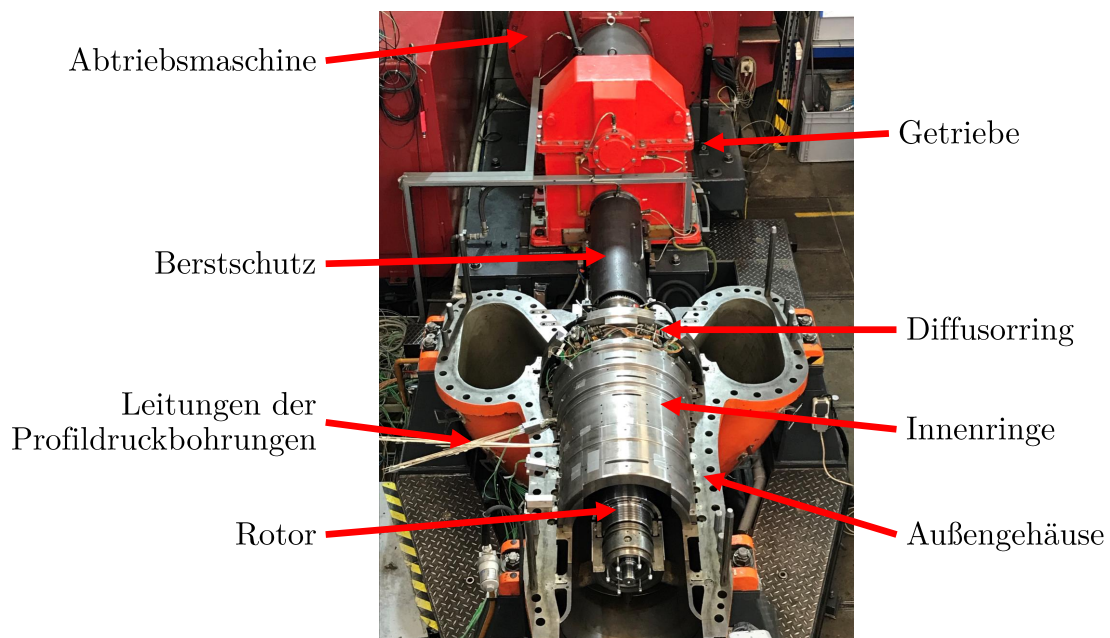


Abbildung 4.1: Die geöffnete Turbine von oben

4.1 Allgemeiner Aufbau des Prüfstands

Am TFD sind durch zahlreiche Forschungsvorhaben am Axialturbinenprüfstand mit verschiedenen Industriepartnern und durch öffentlich geförderte Projekte in den letzten 65 Jahren verschiedene Turbinenkonfigurationen vorhanden. Es existieren sowohl gasturbinenähnliche als auch dampfturbinenähnliche Konfigurationen mit 1-, 1.5-, 2-, 4-, 5-, und 7-stufigen Beschaufelungen. Die Variabilität des Prüfstandes zeigt sich in den veröffentlichten experimentellen Ergebnissen der letzten Jahre. Diese beinhalten Untersuchungen von Ventilationseffekten (Herzog et al. 2007), Teil- und Schwachlastbetrieb (Binner und Seume 2014), Schwingungsuntersuchungen (Aschenbruck und Seume 2015, Hauptmann et al. 2017, Hauptmann 2020, Meinzer 2020) und Clocking-Effekten (Henke et al. 2016).

Tabelle 4.1: Maximale technische Daten des Axialturbinenprüfstandes am Institut für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik der Leibniz Universität Hannover

Größe	Formelzeichen	Wert	Einheit
Nennleistung	P	< 1.465	kW
max. Drehzahl	N	7.800	min^{-1}
max. Massenstrom	\dot{m}	$9,2$	$\frac{kg}{s}$
max. Totaldruckverhältnis	Π_{tt}	$3,2$	-
Totaltemperatur am Eintritt	T_{tot}	< 458	K
Mach-Zahl am Eintritt	Ma	$< 0,215$	-
Reynolds-Zahl am Eintritt	Re	$< 5,3 \cdot 10^5$	-
max. Nabenverhältnis	-	$0,751$	-

Für jede der oben genannten Turbinenkonfigurationen existiert ein spezifischer Auslegungspunkt. Um die Möglichkeiten und die Vielseitigkeit des Axialturbinenprüfstandes darzulegen, zeigt Tab. 4.1 die maximalen technischen Daten des Prüfstandes. Der Auslegungspunkt der in dieser Arbeit untersuchten Turbinenkonfiguration kann Abschn. 4.2 entnommen werden. Außerhalb des Gehäuses ist die Turbinenwelle über eine Stahllamellenkupplung der Firma Renk Typ MTM 133 mit einem Stirnradgetriebe der Firma DEMAG Typ TDüx38 verbunden. Das Stirnradgetriebe hat eine Übersetzung von 5:1 und ist wiederum mittels einer Bogenzahnkupplung mit einer Pendelmaschine, welche als Abtriebsmaschine fungiert, verbunden. Diese Gleichstrommaschine nimmt das Drehmoment der Turbine auf und speist im Normalbetrieb über einen Leonard-Satz im Untergeschoss der Versuchshalle Strom in das institutseigene 6kV-Netz ein. Die Pendelmaschine ermöglicht darüber hinaus eine stufenlose Drehzahlregelung und kann - falls das Untersuchungsvorhaben es benötigt - nicht nur generatorisch, sondern auch motorisch arbeiten und die Turbine somit im Schleppbetrieb antreiben (4-Quadranten-Betrieb).

Die Luftversorgung des Turbinenprüfstandes wird über drei Schraubenkompressoren realisiert. Die Schraubenkompressoren verfügen über unterschiedliche Kompressionsverhältnisse und Luftfördermengen, wodurch der maximale Massenstrom vor Versuchsbeginn gewählt werden kann. Da die Schraubenkompressoren nicht nur den Axialturbinenprüfstand, son-

4.1 Allgemeiner Aufbau des Prüfstands

dern auch weitere Prüfstände (z.B. Gitterwindkanal, Hochgeschwindigkeitskalibrierkanal, Aeroakustischer Windtunnel) des Versuchsfeldes mit Druckluft versorgen, muss die verdichtete Luft mit Rohrleitungen zum Axialturbinenprüfstand geführt werden. Eine schematische Darstellung der Luftführung im Rohrleitungsnetz des TFD im Turbinenbetrieb ist in Abb. 4.2 dargestellt. Der Prüfstand selbst wird durch die Schieber 1.31 und 1.28 begrenzt und kann durch diese von den restlichen Rohrleitungen des Versuchsfeldes druckdicht vom übrigen Rohrleitungsnetz getrennt werden. Im Betrieb wird durch Öffnen bzw. Schließen der Schieber 1.11 (händisch) und 1.12 (motorisch), welche kurz hinter den Schraubenkompressoren positioniert sind, der Luftdurchfluss durch einen Bypass geregelt und damit die Grobregelung des Massenstroms durch die Turbine realisiert. Die Feinregelung erfolgt näher an der Turbine über ein Gleitschieberventil, welches nach dem gleichen Prinzip funktioniert. Der gewünschte Luftmassenstrom wird Richtung Turbine geführt und der restliche Luftmassenstrom wird über einen Bypass abgeblasen. Die Massenstromregelung ist zusammen mit der oben genannten stufenlosen Drehzahlregelung durch die Betriebspunktregelung Laminar Master Flow der Fa. Tetrattec voll automatisiert. Hierdurch können wahlweise das Druckverhältnis über die Turbine, der Massenstrom oder der reduzierte Massenstrom eingestellt werden. Parallel kann die Drehzahl oder die reduzierte Drehzahl der Turbine geregelt werden. Als Sicherheitseinrichtung ist zwischen den Schraubenkompressoren und dem Prüfstand ein Schnellschlussventil (1.32) eingebaut, welches mit dem Entlastungsventil 1.34 gekoppelt ist. Im Notfall schließt dieses Schnellschlussventil innerhalb weniger Zehntelsekunden, durch das gleichzeitige Öffnen des Entlastungsventil wird die komprimierte Luft aus dem Rohrleitungsnetz abgeblasen. Weiterhin verfügt der Prüfstand über eine 13 Meter lange Zulaufstrecke der Nennweite 500 mm, welche eine homogene Anströmung der Turbine sicherstellt. In dieser Zulaufstrecke befindet sich ein normgerecht eingebauter und von der Physikalisch-Technische Bundesanstalt (PTB) nach DIN ISO 5167 kalibrierter Venturi-Einsatz, der eine Massenstrommessung ermöglicht.

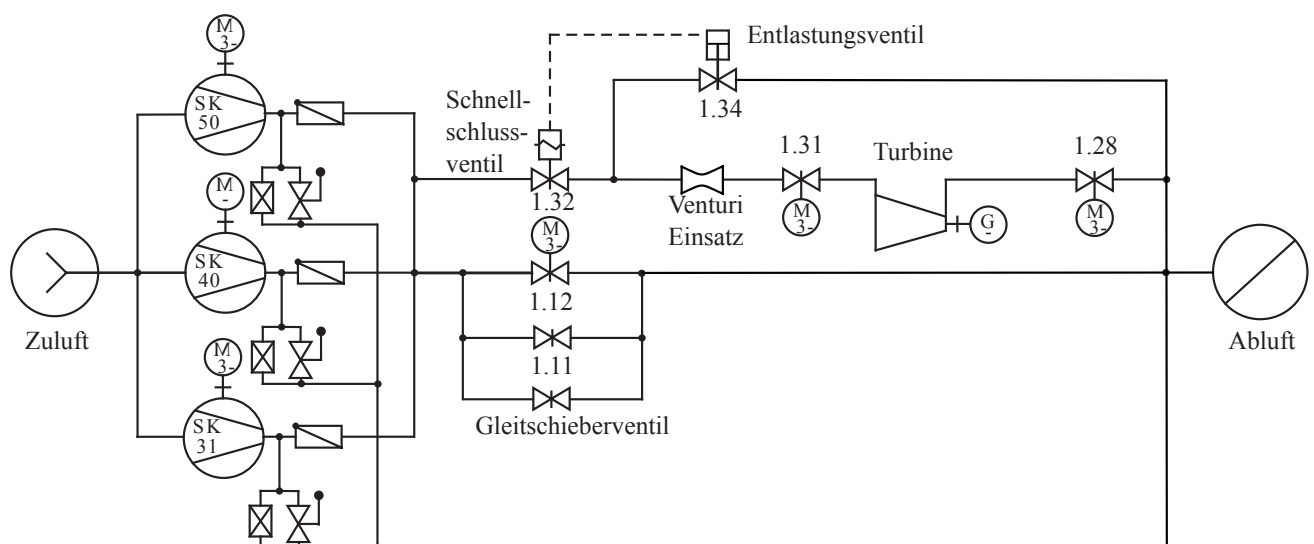


Abbildung 4.2: Schieberplan des Turbinenprüfstandes aus Meinzer (2020)

4.2 Testfälle

In der vorliegenden Arbeit wird eine numerische Optimierung nicht-achsensymmetrischer Seitenwände in einem Schaufelpfad mit Hochdruckdampfturbinenschaufeln durchgeführt. Um eine realitätsgetreue Abbildung der Sekundärströmungen und des Strömungsfeldes innerhalb der Turbine, sowie der integralen Turbinenparameter durch die numerischen Berechnungen sicherzustellen, ist eine Validierung des numerischen Setups unerlässlich. Diese Validierung wird durch zwei Testfälle realisiert, welche in den folgenden Abschnitten kurz beschrieben werden.

Referenzbeschaufelung

Die Referenzbeschaufelung basiert auf einem von der Siemens AG ausgelegten 7-stufigen Dampfturbinenläufer, der im AG Turbo 2020-Projekt 4.1.8 „Innovative 3D Schaufelgeometrien“ mit verschiedenen Dichtungstechnologien intensiv auf dem Prüfstand des TFD vermessen wurde. Für das AG Turbo Cooreflex Projekt 4.1.3 „Innovativer Dampfturbinenschaufelpfad für hohe Leistungsdichten“, in dessen Rahmen die vorliegende Arbeit entstand, wurde die 7-stufige Beschaufelung auf eine 4-stufige Konfiguration verändert. Dies führt zu der erwünschten hohen Leistungsdichte, aber auch zu deutlichen höheren Druckzahlen in der Beschaufelung. Eine Übersicht der Auslegungsdaten der 4-stufigen Beschaufelung zeigt Tab. 4.2. Der Fokus der Auslegung lag hierbei auf hohen Druckzahlen. Grundsätzlich entspricht die Beschaufelung einem modernen Dampfturbinendesign. Die in Kap. 2.2 beschriebenen Designmethoden für Dampfturbinenbeschaufelungen hat in die Auslegung der vorliegenden Beschaufelungen Einzug gehalten. So entspricht das Design einer dreidimensionalen Schaufelgestaltung und beinhaltet damit die Verdrehung des Profils um den eigenen Schwerpunkt, *lean*, *bow* und Filletradien. Abbildung 4.3 zeigt die offene Turbine mit Referenzbeschaufelung. Zu erkennen ist die untere Hälfte des Leitschaufelträgers, sowie der eingelegte Rotor.

Tabelle 4.2: Auslegungsdaten der 4-stufigen Referenzbeschaufelung

Größe	Formelzeichen	Einheit	Wert
Nennmassenstrom	\dot{m}_{red}	$\frac{kg}{s}$	5,75
Nenndrehzahl	N_{red}	min^{-1}	5750
Totaltemperatur am Eintritt	T_t	K	414,9
Totaldruckverhältnis	Π_{tt}	-	2,143
Thermische Leistung	P	kW	307,7
Druckzahl	$\psi_{Auslegung}$	-	3,02



Abbildung 4.3: Referenzbeschaufelung

Optimierte Beschaufelung

Abbildung 4.4 zeigt den Vergleich der ersten Laufreihe der 4-stufigen Referenzbeschaufelung mit der ersten Laufreihe der optimierten Beschaufelung. Im Rahmen des Projektes wurde eine intensive Optimierung verschiedener strömungstechnischer Einflussparameter auf den Wirkungsgrad der Turbine durchgeführt. All diese Erkenntnisse flossen in die Auslegung und Fertigung der optimierten Beschaufelung ein. Eine genaue Übersicht über die in der optimierten Variante eingebauten Modifikationen wird in Abschn. 8.1 gegeben.



Abbildung 4.4: Vergleich der untersuchten Laufschaufeln, links: Referenzbeschaufelung, rechts: optimierte Beschaufelung

Um eine Vergleichbarkeit der beiden Testfälle gewährleisten zu können wurden die Auslegungsrandbedingungen bei der Auslegung der optimierten Beschaukelung analog zu den Randbedingungen der Auslegung der Referenzbeschaukelung gewählt. Aus Gründen der besseren Lesbarkeit wird die 4-stufige Referenzbeschaukelung in den Abbildungen mit dem Kürzel „Ref“ und die 4-stufige optimierte Beschaukelung mit „Opt“ gekennzeichnet.

4.3 Verwendete Messtechnik

Am Axialturbinenprüfstand des TFD steht eine Vielzahl an Messtechnik bereit, welche in die Bereiche Betriebs-, Turbinenschutzinstrumentierung und Strömungsmesstechnik unterteilt werden kann. Letztere wird individuell auf die experimentellen Ziele zugeschnitten, während die Betriebs- und die Turbinenschutzinstrumentierung unabhängig vom Versuchsaufbau den sicheren Betrieb des Prüfstandes gewährleistet. Zur Turbinenschutzinstrumentierung zählt die redundante Drehzahlerfassung mit wiederum redundantem Überdrehzahlschutz, die Schwingungsmesstechnik für Rotor- und Gehäuseschwingung sowie die Orbiterfassung von Turbinenrotor und Antriebsstrang. Die Betriebsinstrumentierung besteht aus der Messung der relativen Luftfeuchtigkeit im Ansaughaus und einer Massenstrommesstechnik mittels Venturirohr. Weiterhin bedient sich die Betriebsinstrumentierung aus den übrigen Messkanälen. Für die individuelle Instrumentierung der Turbine stehen stationäre und instationäre Druckmesstechnik, Temperaturmessungen mittels PT100-Widerstandsthermometer und mittels Thermoelementen Typ K, Drehmomenterfassung, verschiedene pneumatische Druck- und Temperatur-Vektorsonden, Sonden mit instationären Druckaufnehmern (Kulites), parallel nutzbare Sondenverstellgeräte zur radialen Traversierung und zur Umfangstraversierung des Strömungsfeldes, Leitschaukelinstrumentierung, AD-Wandler für Standard-Analogsignale, sowie Standard CAN/CAN-Open Bussysteme zur Gerätesteuerung zur Verfügung.

Die Auswahl der richtigen Messtechnik ist eine der wichtigsten Entscheidungen vor Beginn der Messkampagnen, da diese auf das Projektziel angepasst sein muss. Dafür müssen die Versuchsziele vor den experimentellen Untersuchungen klar definiert sein. In der vorliegenden Arbeit lauten die übergeordneten Ziele der experimentellen Untersuchungen wie folgt:

- Nachweis des Einflusses der durchgeführten Optimierung, sowohl in integralen Kenngrößen als auch im Strömungsfeld
- Validierung des numerischen Setups für beide Testfälle, dazu:
- Generierung der Randbedingungen für numerische Simulationen aller Betriebspunkte
- Nachweis der Wiederholbarkeit der Betriebspunkteinstellung und Konsistenz der Ergebnisse über mehrere Messtage
- Nachweis der Einstellgenauigkeit aller Betriebspunkte

Um diese Ziele erreichen zu können, sind sowohl Kennfeldmessungen als auch Strömungsfeldmessungen an verschiedenen Betriebspunkten erforderlich. Die wichtigsten Kenngrößen der durchgeführten Kennfeldmessungen stellen in dieser Arbeit die reduzierte Drehzahl, der reduzierte Massenstrom, das Druckverhältnis und die Druckzahl dar. Zweifelsfrei ist der thermische, isentrope Wirkungsgrad bezogen auf Totalgrößen ($\eta_{is,tt}$) die wichtigste Ergebnisgröße, da diese die Zielgröße der Optimierung ist (vgl. Kap. 6). Für die Strömungsfeldmessungen ist der Totaldruck, die Mach-Zahl, der Abströmwinkel der Strömung (Gierwinkel) und der statische Druck als Ergebnisgröße definiert. Gerade im Hinblick auf das letzte oben genannte Ziel ist die Auswahl der Messtechnik von erheblicher Bedeutung. Aufgrund der bereits sehr gut ausgelegten Schaufelpfade, sind die zu erwartenden Wirkungsgradgewinne sehr gering. Es muss sichergestellt sein, dass die Messunsicherheit der Messtechnik geringer ist als die Wirkungsgradgewinne, welche durch die Optimierung erzielt wird.

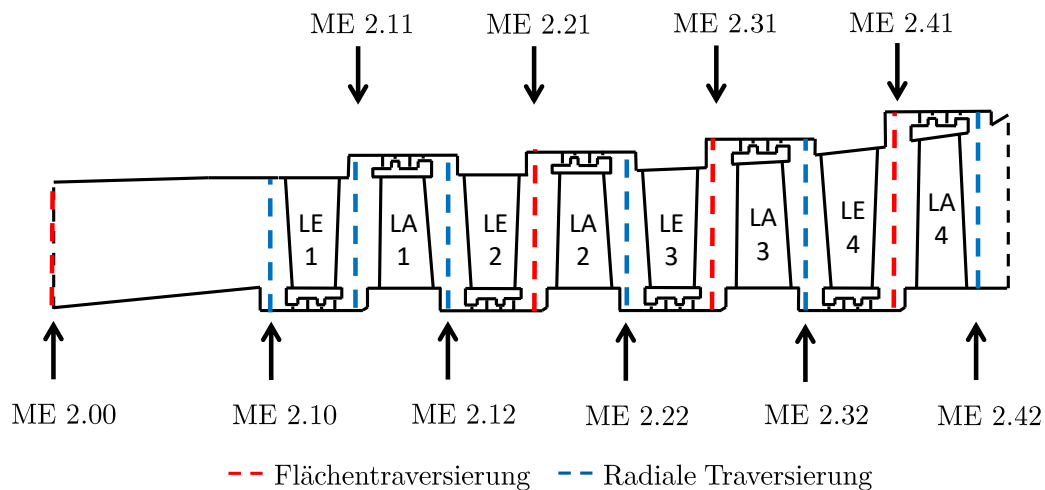


Abbildung 4.5: Definition und Nomenklatur der Messebenen (ME) im Schaufelpfad

Neben der Auswahl der Messtechnik ist die Wahl der Messpositionen ein wichtiger Schritt, da in der Validierung ebendiese mit den numerischen Daten verglichen werden. In der Nomenklatur deklarieren Messebenen mit dem Präfix „1“ Messstellen vor dem Prüfstand, das Präfix „2“ Messstellen im Schaufelpfad und der Präfix „3“ Messstellen im Abströmdiffusor der Turbine. Abbildung 4.5 zeigt die Messebenen innerhalb des Schaufelpfades für beide untersuchten Testfälle. Hinter allen Schaufelreihen der 4-stufigen Konfiguration existiert ein Zugang für die radiale Traversierung des Strömungsfeldes. Darüber hinaus kann in der Eintrittsmessebene ME 2.00 und hinter den Leitreihen 2 bis 4 (Messebenen ME 2.21, ME 2.31 und ME 2.41) eine Umfangstraversierung durchgeführt werden. Zur messtechnischen Erfassung des Strömungsfeldes werden pneumatische 5-Loch-Sonden mit integrierter Temperaturmessstelle in einem Kiel-Head verwendet. Um die Störung der Strömung durch den Sondenkopf möglichst gering zu halten, wird dieser mit einer Kopfgröße von 3 mm relativ klein gehalten. Die verwendete 5-Loch-Sonde ist in Abb. 4.6 dargestellt.

Aufgrund der aufwändigen Kalibrierung der Sonden im Hochgeschwindigkeitskalibrierkanal (HGK) des TFD können die Sonden das Strömungsfeld auch bei starker Fehlanströmung der Sonden korrekt wiedergeben. Die Sonden werden dafür in einem Gierwinkelbereich von $-24^\circ < \alpha < 24^\circ$ und einem Nickwinkelbereich von $-30^\circ < \gamma < 30^\circ$ relativ zum Sondenkopf bei Mach-Zahlen zwischen $Ma = 0,1 - 0,7$ kalibriert. Aus der gemessenen Temperatur und den am Fünflochkopf anliegenden statischen Drücken können die maßgeblichen Ergebnisgrößen Strömungswinkel, Totaldruck und Mach-Zahl mithilfe der Kalibrierkoeffizienten berechnet werden. Einen guten Überblick über die Berechnung der Ergebnisgrößen geben die Arbeiten von Aschenbruck et al. (2015), Herbst et al. (2011), sowie Rieß und Braun (2003). Die pneumatischen 5-Loch-Sonden werden mit automatisiert verfahrbaren Sondenverstellgeräten in radialer Höhe und bei Umfangstraversierungen auch in Umfangsrichtung verfahren. Die Verstellgeräte werden, analog zu den Sonden, mit einem standardisierten Verfahren des TFD vor jeder Messkampagne kalibriert.

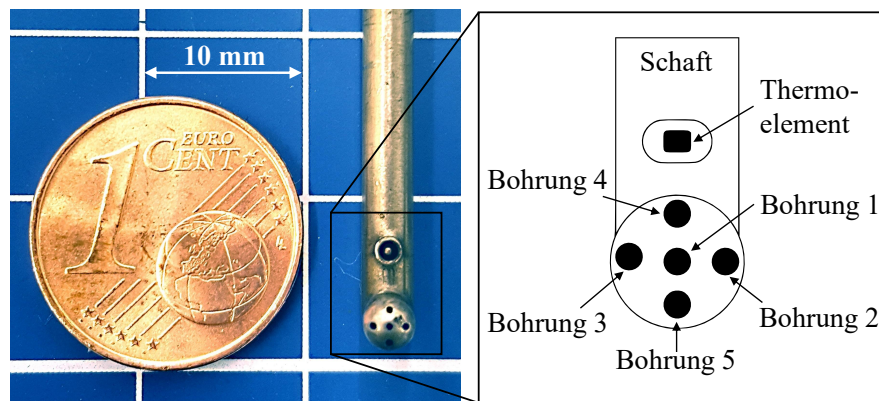


Abbildung 4.6: Pneumatische 5-Loch-Sonden zur Erfassung des Strömungsfeldes aus Hauptmann (2020)

Für die Kennfeldmessungen werden die Eintrittsbedingungen der Turbine in Messebene ME 2.00 ebenfalls mit der pneumatischen 5-Loch-Sonde gemessen. Stromauf der Messstelle liegen die Stützrippen des Turbinengehäuses. Bei der Positionierung der 5-Loch-Sonde wird jedoch darauf geachtet, dass die 5-Loch-Sonden auf 50% Kanalhöhe im ungestörten Bereich der Zuströmung stehen und nicht durch die Nachläufe der Stützrippen beeinflusst werden. Die Austrittsbedingungen der Turbine werden durch einen Kammsondenring in Messebene ME 3.02 gemessen, welche im Diffusor positioniert ist. Abbildung 4.7 zeigt eine schematische Darstellung des Kammsondenrings.

Der Kammsondenring besteht aus fünf äquidistant über den Umfang verteilten Kämmen. Die Kämmen haben auf je fünf radialen Höhen Druck- und Temperaturmessstellen. Auf jedem Kamm sind vier Totaldruck- und Temperaturmessstellen in Kiel-Heads untergebracht. Die fünfte Messstelle besteht aus einem 5-Lochkopf mit integrierter Temperaturmessstelle, der je nach Umfangsposition der Kammsonde eine andere radiale Höhe hat. Durch diese

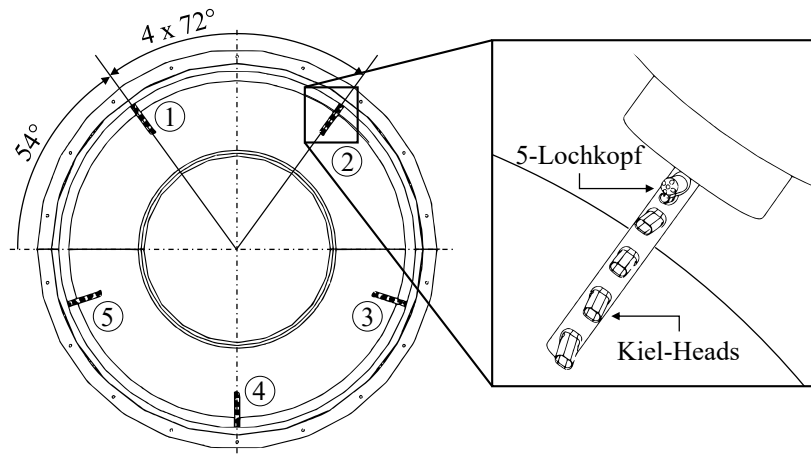


Abbildung 4.7: Verstellbarer Kammsondenring zur Erfassung der Austrittsbedingungen aus Hauptmann (2020)

Anordnung der Messstellen können am Austritt der Turbine radiale und Umfangsprofile des Austrittsdruckes und der Austrittstemperatur erstellt werden. Durch die Verwendung der 5-Lochköpfe kann darüber hinaus der Abströmwinkel auf verschiedenen radialen Höhen berechnet werden. Durch den experimentell untersuchten weiten Kennfeldbereich variieren die Abströmwinkel der letzten Laufreihe stark. Um eine zu starke Fehlanströmung der Messstellen, welche nicht mehr im Kalibrierbereich der Kämmen sind, zu vermeiden, ist es möglich, die Kämmen im Gierwinkel in einem Bereich von $-59^\circ < \alpha < 59^\circ$ zu verdrehen, sodass diese immer im kalibrierten Bereich angeströmt werden. Eine Übersicht der Sonden zugänge in den verschiedenen Messebenen kann Tab. 4.3 entnommen werden.

Tabelle 4.3: Instrumentierung der Turbine in den einzelnen Messebenen

Messebene	Messgröße	Position
ME 1.00	$p_{amb}, T_{amb}, h_{rel}$	Ansaughaus
ME 2.00	$p_{stat}, p_t, T_t, \alpha, \gamma, Ma$	$\Theta = 45^\circ$ oder $\Theta = 75^\circ \dots 105^\circ, r = 5 \dots 100\%$
ME 2.10	$p_{stat}, p_t, T_t, \alpha, \gamma, Ma$	$\Theta = 95^\circ, r = 5 \dots 100\%$
ME 2.11	$p_{stat}, p_t, T_t, \alpha, \gamma, Ma$	$\Theta = 0^\circ, r = 0 \dots 100\%$
ME 2.12	$p_{stat}, p_t, T_t, \alpha, \gamma, Ma$	$\Theta = 45^\circ, r = 0 \dots 100\%$
ME 2.21	$p_{stat}, p_t, T_t, \alpha, \gamma, Ma$	$\Theta = -0^\circ \dots 0^\circ, r = 0 \dots 100\%$
ME 2.22	$p_{stat}, p_t, T_t, \alpha, \gamma, Ma$	$\Theta = 95^\circ, r = 0 \dots 100\%$
ME 2.31	$p_{stat}, p_t, T_t, \alpha, \gamma, Ma$	$\Theta = -0^\circ \dots 0^\circ, r = 0 \dots 100\%$
ME 2.32	$p_{stat}, p_t, T_t, \alpha, \gamma, Ma$	$\Theta = 135^\circ, r = 0 \dots 100\%$
ME 2.41	$p_{stat}, p_t, T_t, \alpha, \gamma, Ma$	$\Theta = -0^\circ \dots 0^\circ, r = 0 \dots 100\%$
ME 2.42	$p_{stat}, p_t, T_t, \alpha, \gamma, Ma$	$\Theta = 45^\circ, r = 0 \dots 100\%$
ME 3.02	$p_{stat}, p_t, T_t, \alpha, \gamma, Ma$	$\Theta = 54^\circ, 126^\circ, 198^\circ, 270^\circ, 342^\circ$

4.3 Verwendete Messtechnik

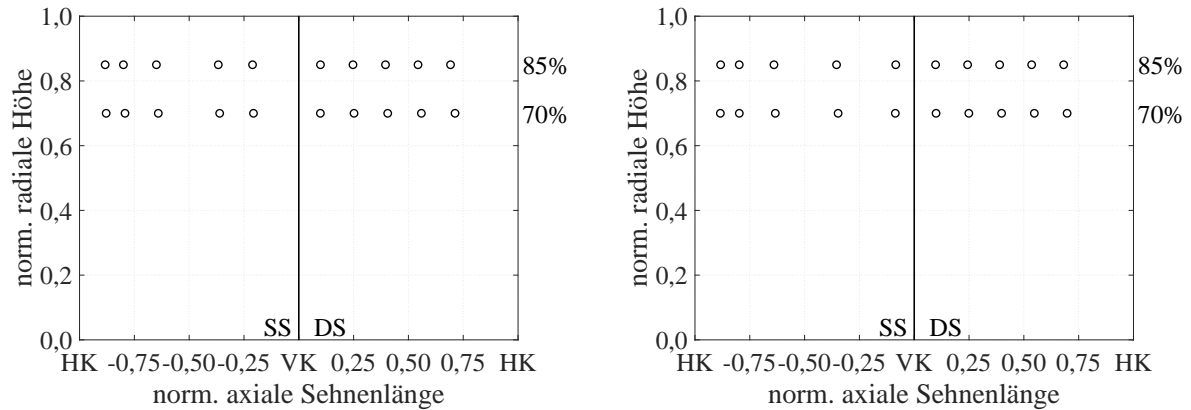


Abbildung 4.8: Axiale und radiale Position der Profildruckbohrungen auf Leitschaufel 2 (links) und Leitschaufel 3 (rechts)

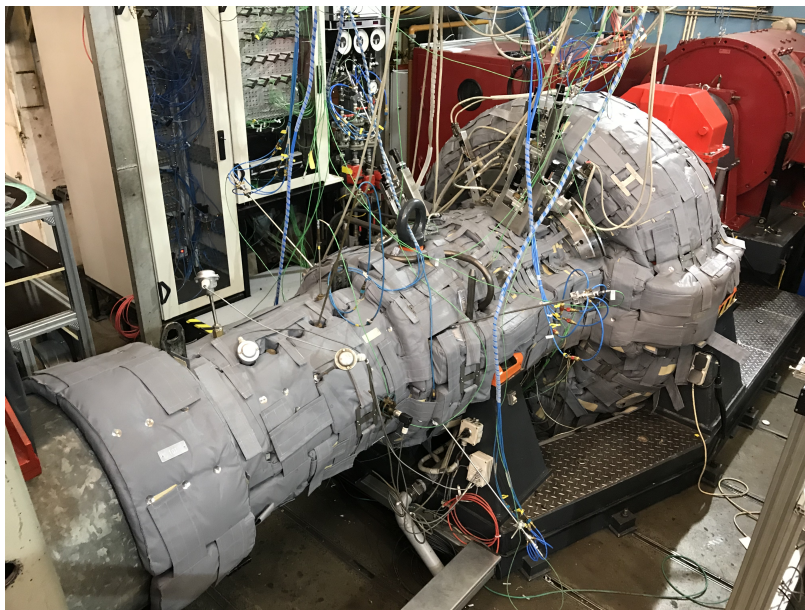


Abbildung 4.9: Instrumentierte Turbine in der Kampagne der Referenzbeschaufelung

Neben dem Abgleich der integralen Kennfeldparameter, welche durch die Kennfeldmessungen gewonnen werden, und dem Vergleich des Strömungsfeldes, wird die Validierung des numerischen Modells durch einen Vergleich der Druckverteilungen auf den Schaufelprofilen präzisiert. Diese erlauben neben den integralen Größen und dem Strömungsfeld in den Messebenen auch Validierungen der numerischen Werte innerhalb des Schaufelpfades. Dafür wurden in der optimierten Beschaufelung die Leitreihen der Stufen 2, 3 und 4 an je zwei verschiedenen radialen Höhen (70% und 85% radiale Höhe) mit Profildruckbohrungen ausgestattet. Die axiale Lage der einzelnen Profildruckbohrungen wurden anhand

numerischer Vorberechnungen gewählt. Abbildung 4.8 zeigt die Verteilung der Profildruckbohrungen auf der Leitschaufel 2 und der Leitschaufel 3. Auch geringe Wärmeverluste an die Umgebung können die gemessenen Werte des isentropen, thermischen Wirkungsgrades an verschiedenen Betriebspunkten erheblich beeinflussen. Daher verfügt das TFD über eine Wärmeisolierung für das Turbinengehäuse, welche in der vorliegenden Arbeit verwendet wurde. Die Berechnung der Wärmeübergangskoeffizienten der Turbine und die dafür getroffenen Annahmen können Anhang B entnommen werden, der Einfluss der Isolierung wird in Abschn. 5.6 und insbesondere in Abb. 5.4 gezeigt. Die vollständig instrumentierte Turbine in der Kampagne der Referenzbeschaufelung mit Wärmeisolierung ist Abb. 4.9 dargestellt.

4.4 Numerisches Setup

Die Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen werden für die Validierung des numerischen Modells der Referenzbeschaufelung verwendet. Für die Erstellung des numerischen Setups ist zunächst die Auswahl eines Vernetzungsverfahrens und einer Vernetzungssoftware nötig. Weiterhin muss ein Strömungslöser gewählt und passende Randbedingungen für die zu untersuchenden Phänomene definiert werden. Die Vernetzung der in dieser Arbeit verwendeten Geometrie wird mit der kommerziellen Vernetzungssoftware Autogrid5 der Firma Numeca durchgeführt. Bei Autogrid5 handelt es sich um einen automatisierten Vernetzer, welcher blockstrukturierte Netze erstellt. Der Nutzer kann durch Veränderung der Netzzellen, der Verteilungen der Netzzellen oder der Veränderung der Blockverteilung einen erheblichen Einfluss auf die Vernetzungsqualität nehmen. Die Geometrie des Schaufelpfades wurde dabei sehr realitätsnah abgebildet, da alle für Sekundärströmungen entscheidende Geometrieeigenschaften, wie Filletradien zwischen Schaufelblatt und Fußplatte bzw. Deckband, Kavitätengeometrien, sowie Ein- und Ausströmbereichen modelliert sind. Der Übergang zwischen den Leit- und den Laufschaufeln ist durch Mischungsebenen (*Mixing Planes*) realisiert, während die Kavitätengeometrien mittels Frozen Rotor an den Schaufelpfad angeschlossen wurden. Um eine optimale Vergleichsmöglichkeit der experimentellen Daten mit den numerischen Daten herzustellen, wurden diese Mischungsebenen analog zu den Messebenen im Prüfstand positioniert. Das in dieser Arbeit verwendete 4-stufige numerische Modell des Strömungspfades inklusive der Kavitätengeometrien besteht aus mehr als 14,4 Millionen Netzknoten, um den Diskretisierungsfehler des Modells möglichst gering zu halten. Da der Fokus der Untersuchungen auf Sekundärströmungen im Schaufelbereich liegt, ist eine gute Auflösung der Strömung in den Grenzschichtbereichen unabdingbar. Daher wurde in der Vernetzung darauf geachtet, dass der dimensionslose Wandabstand y^+ -Werte < 1 im Schaufelpfad besitzt. Für die numerischen Simulationen, welche als stationäre RANS-Simulationen durchgeführt wurden, wurde der kommerzielle Strömungslöser Ansys CFX in der Version 17.2 mit dem SST-Turbulenzmodell verwendet. Das SST-Turbulenzmodell zeigte in numerischen Voruntersuchungen die besten Übereinstimmungen mit den experimentellen Ergebnissen. Die Randbedingungen wurden analog zu den aus den Messdaten vorliegenden Werten gewählt. So wird am Eintritt des Schau-

felpfades der Totaldruck, die Totaltemperatur und der Anströmwinkel als Randbedingung vorgegeben. Alle Werte stammen tagesgenau aus den Messungen mit pneumatischen 5-Loch-Sonden in der Eintrittsebene (ME 2.00). Weiterhin wurde ein Turbulenzgrad am Eintritt von 5% vorgegeben. Für die Ermittlung der Austrittsrandbedingung werden die Werte der Kammsondenmessstellen (ME 3.02) vorgegeben. Die statischen Drücke der 25 Kammsondenmessstellen (vgl. Abb. 4.7) werden arithmetisch gemittelt und als gemittelter Wert der Simulation als Austrittsrandbedingung vorgegeben. Da in den experimentellen Untersuchungen eine Wärmedämmung für das Turbinengehäuse benutzt wird, werden in den numerischen Simulationen adiabate Seitenwände verwendet. Eine grafische Darstellung des numerischen Setups der Referenzturbinen zeigt Abb. 4.10.

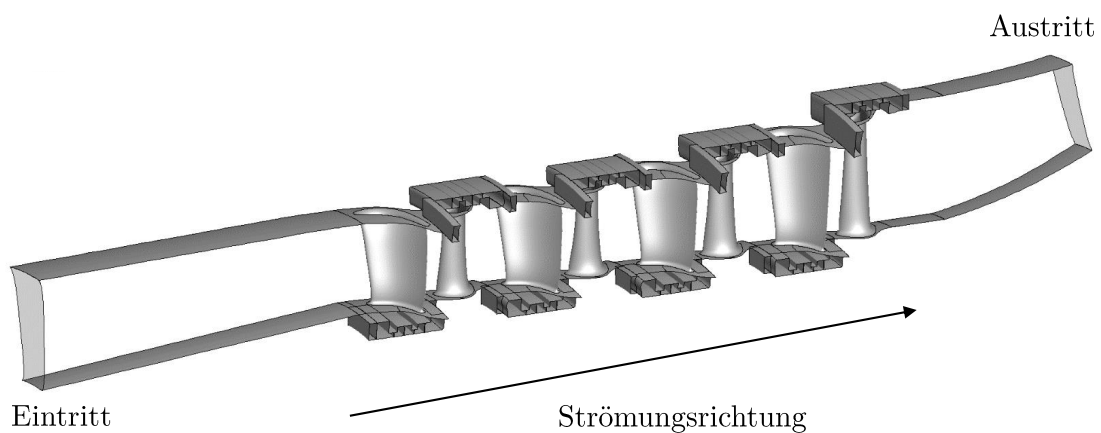


Abbildung 4.10: Grafische Darstellung des numerischen Setups der Referenzturbinen

Zusammenfassung

Die experimentellen Untersuchungen werden am Axialturbinenprüfstand des TFD durchgeführt, auf dem aufgrund der modularen Bauart bereits einige verschiedene Beschauelungskonfigurationen untersucht wurden. Im Rahmen dieser Arbeit werden zwei Testfälle numerisch und experimentell untersucht. Beide repräsentieren eine 4-stufige Dampfturbinenbeschauelungen mit hohen Druckzahlen. Der optimierte Testfall beinhaltet einige geometrische Veränderungen, mit denen die Sekundärströmungen verringert werden sollen. Neben den nötigen Messstellen der Sicherheitseinrichtungen ist der Prüfstand mit zahlreichen Druck- und Temperaturobnehmern ausgestattet, die eine detaillierte Beschreibung des Strömungsfeldes und damit eine Validierung des numerischen Setups erlauben. Das numerische Setup ist mit der kommerziellen Software Numeca Autogrid5 und Ansys CFX 17.2 erstellt und an die Besonderheiten des Prüfstandes angepasst worden.

5 Experimentelle Validierung des Referenzfalls

5.1 Untersuchte Betriebspunkte

Um die Wirksamkeit der im Optimierungsprozess erstellten nicht-achsensymmetrischen Seitenwandkonturierungen in einem möglichst breiten Kennfeldbereich nachweisen zu können, ist eine Untersuchung verschiedener Betriebspunkte im Referenz- und im optimierten Fall unabdingbar. Die Betriebspunkte werden im vorliegenden Fall durch den Luftmassenstrom durch die Turbine sowie die Drehzahl der Turbine bestimmt, da diese die Einstellgrößen des Prüfstandes darstellen (vgl. Abschn. 4.1). Für die Abdeckung des oben genannten breiten Kennfeldbereiches werden vier verschiedene Drehzahlen zwischen 73% und 110% der Nenndrehzahl (5750 min^{-1}) gewählt. Die Massenströme variieren zwischen 62% und 100% des Nennmassenstroms ($5,75 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$).

Tabelle 5.1: Betriebspunkte im Rahmen des Projektes und ausgewählte Betriebspunkte für die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführte Validierung

Betriebspunkt	OP01	OP02	OP03	OP04	OP05	OP06	OP07
n in min^{-1}	4200	4200	4200	4200	5175	5175	5175
\dot{m} in $\frac{\text{kg}}{\text{s}}$	3,5	4,37	5,06	5,75	3,5	4,37	5,06
$\psi_{\text{Auslegung}}$	3,12	4,48	5,44	6,34	2,03	2,80	3,26
$\varphi_{\text{Auslegung,LA2}}$	0,395	0,486	0,546	0,598	0,315	0,369	0,400
Betriebspunkt	OP08	OP09	OP10	OP11	OP12	OP15	OP16
n in min^{-1}	5175	5750	5750	5750	5750	6325	6325
\dot{m} in $\frac{\text{kg}}{\text{s}}$	5,75	3,5	4,37	5,06	5,75	5,06	5,75
$\psi_{\text{Auslegung}}$	3,71	1,66	2,24	2,66	3,02	2,16	2,44
$\varphi_{\text{Auslegung,LA2}}$	0,429	0,287	0,328	0,357	0,381	0,320	0,339

Die Betriebspunkte wurden vor Beginn der experimentellen Untersuchungen mit dem Auslegungstool 3dv des Industriepartners Siemens berechnet. Das Auslegungstool kann sowohl für die Auslegung von Dampfturbinenbeschaufelungen als auch für die Nachrechnung einzelner Betriebspunkte verwendet werden. Es handelt sich dabei um ein 2D-Auslegungstool, bei dem die Verluste durch hinterlegte empirische Korrelationen betrachtet werden. Eine

Übersicht der ausgewählten und berechneten Betriebspunkte kann Tab. 5.1 entnommen werden. Der Nennlastpunkt OP12 wurde für die Strömungsfeldmessungen mit pneumatischen 5-Loch-Sonden ausgewählt. Die Auswertung und Interpretation dieser Arbeit konzentriert sich aufgrund der Vielzahl an Daten aus den experimentellen Untersuchungen für die Kennfeldmessungen auf die Nenndrehzahllinie ($n_{red} = 5750 \text{ min}^{-1}$) und für die Strömungsfeldmessungen auf den Nennlastpunkt (OP12). Anhand der ausgewählten Betriebspunkte kann ein guter Überblick über das Verhalten der Turbine in einem weiten Druckzahlbereich gegeben werden. Der Druckzahlbereich der Nenndrehzahllinie bildet sowohl Betriebsbereiche mit für Dampfturbinen klassische Druckzahlen ($\psi = 1,5 - 2,5$) als auch Betriebspunkte mit hohen Druckzahlen ($\psi > 2,5$) ab. Weiterhin können strömungsmechanische Phänomene und die Auswirkungen der Optimierungen auf ebendiese in einem Betriebspunkt hoher Druckzahl gezeigt werden. Die ausgewerteten Ergebnisse der weiteren Betriebspunkte können Anhang C und D entnommen werden.

5.2 Reduzierung der Betriebspunkte

Durch Änderungen der Außentemperatur, des Luftdruckes oder der Luftfeuchte verändern sich bei gleichbleibenden Regelparametern des Axialturbinenprüfstandes (Massenstrom und Drehzahl) die Strömungsbedingungen im Schaufelpfad. Grund dafür ist der offene Kreislauf, in dem der Prüfstand betrieben wird (vgl. Abschn. 4.1). Die Änderungen der Umgebungsbedingungen beeinflussen nahezu linear die primären Eintrittsparameter des Prüfstandes (Dichte, Druck und Temperatur). Um an verschiedenen Versuchstagen mit unterschiedlichen Umgebungsbedingungen an einem definierten Betriebspunkt die gleichen Strömungsbedingungen in der Turbine sicherzustellen, wird eine Reduzierung und damit eine Korrektur der Betriebspunkte vorgenommen. Die reduzierte Drehzahl N_{red} berechnet sich nach Traupel (1960) durch

$$N_{red} = N \sqrt{\frac{R_{ref} T_{ref}}{R_{fL} T_{in}}} \quad (5.1)$$

und der reduzierte Massenstrom \dot{m}_{red} wird mittels

$$\dot{m}_{red} = \frac{\dot{m} p_{ref}}{p_{in}} \sqrt{\frac{R_{fL} T_{in}}{R_{ref} T_{ref}}} \quad (5.2)$$

berechnet. Die Regelung des Prüfstandes auf eine konstante reduzierte Drehzahl und einen reduzierten Massenstrom stellt eine Mach-Zahl-Ähnlichkeit und damit ähnliche Geschwindigkeitsdreiecke sicher. Damit sind gleiche Strömungsbedingungen sichergestellt. Als Referenzparameter wurden in der vorliegenden Arbeit die Eintrittsparameter des Auslegungspunktes gewählt. Diese können Tab. 5.2 entnommen werden.

Tabelle 5.2: Referenzgrößen der Reduzierung

Referenzgröße	Einheit	Wert
p_{ref}	277100	Pa
T_{ref}	414,85	K
R_{ref}	287,06	$\frac{kJ}{kg K}$

5.3 Auswertung und Bewertung der Daten

Die Auswertung der experimentellen Daten und der Vergleich mit den numerischen Daten wurde mithilfe von Skripten nahezu vollständig automatisiert. Dies ermöglicht einerseits eine relativ schnelle Auswertung der großen Datenmengen und sorgt andererseits für eine konsistente Auswertung der Daten und die deutliche Reduktion manueller Fehler. Am TFD existiert für die Messdaten eine teilautomatisierte Auswertesoftware (mausTURBO) auf Basis der kommerziellen Software MATLAB. Auf dieser Basis wurde für die Auswertung der Kennfeldmessungen der experimentellen Daten und den Vergleich mit numerischen Daten Auswerteskripte mithilfe MATLABs erzeugt. Die Ergebnisse der Strömungsfeldmessungen und der Profildruckmessungen aller Datensätze wurde zunächst mit der kommerziellen Software Tecplot durchgeführt. Um eine einheitliche Darstellung mit den Messdaten zu ermöglichen, wurden die Datensätze daraufhin mit MATLAB visualisiert. Visualisierungen der Sekundärströmungswirbel im Schaufelpfad wurde durch Verwendung der CFD Ergebnisse und Tecplot realisiert.

All die Möglichkeiten der Visualisierung und Quantifizierung der Sekundärströmungen, welche in Abschn. 2.5 beschrieben sind, wurden in der Vergangenheit bereits vielfach verwendet. Vielen von ihnen ist gemein, dass eine Verbesserung der betrachteten Werte nicht immer mit einer Verbesserung des Wirkungsgrades einhergeht. Gründe dafür sind, dass die Bewertungsgrößen oft lokale Effekte über eine Stufe oder eine Reihe betrachten und Mehrstufeneffekte damit vernachlässigt werden. Daher werden in dieser Arbeit größtenteils primäre Größen zur Bewertung der Wirksamkeit von Seitenwandkonturen verwendet. Für die Validierung der numerischen Simulationen werden neben dem Wirkungsgrad das Totaldruckverhältnis, die Druckzahl und die Durchflusszahl bewertet. Die Validierung wird durch eine Betrachtung des Totaldruckverlustbeiwerts, des normierten statischen Druckes, des Abströmwinkels, der Mach-Zahl in den vorhandenen Messebenen sowie teilweise durch Profildruckverteilungen präzisiert. Die integrale Bewertung der Maschine wird über die Analyse und den Vergleich der Wirkungsgrade beider Testfälle geführt. Die Wirbel der Sekundärströmungsgebiete werden durch die strömungsgerichtete Wirbelstärke visualisiert. Der optimierte Testfall wird im Anschluss mithilfe des Smith-Diagramms ins Verhältnis zum Referenztestfall gesetzt. Anhand des Smith-Diagramms kann der optimierte Testfall bewertet werden.

5.4 Stabilität des Betriebspunktes

Eine notwendige Bedingung für qualitativ hochwertige Messungen ist die Stabilität des Betriebspunktes über mehrere Stunden, da die Sondentraversen bis zu acht Stunden in Anspruch nehmen können. Driftet in dieser Zeit der Betriebspunkt, ist keine Vergleichbarkeit der zwischen den Anfangs- und den Endmessungen der Traverse gegeben. Ein exemplarischer zeitlicher Verlauf und ein Histogramm der Einstellparameter des Turbinenprüfstandes ist in Abb. 5.1 abgebildet. Die gezeigten Daten wurden während einer mehr als 5 Stunden andauernden Umfangssondentraverse gewonnen. Für beide Einstellparameter ist eine Gaußsche Verteilung der Messwerte gut zu erkennen. Die Abweichung des reduzierten Massenstroms beträgt weniger als $\pm 0,2\%$ und die der Drehzahl weniger als $\pm 0,4\%$ des jeweiligen Nennwertes. Aufgrund dieser geringen Schwankung kann die Betriebspunktstabilität als sehr gut bezeichnet werden.

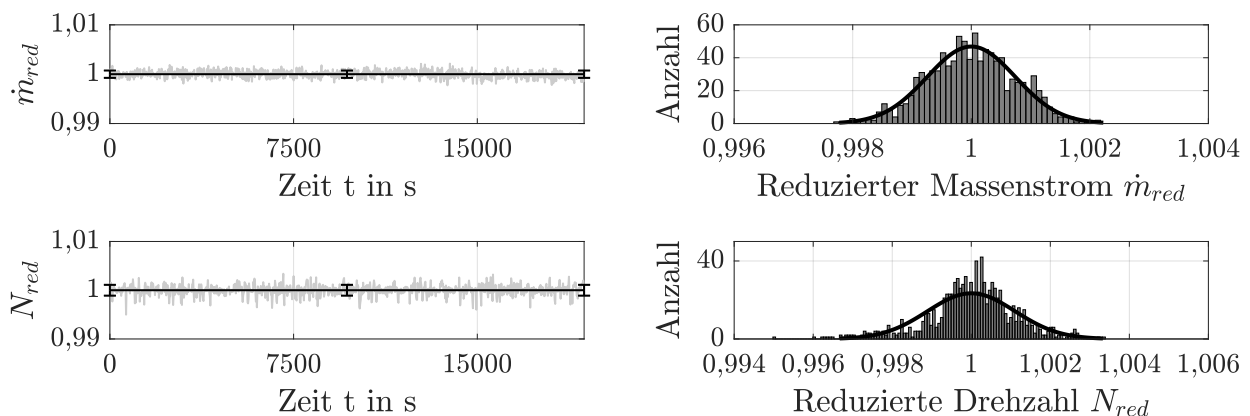


Abbildung 5.1: Stabilität der Einstellparameter am Auslegungspunkt OP12 über eine periphere Sondentraverse der Referenzturbinen am 21.03.2018

5.5 Reproduzierbarkeit

Neben der Stabilität des Betriebspunktes ist die Reproduzierbarkeit von Messergebnissen ein Qualitätsmerkmal derselben, da sie die nicht-systematischen Fehler verringert. Abbildung 5.2 zeigt die Reproduzierbarkeit der gemessenen Wirkungsgrade der Referenzturbinen über 20 Messtage. Neben den Messergebnissen mit den Fehlerbalken ist der Mittelwert eingetragen und die graue Schattierung zeigt das 95%-Konfidenzintervall bezogen auf den Absolutwert. Es ist gut zu erkennen, dass die gemessenen Wirkungsgrade keinen starken Schwankungen unterliegen. Die Größe des 95%-Konfidenzintervalls entspricht annähernd der Größe der Messunsicherheit. Aufgrund der geringen Streuung und des relativ kleinen 95%-Konfidenzintervalls ist eine gute Reproduzierbarkeit der Messungen gegeben.

5.6 Vergleich der numerischen Ergebnisse mit den Messdaten

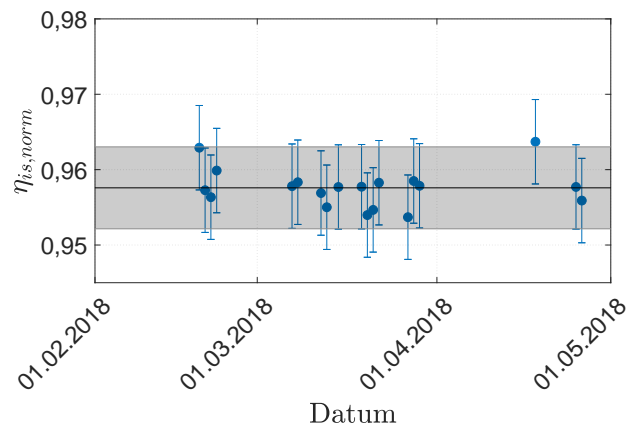


Abbildung 5.2: Reproduzierbarkeit der gemessenen Wirkungsgrade über 20 Messtage am Nennlastpunkt OP12. Der graue Balken zeigt das 95%-Konfidenzintervall des Absolutwertes.

5.6 Vergleich der numerischen Ergebnisse mit den Messdaten

Aufgrund der Fülle an generierten Messdaten ist es nicht sinnvoll alle Ergebnisse für die Validierung der numerischen Setups im Rahmen dieser Arbeit zu diskutieren. Daher beschränkt sich der folgende Abschnitt auf die Kennfelderergebnisse der Nenn Drehzahllinie und ausgewählte Messebenen für die Strömungsfeldmessungen am Nennlastpunkt. Die Optimierung der vorliegenden Arbeit zielt auf die zweite Stufe der 4-stufigen Referenzturbinen ab (vgl. Abschn. 6.3.3). Die Validierung des numerischen Modells findet jedoch für die gesamte 4-stufige Referenzturbinen und die 4-stufige Turbinen des optimierten Falles statt. Da im Rahmen der messtechnischen Validierung aufgrund einer defekten Sonde eine Fehlmessung in ME 2.21 stattgefunden hat, die Messergebnisse jedoch miteinander verglichen werden sollen, wird für die Validierung der beiden Turbinen für die Leitbahnen die Messungen in ME 2.31 verwendet. Der exemplarische Vergleich der Laufbahnen wird für ME 2.22 gezeigt, weil diese Messebene auch Gegenstand der Optimierung in Kap. 6 ist, da die Laufbahn 2 die am höchsten belastete Schaufelreihe ist. Die Ergebnisse der weiteren Drehzahllinie und der weiteren Sondenebenen können dem Anhang C und Anhang D entnommen werden.

Netzstudie

Für den Vergleich der experimentellen Ergebnisse mit den Resultaten der numerischen Simulationen ist die Kenntnis der Unsicherheiten für beide Ergebnisse unerlässlich. Die Unsicherheiten der experimentellen Ergebnisse wird durch eine Berechnung der Messunsicherheiten ermittelt (vgl. Kap. A.3). Um die Unsicherheit der numerischen Simulationen

5.6 Vergleich der numerischen Ergebnisse mit den Messdaten

zu ermitteln, wird für die Referenzbeschaufelung eine Netzstudie durchgeführt. Auch numerische Simulationen unterliegen Unsicherheiten. Laut Ferziger und Peric (2008) und Casey und Wintergerste (2000) setzt sich der Fehler aus sieben Einzelfehlern zusammen. Der Anwender kommerzieller CFD-Software hat zunächst keinen Einfluss auf die Implementierungsfehler der Erhaltungsgleichungen sowie auf die Rundungsungenauigkeiten des Computers. Bedienungsfehler, Anwendungsfehler und Modellfehler sind durch die Validierung des CFD-Codes mit experimentellen Daten gering gehalten worden, sind jedoch schwer quantifizierbar.

Tabelle 5.3: Ergebnisse der Berechnung des Grid Convergence Index für die Referenzturbinen am Nennlastpunkt OP12

Größe	Wert zu η_{poly}	Wert zu $\eta_{is,h,wolcak}$
r_{21}	1,9350	1,9350
r_{32}	1,3883	1,3883
$fc1_{norm}$	0,9574	0,9733
$fc2_{norm}$	0,9471	0,9640
$fc3_{norm}$	0,9115	0,9321
F_s	1,25	1,25
p	4,4131	4,4237
f_{extra}	0,8813	0,8958
GCI_1	0,0007	0,0007
GCI_2	0,0144	0,0127
GCI_3	0,0614	0,0541
$EEER_1$	0,0006	0,0005
$EEER_2$	0,0114	0,0100
$EEER_3$	0,0485	0,0429
A_{flag}	1,01019	1,0096
p	1	1
$f_{extra,p1}$	0,8909	0,9044
$GCI_{1,p1}$	0,0144	0,0127
$GCI_{2,p1}$	0,1209	0,1067
$GCI_{3,p1}$	0,1678	0,1481
$EEER_{1,p1}$	0,0114	0,0101
$EEER_{2,p1}$	0,0221	0,0195
$EEER_{3,p1}$	0,0588	0,0520

Eine quantitative Abschätzung des Iterations- und des Diskretisierungsfehlers kann jedoch getroffen werden. Zunächst gibt der Anwender, neben der Auswahl des numerischen Setups und geeigneten Randbedingungen, ein Konvergenzkriterium für die CFD-Simulation vor. Nach Ferziger und Peric (2008) kann von einer konvergierten Lösung gesprochen werden, wenn das gemittelte Residuum (RMS) um mindestens fünf Größenordnungen und der

Maximalwert des Residuums um mindestens drei Größenordnungen gesunken ist. Alle im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Simulationen erreichen dieses Ziel. Weiterhin ist eine Betrachtung konkreter Zielgrößen über die Iterationsschritte sinnvoll. Dabei sollte im Laufe der numerischen Simulation die für den Anwender interessanten Zielgrößen, in diesem Fall der isentrope thermische Wirkungsgrad, sich asymptotisch einem konstanten Wert annähern. Sind diese Kriterien eingehalten, kann von einer konvergierten Simulation gesprochen werden. Darüber hinaus kann durch eine Netzstudie der Grid Convergence Index (GCI) mithilfe der Richardson-Extrapolation berechnet werden. Der GCI gibt eine quantitative Bewertung des Iterations- und des Diskretisierungsfehlers der numerischen Simulation an. Eine genaue Beschreibung der Berechnung des GCI mithilfe der Richardson-Extrapolation und eine Beschreibung des Estimated Extrapolated Relative Error (EERE) kann Roache (1994) und Roache (1998) entnommen werden. Für die Netzstudie wurde das numerische Netz mit ca. 14,4 Millionen Netzknoten in jede Raumrichtung zweimal um den Faktor 2 vergrößert. Mit den dann vorliegenden drei numerischen Netzen wurde jeweils eine CFD-Simulation durchgeführt. Tabelle 5.3 zeigt den GCI und den EERE für die numerische Simulation der 4-stufigen Turbine der Referenzbeschaufelung. Neben der primären Zielgröße der Messungen, dem isentropen thermischen Wirkungsgrad, zeigt Tab. 5.3 den GCI und den EERE für den polytropen Wirkungsgrad, da diese in der später durchgeführten Optimierung des Schaufelpfades die primäre Zielgröße darstellt.

5.6.1 Kennfeldmessungen

Alle in Abschn. 5.1 genannten Betriebspunkte werden neben der numerischen Auslegung per CFD simuliert. Auf zunächst nicht-konvergierende Betriebspunkte werden Startlösungen aus bereits konvergierten Rechnungen aufgeprägt, sodass alle Betriebspunkte im Endeffekt konvergieren und numerisch und experimentell verglichen werden können. Den normierten isentropen Wirkungsgrad im Verhältnis zum Totaldruckverhältnis aller drei Untersuchungen zeigt Abb. 5.3. Es sind nur leichte Abweichung des Totaldruckverhältnisses im Vergleich der experimentellen Ergebnisse mit den numerischen Ergebnissen gegeben. Da die Rechnungen mit dem Auslegungstool nicht exakt die Randbedingungen der Messdaten treffen, sind die Totaldruckverhältnisse dieser Rechnungen in Teilen leicht erhöht. Grundsätzlich ist jedoch eine gute Übereinstimmung der Totaldruckverhältnisse aller Untersuchungsformen gegeben. Der normierte isentrope Wirkungsgrad des Auslegungstools zeigt eine hervorragende Übereinstimmung mit den experimentellen Ergebnissen für Totaldruckverhältnisse bis ca. $\Pi_{tt} = 1,8$. Bei höheren Totaldruckverhältnissen zeigt sich eine steigende Differenz zwischen den Ergebnissen. Die CFD-Simulationen zeigen einen ähnlichen Trend wie die experimentellen Ergebnisse. Über die gesamte Drehzahllinie ist jedoch eine Differenz vorhanden, welche sich mit steigendem Totaldruckverhältnis leicht steigert. Ein sehr ähnliches Bild zeigt sich im Vergleich des normierten isentropen Wirkungsgrades mit der Druckzahl ψ , ebenfalls abgebildet in Abb. 5.3. Die numerischen Simulationen treffen die gemessenen Druckzahlen über den gesamten untersuchten Druckzahlbereich sehr gut.

5.6 Vergleich der numerischen Ergebnisse mit den Messdaten

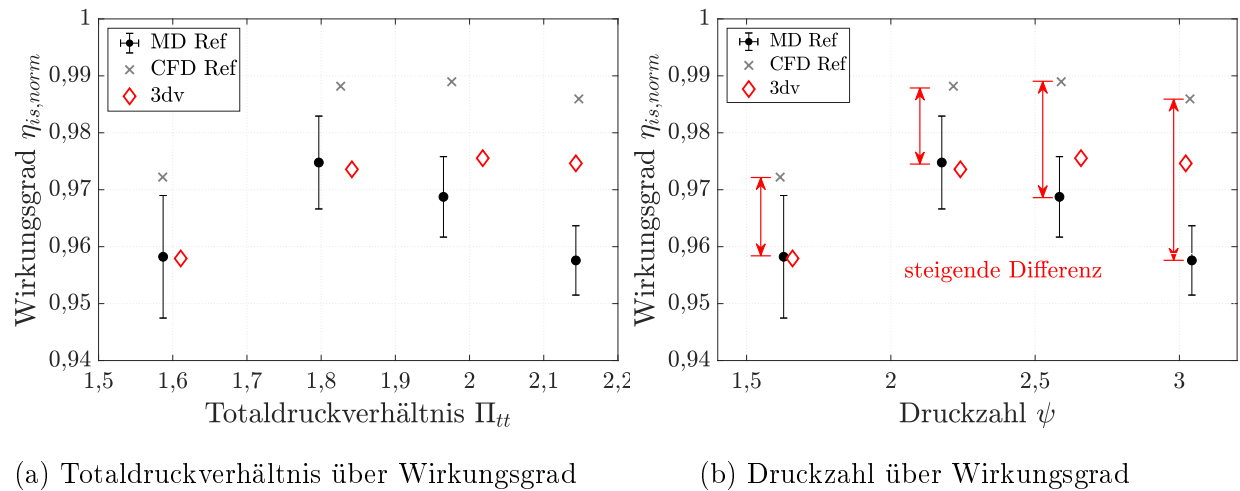


Abbildung 5.3: Kennfeldmessungen (MD) im Vergleich mit den Auslegungsdaten (3dv) und den numerischen Ergebnissen (CFD) für die Nenndrehzahllinie. Die Fehlerbalken zeigen das 95%-Konfidenzintervall des Absolutwertes.

Die quantitativen experimentellen und CFD Ergebnisse des Nennlastpunktes OP12 sind in Tab. 5.4 niedergeschrieben. Neben dem Wert ist auch die absolute und relative Messunsicherheit angegeben, um die Abweichungen besser bewerten zu können. Es ist leicht zu erkennen, dass nahezu alle betrachteten Ergebnisgrößen im Vergleich zu den CFD Ergebnissen eine Abweichung kleiner 1% haben. Damit stimmen die quantitativen Ergebnisse der numerischen Vorhersagen und der experimentellen Ergebnisse gut überein.

Tabelle 5.4: Ergebnisgrößen für den Nennlastpunkt OP12

Ergebnisgröße	Wert	Einheit	absolute Messunsicherheit	relative Messunsicherheit	CFD	Abweichung CFD
\dot{m}	4,64	$\frac{kg}{s}$	$\pm 0,020$	0,4310 %	4,60	-0,862 %
\dot{m}_{red}	5,52	$\frac{kg}{s}$	$\pm 0,035$	0,6399 %	5,47	-0,906 %
N	5513,1	min^{-1}	$\pm 0,012$	0,0002 %	5524,1	0,200 %
N_{red}	5748,7	min^{-1}	$\pm 0,033$	0,0005 %	5757,7	0,157 %
$p_{in,t}$	223594,5	Pa	$\pm 69,497$	0,0311 %	223350,9	-0,109 %
$T_{in,t}$	380,6	K	$\pm 0,411$	0,1080 %	381,9	0,339 %
$p_{out,t}$	104322,0	Pa	$\pm 69,497$	0,0666 %	104017,1	-0,292 %
$T_{out,t}$	314,9	K	$\pm 0,411$	0,1305 %	313,9	-0,308 %
Π_{tt}	2,143	-	$\pm 0,002$	0,0933 %	2,147	0,187 %
ψ	3,043	-	$\pm 0,063$	2,0703 %	3,037	-0,197 %
$\eta_{is,norm}$	0,9576	-	$\pm 0,0061$	0,6370 %	0,9859	2,955 %

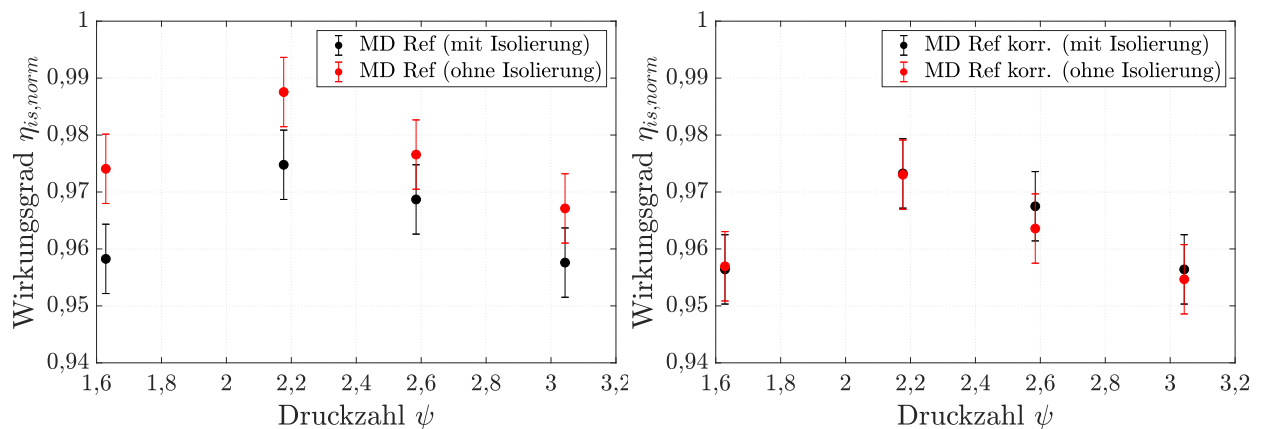
Die leichten Abweichungen des Totaldruckverhältnisses und der Druckzahl zwischen den numerischen Berechnungen und den experimentellen Ergebnissen in der Drehzahllinie sind auf leicht variierende Randbedingungen und damit leicht abweichende Betriebspunkte zurückzuführen. In allen untersuchten Betriebspunkten liegen die Wirkungsgrade der CFD-Simulationen über den Wirkungsgraden der experimentellen Ergebnisse. Auch die quantitativen Ergebnisse des OP12 zeigen die Abweichung in den Ergebnissen des Wirkungsgrades. Für diesen Fakt sind insbesondere folgende Gründe verantwortlich: Trotz der verwendeten Wärmeisolierung handelt es sich weiterhin um eine diabate Maschine, in der Wärmeabgaben an die Umgebung existieren und Wärmeflüsse innerhalb des Turbinengehäuses ausgebildet werden. Die CFD-Simulationen gehen von adiabaten Wänden aus, sodass diese beiden Verluste in der CFD nicht berücksichtigt werden. Den Einfluss der Berücksichtigung der Wärmeverluste in die Wirkungsgradberechnung zeigt Abb. 5.4. Spaltverluste, Reibverluste in Lagern und mögliche Leckagen am Prüfstand sind darüber hinaus Effekte, welche keinen Einzug in die Ergebnisse der CFD finden. Auch instationäre Effekte wie Interaktionen der Nachläufe mit den folgenden Schaufeln, die zwangsweise in realen Turbomaschinen auftreten, werden durch die verwendeten Mischungsebenen zwischen den Schaufelreihen in den stationären RANS-Rechnungen gedämpft. All diese Effekte steigen mit steigender Druckzahl, was den beobachteten Trend der Wirkungsgraddifferenz in der Drehzahllinie plausibilisiert. Aufgrund der gezeigten Ergebnisse in Tab. 5.4 und Abb. 5.3 kann von einer quantitativ guten Übereinstimmung der numerischen Daten mit den experimentellen Ergebnissen gesprochen werden. Die quantitativen Abweichungen des isentropen Wirkungsgrades erklären sich durch die beschriebenen und in der CFD nicht modellierten thermodynamischen und mechanischen Effekte. Das numerische Setup wird daher für integrale Auswertungen als geeignet betrachtet.

Wirkungsgradmessung mit und ohne Isolierung der Turbine

Die Ergebnisse der Kennfeldmessungen zeigen eine steigende Differenz der gemessenen und numerischen Wirkungsgrade mit steigendem Totaldruckverhältnis. Dieses hat wiederum eine Steigerung der Eintrittstemperatur zur Folge, welche auch das Turbinengehäuse erwärmt. Um Wärmeverluste an die Umgebung zu verhindern, wurde für die experimentellen Untersuchungen eine Wärmeisolierung für die Turbine verwendet (vgl. Abschn. 4.3). Um die Wirksamkeit der Wärmeisolierung nachzuweisen, wurden die Kennfeldpunkte der Nenn Drehzahllinie (OP09, OP10, OP11 und OP12) auch ohne Wärmeisolierung gemessen. Die Ergebnisse der Messungen im Vergleich zu den Messungen mit isolierter Turbine sind in Abb. 5.4 dargestellt. Es zeigt sich, dass die Messdaten der Turbine ohne Isolierung einen höheren Wirkungsgrad angeben als die Messdaten der Turbine mit Isolierung. Im unisolierten Fall wird mehr Wärme über das Gehäuse an die Umgebung abgeführt, sodass am Austritt des Schaufelpfades eine geringere Temperatur gemessen wird. Durch die Vernachlässigung der Wärmeverluste wird daher die geringere Austrittstemperatur als umgesetzte Enthalpie fehlinterpretiert, anstatt diese zu den Verlusten zu zählen. Daher wird für die gemessenen Wirkungsgrade eine Korrektur eingeführt, welche die Wärmeverluste mit betrachtet. Durch das gut instrumentierte Turbinengehäuse mit vier Messpositionen über den Umfang ver-

5.6 Vergleich der numerischen Ergebnisse mit den Messdaten

teilt an je vier axialen Messpositionen kann die Wärmeabgabe an die Umgebung für beide Turbinen berechnet werden. Die Beschreibung getroffener Annahmen und die Berechnung der Wärmeübergangskoeffizienten kann Anhang B entnommen werden. Die Ergebnisse der korrigierten Wirkungsgrade zeigt der rechte Teil der Abb. 5.4. Durch die Korrektur sind die Wirkungsgrade der isolierten und der unisolierten Turbine an jedem betrachteten Betriebspunkt nahezu auf den gleichen quantitativen Wert gesunken. Die Abweichungen liegen lediglich im Bereich der Messunsicherheit. Diese Untersuchung zeigt, dass Wärmeverluste auch bei kleinen Prüfständen einen erheblichen Einfluss auf die gemessenen Wirkungsgrade nehmen und durch geeignete Abschätzungen der Wärmeströme korrigiert werden können.



(a) Vergleich der gemessenen Wirkungsgrade

(b) Vergleich der korrigierten Wirkungsgrade

Abbildung 5.4: Einfluss der Wärmeisolierung (links) und Ergebnisse nach Korrektur der Wärmeverluste (rechts) für die Nenndrehzahllinie. Die Fehlerbalken zeigen das 95%-Konfidenzintervall des Absolutwertes.

5.6.2 Strömungsfeldmessungen

Die Strömungsfeldmessungen mit pneumatischen 5-Loch-Sonden werden für die Bewertung der Qualität der numerischen Berechnungen innerhalb des Strömungspfades verwendet. Die Sekundärströmungswirbel sind im Vergleich zur Größe des Sondenkopfes jedoch sehr klein und interagieren untereinander, sodass eine messtechnische Erfassung der Wirbel schwierig ist (vgl. Kegalj 2012). Meist ist jedoch ein Verlustkern zu erkennen, ohne die Wirbel weiter differenzieren zu können. Daher wird für die experimentellen Ergebnisse der Begriff des Verlustkerns verwendet, während die Auswertung der CFD-Simulationen eine genauere Differenzierung der Wirbel erlaubt. Für die Validierung des numerischen Setups durch die Strömungsfeldmessungen werden vier Auswerteparameter verwendet. Aufgrund schwankender Umgebungsbedingungen und damit schwankenden Eintrittsbedingungen an verschiedenen Messtagen kann auch am selben Betriebspunkt der Druck innerhalb der Beschaukelung leicht variieren, die durchgeführte Reduzierung der Betriebspunkte (vgl. Abschn. 5.2) zielt auf die Ähnlichkeit der Geschwindigkeitsdreiecke ab. Daher wird für die

5.6 Vergleich der numerischen Ergebnisse mit den Messdaten

Bewertung des Totaldrucks der Totaldruckverlustbeiwert verwendet, der statische Druck wird mit dem Austrittsdruck normiert. Darüber hinaus wird die Gültigkeit des numerischen Modells durch den Vergleich der numerischen Ergebnisse mit den experimentellen Daten des Abströmwinkels und der Mach-Zahl überprüft.

Berechnung ohne Berücksichtigung der Sonde

Zunächst werden die experimentellen Daten mit den Auslegungsdaten und den Ergebnissen der numerischen Simulationen ohne modellierte Sonde im numerischen Setup verglichen. Die Verläufe des Totaldruckverlustbeiwertes und des normierten statischen Drucks über die relative Kanalhöhe in der Messebene ME 2.22 zeigt Abb. 5.5. Neben den experimentellen Daten sind auch die Druckverläufe der numerischen Simulationen (CFD) sowie der Nachrechnungen mit dem Auslegungstool (3dv) dargestellt. Als Randbedingungen beider numerischer Rechnungen dienten die gemittelten Messdaten der Ein- und Austrittsebene (ME 2.00 und ME 3.02), welche während der Radialtraverse aufgenommen wurden. Durch eine nicht zu vermeidende Interaktion der Sonde mit den Seitenwänden und der daraus resultierenden starken Beeinflussung des Strömungsfeldes durch die Sonde sind die Randbereiche der Radialtraverse ausgegraut.

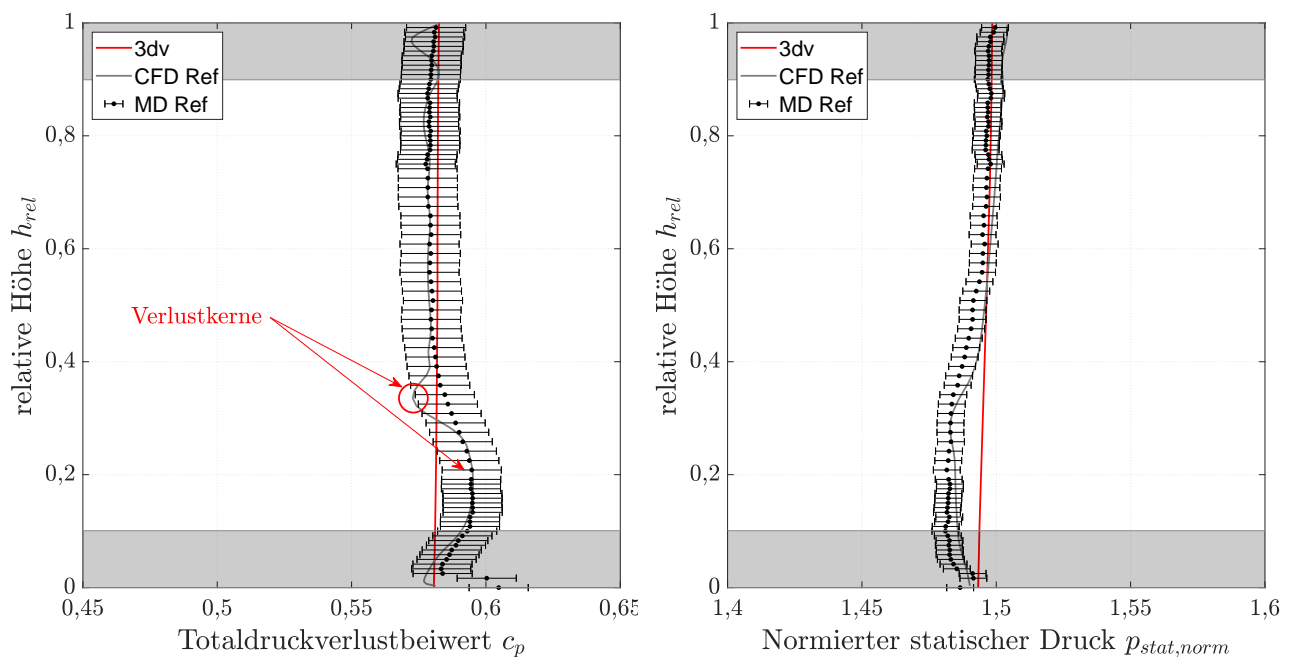


Abbildung 5.5: Totaldruckverlustbeiwert und statischer Druck der Sondenmessungen (MD) in ME2.22 im Vergleich mit den Auslegungsdaten (3dv) und der CFD für OP12. Die Fehlerbalken zeigen das 95%-Konfidenzintervall des Absolutwertes.

5.6 Vergleich der numerischen Ergebnisse mit den Messdaten

Es zeigt sich eine qualitativ und quantitativ gute Übereinstimmung, sowohl des Totaldruckverlustbeiwertes als auch des normierten statischen Druckes, mit den Ergebnissen der CFD-Simulationen. Dies zeigt sich dadurch, dass die numerischen Ergebnisse nahezu überall in das 95%-Konfidenzintervall der Messdaten fallen. Die Kerne der Sekundärströmungsgebiete sind im Totaldruckverlustbeiwert auf ca. 20% und 35% relativer Kanalhöhe zu erkennen. Lediglich auf ca. 35% relativer Kanalhöhe (roter Kreis) ist eine leichte Abweichung erkennbar. Diese Abweichung ist durch die geringe radiale Ausprägung des Verlustkerns (4,7% der Kanalhöhe in den numerischen Daten) in Kombination mit der Sondenkopfgröße (Durchmesser beträgt 5% der Kanalhöhe) zu erklären. Bei Verlustkernen geringer Größe bei gleichzeitig hohen Gradienten verfälscht der Abstand der Bohrungen im Sondenkopf das Ergebnis der Messung, da die Sonde in einem Strömungsfeld mit geringen Gradienten kalibriert wird. Es zeigt sich weiterhin eine sehr gute Übereinstimmung der experimentellen und numerischen Daten mit den Ergebnissen des 2D-Lösers. Die Ergebnisse des 2D-Lösers liegen, abgesehen von den Sekundärströmungsgebieten, innerhalb des 95%-Konfidenzintervalls. Aufgrund der zweidimensionalen Berechnungen des Strömungsfeldes kann der 2D-Löser keine Sekundärströmungsgebiete darstellen, sondern bildet die Sekundärströmungsverluste mithilfe empirischer Korrelationen ab.

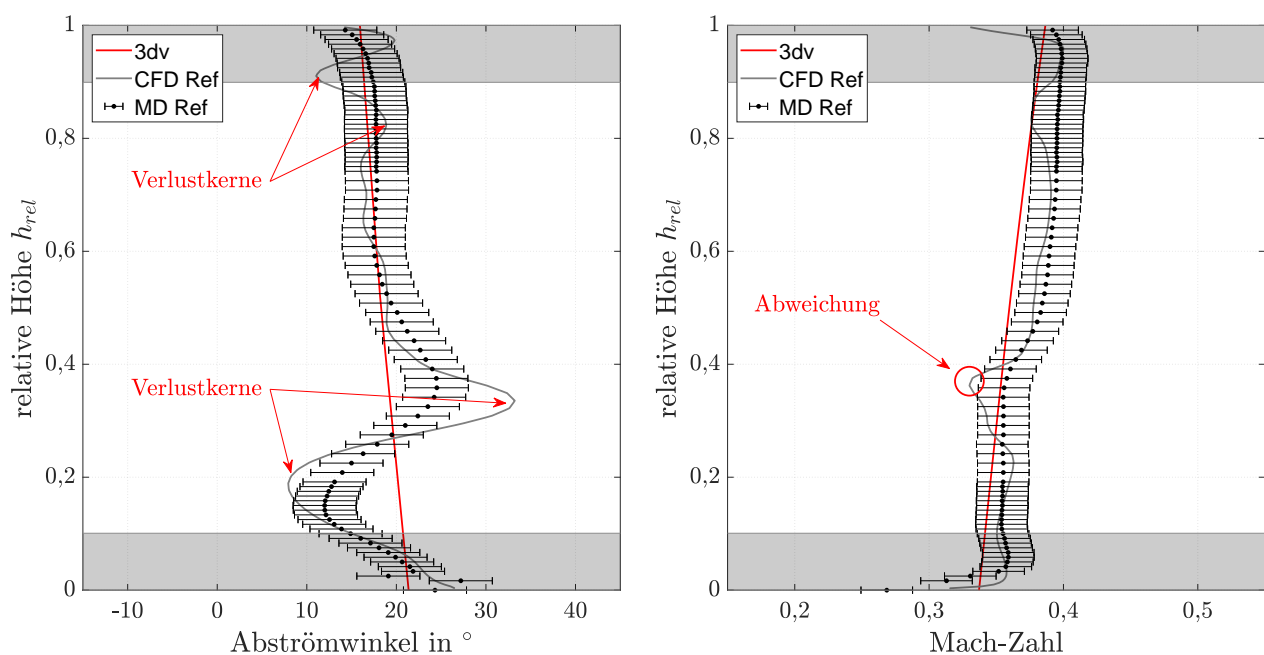


Abbildung 5.6: Sondenmessungen (MD) des Abströmwinkels und der Mach-Zahl in ME2.22 im Vergleich mit den Auslegungsdaten (3dv) und der CFD für OP12. Die Fehlerbalken zeigen das 95%-Konfidenzintervall des Absolutwertes.

Die radialen Verläufe des Abströmwinkels und der Mach-Zahl zeigt Abb. 5.6. Analog zu den Ergebnissen der Drücke zeigt sich auch hier eine sehr gute Übereinstimmung aller drei Ergebnisse (Messdaten, CFD, 2D-Löser), erkennbar durch die Übereinstimmung der

5.6 Vergleich der numerischen Ergebnisse mit den Messdaten

numerischen Ergebnisse mit dem 95%-Konfidenzintervall der Messdaten. Die numerischen Ergebnisse der Mach-Zahl liegen, analog zum Totaldruckverlustbeiwert, lediglich im Bereich von ca. 35% relativer Kanalhöhe ausserhalb der Messunsicherheit. Dies ist auf die gleichen Gründe wie die Abweichungen des Totaldruckverlustbeiwertes zurück zu führen. Bei Betrachtung des Abströmwinkels zeigen sich die Verlustkerne des nabenseitigen Sekundärströmungsgebietes deutlich bei 20% und 35% radialer Höhe. In diesen Bereichen treffen die numerischen Ergebnisse das 95%-Konfidenzintervall der Messdaten nicht mehr. Diese stärkere Vorhersage der Sekundärströmungsgebiete in der Numerik ist auch in der Literatur zu finden (vgl. Snedden et al. 2010 oder Lintz et al. 2011). Eine Verbesserung der numerischen Vorhersage kann durch die Implementierung der Sonde in das numerische Modell erfolgen (vgl. Abb. 5.10). Der generelle Trend der experimentellen und numerischen Ergebnisse trifft die Ergebnisse des Auslegungstools 3dv gut, in nahezu allen Bereichen liegen die Auslegungsdaten im Bereich der Messunsicherheit. Die numerischen Ergebnisse zeigen im Bereich von 90% relativer Kanalhöhe die Verlustkerne des gehäuseseitigen Sekundärströmungsgebietes. Aufgrund der räumlichen Nähe zum Deckband und der geringen Ausprägung des Sekundärströmungsgebietes im Bereich der Messunsicherheit kann die Sondenmessung den Verlustkern nicht abbilden. Das nabenseitige Sekundärströmungsgebiet ist jedoch deutlich stärker ausgeprägt und daher entscheidender für die Verluste in den Laufreihen. Die numerischen Daten und die experimentellen Daten zeigen eine gute Übereinstimmung für die radiale Lage der nabennahen Verlustkerne.

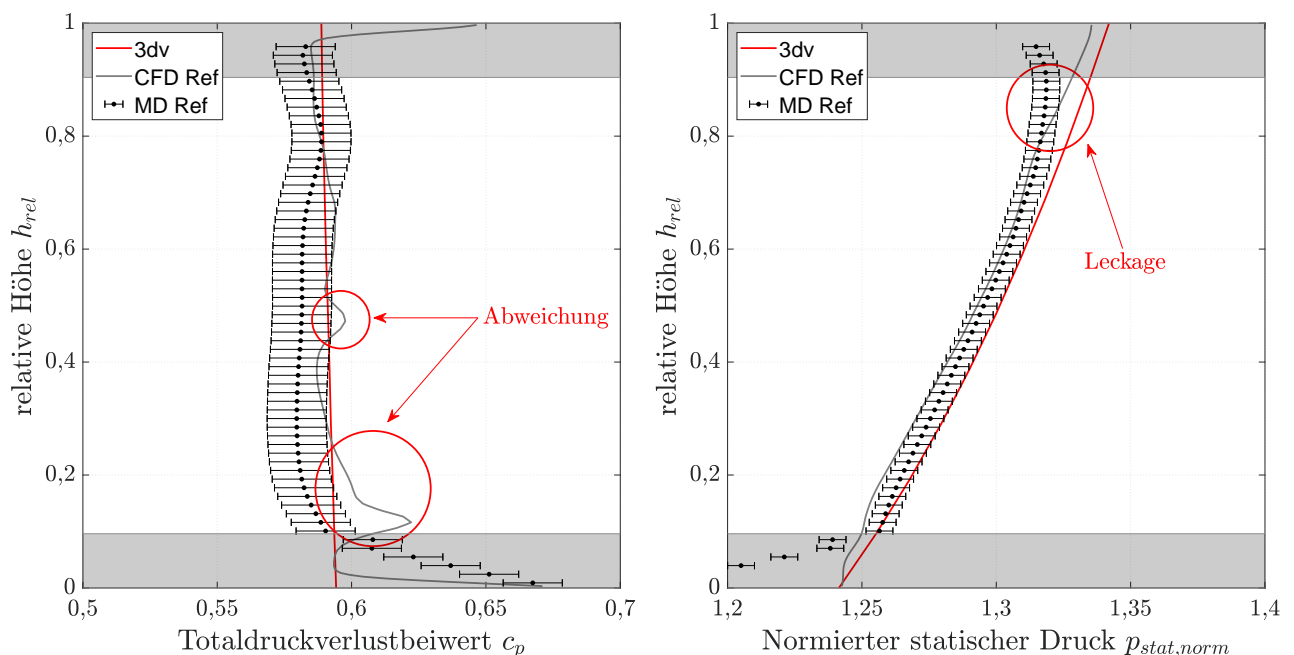


Abbildung 5.7: Umfangsmittelung des Totaldruckverlustbeiwertes und des statischen Druckes der Sondenmessungen (MD) in ME2.31 im Vergleich mit den Auslegungsdaten (3dv) und der CFD für OP12. Die Fehlerbalken zeigen das 95%-Konfidenzintervall des Absolutwertes.

5.6 Vergleich der numerischen Ergebnisse mit den Messdaten

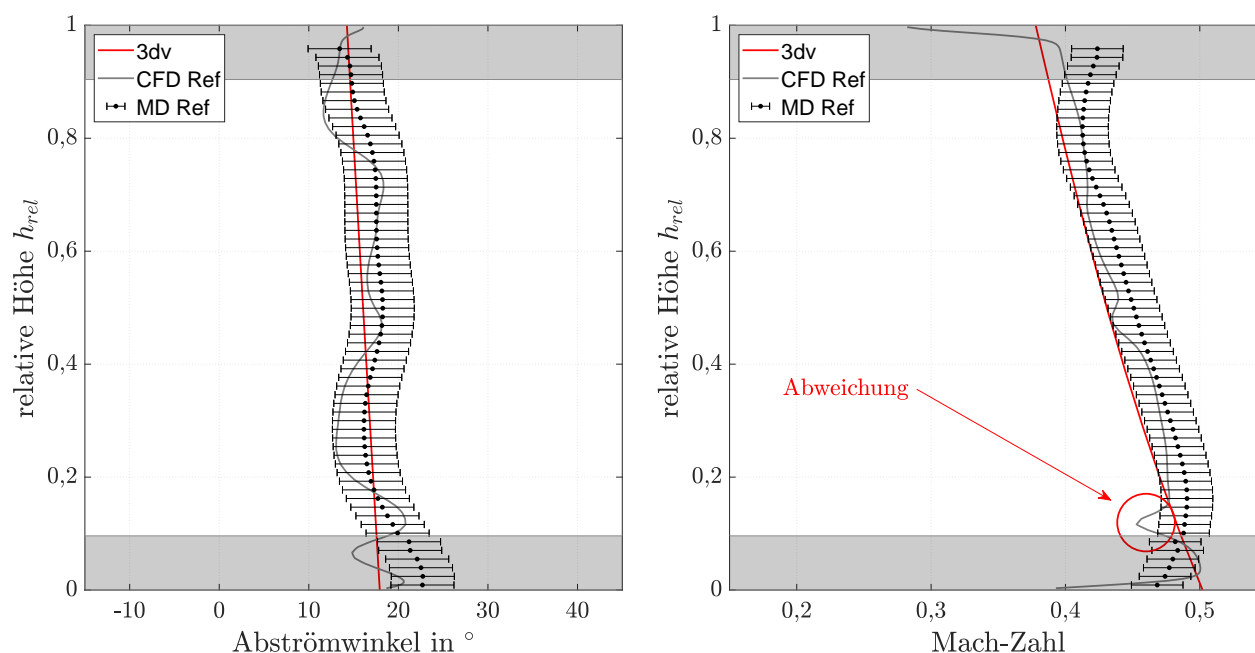


Abbildung 5.8: Umfangsmittelung der Sondenmessungen (MD) des Abströmwinkels und der Mach-Zahl in ME2.31 im Vergleich mit den Auslegungsdaten (3dv) und der CFD für OP12. Die Fehlerbalken zeigen das 95%-Konfidenzintervall des Absolutwertes.

Abbildung 5.7 zeigt den über eine Teilung umfangsgemittelten Totaldruckverlustbeiwert und den statischen Druck der ME 2.31 über die radiale Höhe. Weiterhin sind analog zu den Auswertungen der ME 2.22 die Ergebnisse der CFD und des Auslegungstools 3dv in der Abbildung dargestellt. Es zeigt sich eine gute Übereinstimmung des statischen Drucks über die gesamte Kanalhöhe, bis zu einer Höhe von ca. 85%. Ab dieser Kanalhöhe zeigen die Messdaten eine Differenz zu den numerischen Daten. Dies ist auf eine gehäusesseitige Undichtigkeit der Sondenverstellvorrichtung zurück zu führen. Der Einfluss gehäusesseitiger Leckagen wurde von Schmalz (2017) untersucht und zeigt ein ähnliches Verhalten. Der radiale Verlauf des numerischen Totaldruckverlustbeiwertes zeigt durch die Übereinstimmung mit dem 95%-Konfidenzintervall der Messdaten eine gute Übereinstimmung für die obere Hälfte des Schaufelkanals. Im Bereich von 50% Kanalhöhe (oberer roter Kreis) ist analog zu den Ergebnissen der ME 2.22 eine leichte Abweichung der numerischen Werte von den Messdaten ersichtlich, welche auf die gleichen Gründe zurück zu führen ist. Im nabennahen Bereich (unterer roter Kreis) liegt der Totaldruckverlustbeiwert, insbesondere im Bereich des Verlustkerns, deutlich ausserhalb des 95%-Konfidenzintervalls der Messdaten. Diese Abweichung entsteht durch eine Kombination verschiedener Einflussfaktoren. Zunächst ist dieser Bereich in Umfangsrichtung durch räumlich kleine, nabennahe Wirbel geprägt (vgl. Abb. 8.17). Die Sonde erfährt aufgrund der Sondenkopfgröße in diesem Bereich hohe Druckgradienten zwischen den einzelnen Druckbohrungen, ist jedoch in einem Strömungsfeld mit geringen Gradienten kalibriert worden. Darüber hinaus wird die Passage

durch die Sonde stark versperrt. Der verwendete Sondenkopf mit einem Durchmesser von 3 mm versperrt an der Nabe in Umfangsrichtung mehr als $9,5\%$ des Strömungskanals einer Teilung. Dies führt wiederum zu einer Veränderung des Strömungsfeldes und die Sonde misst dadurch das selbstinduzierte Strömungsfeld. Durch die Aufweitung des Kreisbogens mit zunehmender radialer Höhe reduziert sich der prozentuale Anteil der Kanalversperrung durch die Sonde und hat daher einen geringeren Einfluss auf die Strömungsfeldmessung. Eine Verbesserung der numerischen Vorhersage kann durch CFD-Rechnungen mit Sonde erzielt werden, worauf im folgenden Abschnitt eingegangen wird.

Der Vergleich der Ergebnisse des Abströmwinkels und der Mach-Zahl ist in Abb. 5.8 dargestellt. Der Abströmwinkel und die Mach-Zahl der CFD-Simulation zeigen, dass die Sekundärströmungen in der Leitreihe im Vergleich zu den Sekundärströmungen in der Laufreihe, deutlich geringer ausgeprägt sind. Die Schwankungen beider Parameter liegen nahezu über die gesamte Kanalhöhe im Bereich der Messunsicherheit. Aufgrund der geringen Effekte und der vorhandenen Messunsicherheit können die Sekundärströmungsgebiete in den experimentellen Daten kaum erkennbar sein. Jedoch stimmt der quantitative Trend der experimentellen Ergebnisse mit den Vorhersagen der numerischen Untersuchungen überein. Die Abweichung der numerischen Mach-Zahl von den Messdaten im nabennahen Bereich ist ebenfalls auf die fehlende Sonde im numerischen Modell zurück zu führen.

CFD-Rechnungen mit modellierter Sonde

Aufgrund der Einbringung eines Fremdkörpers beeinflussen Messungen mit Sonden im Strömungskanal zwingend das Strömungsfeld innerhalb der Turbine. Die Sonde selbst misst dadurch nicht das Strömungsfeld, welches sich in der Strömung ohne eingebrachte Sonde ausbilden würde, sondern das von der Sonde selbst induzierte Strömungsbild. Daher ist es nicht überraschend, dass in früheren Untersuchungen gemessene Strömungsfelder im Vergleich mit numerischen Daten teilweise große Diskrepanzen zeigten. Anhand dieser Motivation veröffentlichte Herbst et al. (2011) eine intensive numerische Studie und wies nach, dass die Sonde aufgrund der eingebrachten Versperrung einen erheblichen Einfluss auf das Strömungsfeld besitzt. Die Ergebnisse von Herbst et al. (2011) konnte Aschenbruck et al. (2015) bestätigen. Die Untersuchungen von Aschenbruck et al. (2015) zeigen durch Betrachtung des normierten Totaldrucks, der Mach-Zahl und des Abströmwinkels sowohl einen erheblichen Einfluss auf die Nachlaufentiefe als auch auf die Umfangsposition des Nachlaufes.

Trotz der guten Übereinstimmung der gemessenen Strömungsfelder im Vergleich zu den numerischen Daten ist eine Nachrechnung einer Umfangstraverse im Mittenschnitt mit einer im CFD Modell enthaltenen Sonde sinnvoll, um die dennoch existierenden Abweichungen begründen zu können und den Einfluss der Sonde auf die Strömungsfeldmessungen zu kennen. Für diese Untersuchung wurde aufgrund der hohen Schaufelbelastung und dem damit verbundenen Interesse an der zweiten Stufe die Messebene ME 2.21 ausgewählt.

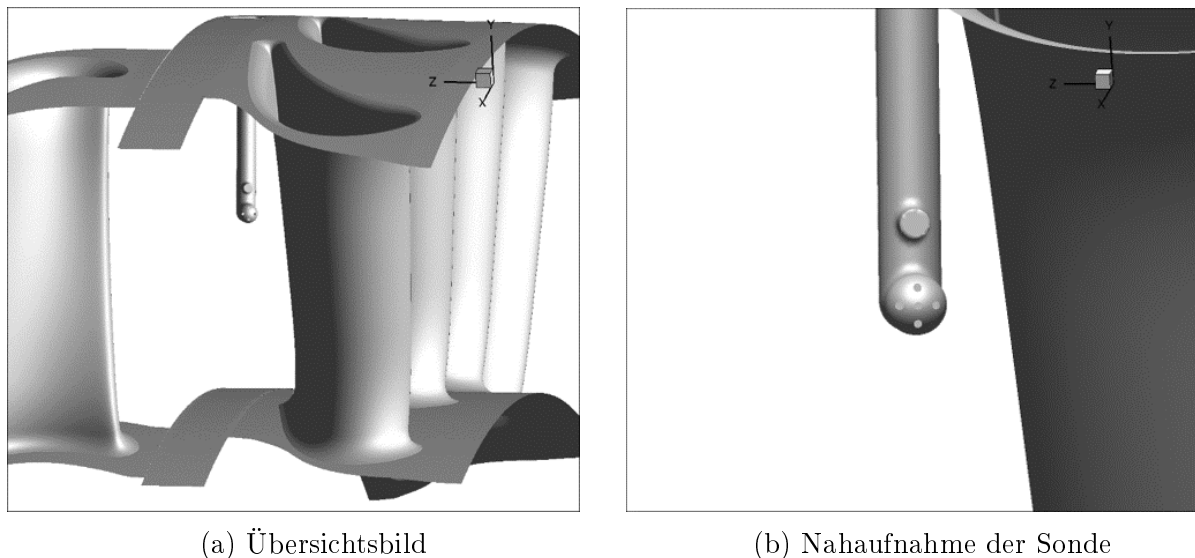


Abbildung 5.9: Numerisches Modell der Sonde im Schaufelkanal

Die numerische Sonde wurde analog zur Position der Sonde während der experimentellen Untersuchungen ausgerichtet. In mehreren CFD-Simulationen wurde die Sonde dann um eine Teilung in Schritten von jeweils 1° verschoben. Um den Sondeneinfluss aufgrund der entstehenden Versperrung möglichst realistisch zu modellieren, wurde in der untersuchten Schaufelreihe ein 45° Umfangsausschnitt simuliert. Ein Übersichtsbild und eine Nahaufnahme des numerischen Modells der Sonde zeigt Abb. 5.9. Weiterhin wird durch zwei nachgelagerte Schaufelreihen eine mögliche Interaktion der Sonde mit dem Potentialeffekt der folgenden Reihen mitbetrachtet. Die Sonde wurde analog zum Kalibriervorgehen der realen Sonden an zwei unterschiedlichen Mach-Zahlen numerisch kalibriert. Die Auswertung der numerischen Ergebnisse wurde ebenfalls analog zur Auswertung der experimentellen Sondendaten durchgeführt. Das numerische Setup wurde ebenfalls ohne Sonde numerisch betrachtet.

Die Ergebnisse der Nachrechnung des normierten Totaldrucks, des Abströmwinkels und der Mach-Zahl auf 50% relativer Kanalhöhe werden in Abb. 5.10 mit den Ergebnissen der CFD ohne modellierte Sonde und den Messdaten verglichen. Die Ergebnisse des normierten Totaldrucks zeigen eine deutlich verbesserte Übereinstimmung der numerischen Daten mit den Ergebnissen der experimentellen Untersuchungen. Analog zu den Ergebnissen von Aschenbruck et al. (2015) erhöht sich der Totaldruck durch die implementierte Sonde im numerischen Modell. Die numerischen Daten liegen dadurch nahezu in jedem Messpunkt im 95%-Konfidenzintervall der Messdaten. Die Auswertung des Abströmwinkels zeigt eine Verschiebung des Nachlaufes durch die modellierte Sonde. Der experimentelle Abströmwinkel wird durch die CFD Rechnung mit Sonde leicht besser wiedergegeben, liegt jedoch in beiden Fällen innerhalb der Messunsicherheit. Der Nachlauf der Schaufel wird durch die CFD mit Sonde jedoch zu stark verschoben. Es ist zu bemerken, dass der Abströmwinkel

5.6 Vergleich der numerischen Ergebnisse mit den Messdaten

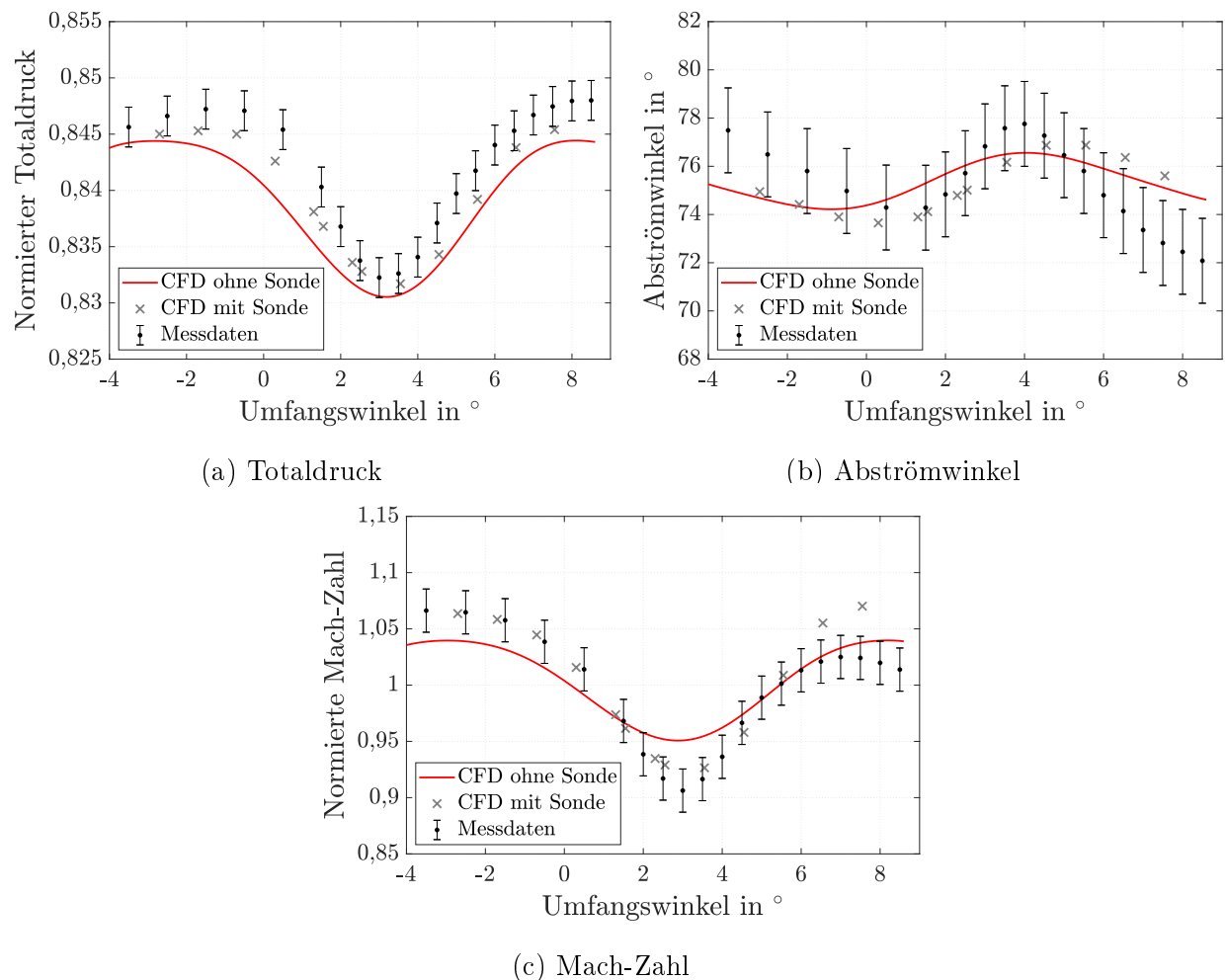


Abbildung 5.10: Einfluss der Sondengeometrie auf die numerischen Daten im Vergleich mit den experimentellen Daten in ME 2.21. Die Fehlerbalken zeigen das 95%-Konfidenzintervall des Absolutwertes.

in Umfangsrichtung nicht allzu stark variiert und dennoch kann durch die Modellierung der Sonde eine verbesserte Wiedergabe des Strömungsbildes erzielt werden. Daher ist davon auszugehen, dass starke Gradienten des Abströmwinkels, welche z.B. durch Sekundärströmungen induziert werden, durch die CFD Rechnungen mit Sonde deutlich besser wiedergegeben werden können. Bei der Betrachtung der Mach-Zahl ist die Position des Nachlaufs ebenfalls gut zu erkennen. Die CFD ohne Sonde gibt einen breiteren Nachlauf an, was durch die CFD mit Sonde verbessert wird. Eine erheblich bessere Übereinstimmung durch die modellierte Sonde ist in der Nachlauftiefe der Mach-Zahl erkennbar. Die CFD Daten mit modellierter Sonde liegen hier innerhalb des 95%-Konfidenzintervalls der Messdaten. Die quantitativen Werte der Mach-Zahl werden durch die CFD mit Sonde daher sehr gut getroffen.

Die numerischen Ergebnisse mit Sonde zeigen, dass eine deutliche Verbesserung des Totaldrucks, der Mehr- und Minderumlenkungen sowie der Nachlauftiefe durch die Modellierung der Sonde in der CFD erzielt werden kann. Durch die implementierte Sonde in das numerische Modell stimmen nun nahezu alle untersuchten numerischen Datenpunkte mit dem 95%-Konfidenzintervall der Messdaten überein. Es ist durch diese Betrachtung nachgewiesen, dass die Sonde das Strömungsfeld beeinflusst und das selbstinduzierte Strömungsfeld misst. Die wesentlichen Unterschiede der numerischen und der experimentellen Daten sind daher auf die Interaktion der Sonde mit der Strömung, sowie unvermeidbaren Mischungsebenen in der Numerik und Leckagen am Prüfstand zurück zu führen. Das numerische Setup wird aufgrund der Untersuchungen, insbesondere mit Berücksichtigung der Sonde, als validiert betrachtet und für die weiteren Untersuchungen verwendet.

Zusammenfassung

Die Ergebnisse der numerischen Simulationen zeigen eine grundsätzliche Übereinstimmung mit den Ergebnissen der Messdaten. Es konnte gezeigt werden, dass sowohl integrale Größen wie das Druckverhältnis und die Druckzahlen durch die Kennfeldmessungen von der CFD gut vorhergesagt werden. Im Kennfeldvergleich zeigt sich jedoch auch eine steigende Differenz des Wirkungsgrades der numerischen und experimentellen Daten mit steigenden Druckzahlen, welche durch die in stationären CFD-Rechnungen unvermeidlichen Mischungsebenen zwischen rotierenden und stehenden Bereichen, Leckagen und Wärmeverlusten begründet ist. Es konnte weiterhin gezeigt werden, dass auch bei vermeintlich niedrigen Turbineneintrittstemperaturen ($T_{in} < 200^{\circ}C$) und kleinen Prüfständen die Wärmeverluste einen erheblichen Einfluss auf die gemessenen Wirkungsgrade haben. Die Strömungsfeldmessungen zeigen eine gute Übereinstimmung mit den numerischen Vorhersagen, da die numerischen Daten größtenteils im 95%-Konfidenzintervall der Messdaten liegen. Interessierende Parameter wie der Abströmwinkel, der Totaldruckverlustbeiwert, der statische Druck und die Mach-Zahl werden mit dem verwendeten numerischen Setup gut wiedergegeben. Je nach Messunsicherheit kann auch die Lage der Sekundärströmungsgebiete validiert werden. Die bestehenden Abweichungen können durch Leckagen, radial geringe Ausprägungen der Verlustkerne in Verbindung mit der Sondenkopfgröße und insbesondere dem durch die Sonde selbst induzierten Strömungsfeld erklärt werden. Die Modellierung der Sonde im numerischen Modell erzeugt eine deutlich verbesserte Wiedergabe der Mehr- und Minderumlenkungen sowie der Nachlauftiefe und sollte zumindest exemplarisch bei jeder numerischen Validierung durchgeführt werden. Aufgrund der oben genannten Fakten kann das numerische Setup der Referenzturbinen als validiert betrachtet werden. Die Verwendung für eine Optimierung und die Bewertung des Strömungsfeldes ist daher möglich.

6 Optimierungsprozess und numerisches Setup

6.1 Optimierungsalgorithmen

Automatisierte Optimierungen werden heutzutage in nahezu jedem Auslegungsprozess neuartiger technischer Systeme verwendet, da sie eine zeitsparende Möglichkeit bieten komplexe technische Systeme und die Wechselwirkungen verschiedener, sich gegenseitig beeinflussender Parameter zu bewerten. Sie variieren die vom Benutzer vorgegebenen Parameter innerhalb ebenfalls vom Benutzer gewählter Grenzen, dem Designraum. Weiterhin können dem Optimierer einschränkende Funktionen oder Bestrafungsfunktionen vorgegeben werden. Nach der Variation der Parameter wird das zu untersuchende technische System vom Optimierungsalgorithmus hinsichtlich der zuvor definierten Ziele bewertet. Die fundamentalen Entscheidungen eines automatisierten Optimierungsprozesses, welche im Vorfeld der Optimierung zu treffen sind, sind daher:

- Wahl des passenden Optimierungsalgorithmus
- Wahl der passenden Zielfunktion oder Zielfunktionen und
- Wahl passender Bestrafungs- oder einschränkender Funktionen (Constraints).

Ein geeigneter Optimierungsalgorithmus erkennt nach der Bewertung des technischen Systems die direkten oder indirekten Zusammenhänge zwischen den Parametervariationen und der vorgegebenen Ziele und wählt anhand der Bewertung die besten Varianten aus. Optimierungsalgorithmen werden nach den unterschiedlichen Grundprinzipien unterschieden, den stochastischen und den deterministischen Algorithmen. Eine gute Übersicht über verschiedene Optimierungsalgorithmen finden sich in den Arbeiten von Verstraete (2010b), Cavazzuti (2013) und Stöcker (2007).

Deterministische Algorithmen

Bei deterministischen Algorithmen handelt es sich um reversible, mathematische Suchstrategien, welche keine zufälligen Einflüsse betrachten. Der Algorithmus sagt lediglich das Verhalten des untersuchten Systems voraus. Wird eine Optimierung mit einem deterministischen Algorithmus bei gleicher Initialisierung und mit den gleichen Startwerten durchgeführt, wird immer das gleiche Ergebnis aus der Optimierung hervorgehen. Die deterministischen Algorithmen unterteilen sich in gradientenbasierte und gradientenfreie Verfahren.

Die gradientenfreien Verfahren sind laut Teichel (2018) nicht für strömungsmechanische Optimierungen geeignet. Es muss eine große Anzahl zeitaufwändiger Simulationen durchgeführt werden, für die die Lösung der Navier-Stokes-Gleichungen nötig ist. Die Lösung dieser nichtlinearen partiellen Differentialgleichungen ist zudem numerisch sehr teuer. Es gibt jedoch numerische Optimierungen im Bereich strömungsmechanischer Fragestellungen, welche mit einem gradientenfreien Verfahren gelöst wurden. So nutzt Pöhler et al. (2014) den Downhill-Simplex-Algorithmus für die numerische Optimierung von Schaufelprofilen und nicht-achsensymmetrischen Seitenwandkonturen. Der auch als das Nelder-Mead-Verfahren bekannte Algorithmus ist für nicht-lineare Optimierungsprobleme geeignet (Nelder und Mead 1965). Als Grund für die Wahl des gradientenfreien Algorithmus wird die allgemeine Robustheit sowie die Robustheit gegen numerische Rauheit der Zielfunktion genannt. Weiterhin begründet sich die Wahl aufgrund einer geringeren Abhängigkeit von der Startlösung für das Finden eines globalen Optimums. Nachteilig ist die geringe Geschwindigkeit des Verfahrens.

Die gradientenbasierten Verfahren benötigen Gradienteninformationen des untersuchten Abtastpunktes. Die bekanntesten gradientenbasierten Algorithmen sind laut Cavazzuti (2013) das Verfahren des steilsten Abstiegs und das Newton-Verfahren. Als bekanntes Beispiel für einen gradientenbasierten Algorithmus, welcher auch die zweite Ableitung benötigt, ist das Verfahren der sequentiellen quadratischen Programmierung (SQP) zu nennen. Die benötigten Gradienten können generell durch die Bildung finiter Differenzen ermittelt werden, wenn aus dem Algorithmus selbst keine Informationen über den Gradienten vorliegen. Bei Optimierungen im mehrdimensionalen Raum müssen die finiten Differenzen in alle Raumrichtungen ermittelt werden, was einen Nachteil des Verfahrens darstellt. Die numerische Strömungssimulation (CFD) ist aufgrund der erforderlichen Lösung der nichtlinearen, partiellen Navier-Stokes-Differentialgleichungen ohnehin numerisch sehr teuer. Die Ermittlung der finiten Differenzen in jede Raumrichtung des Zielraumes würde die numerischen Kosten erheblich steigern. Aus dieser Problematik entstand in den letzten Jahren die Adjungierten Methode (*Adjoint-Method*, vgl. Gauger 2008, Giannakoglou et al. 2010). Durch Umformung der Navier-Stokes-Gleichungen unter Nutzung der Adjungierten-Methode können Informationen über den Gradienten direkt ermittelt werden. Zusätzlich zur Lösung der Differentialgleichung muss nur noch eine adjungierte Gleichung gelöst werden. Der Rechenaufwand wird durch die Adjungierten-Methode zwar verdoppelt, ist im Vergleich zur Methode der Finiten-Differenzen jedoch erheblich geringer. Nachteilig zeigt sich die nötigen Zeit für die Implementierung der Adjungierten-Gleichung, da diese für jedes Optimierungsziel einzeln getätigt werden muss (Teichel 2018).

Im Allgemeinen liegt der große Vorteil der gradientenbasierten Verfahren in dem relativ hohen Wirkungsgrad, d.h. es ist relativ wenig Aufwand nötig, um ein Optimum zu finden. Die Abhängigkeit des Optimierungsergebnisses von der Startlösung und die geringe Robustheit gegen die Fehlinterpretation eines lokalen Optimums als globales Optimum sind die größten Nachteile der gradientenbasierten Verfahren.

Stochastische Algorithmen

Stochastische Algorithmen können als der Gegenspieler zu den deterministischen Algorithmen bezeichnet werden, da sie einen gegensätzlichen Ansatz wählen (Teichel 2018). Mindestens ein Teil der zielgerichteten Suche wird in einem stochastischen Algorithmus durch eine Zufallskomponente ersetzt, welche den stochastischen Algorithmen, im Gegensatz zu den deterministischen Verfahren, ermöglicht, lokale Optima auch wieder zu verlassen. Durch diese Zufallskomponente werden im Zielraum der Optimierung zufällig Abtastpunkte überprüft und anschließend vom Algorithmus bewertet, lediglich die Besten werden behalten. Laut Verstraete (2010b) ist der einfachste stochastische Algorithmus die Zufallssuche. Der große Vorteil der stochastischen Verfahren ist die geringe Anfälligkeit der Algorithmen für lokale Optima. Jedoch sind für stochastische Algorithmen eine große Anzahl einzelner Untersuchungen (z.B. CFD-Simulationen) notwendig, um den Zielraum gut abbilden zu können. Dieser Nachteil der stochastischen Verfahren kann durch eine effiziente Auswahl der besten Individuen und deren weitere Verwendung teilweise kompensiert werden. Ein weiterer Vorteil stochastischer Algorithmen ist die Möglichkeit viele Optimierungsziele und Einschränkungen im Optimierungsverfahren bewerten zu können (Teichel 2018). Als Beispiele für diese weiterentwickelten stochastischen Algorithmen können Verfahren wie Simulated Annealing oder evolutionäre Algorithmen genannt werden, wovon letzteres inzwischen weit verbreitet ist.

Die Verwendung evolutionärer Algorithmen begann bereits in den 1960er Jahren (Stöcker 2007). Sie schließen direkt an die Evolutionstheorie von Charles Darwin an („Survival of the fittest“). Im Verlauf der Optimierung werden eine bestimmte Anzahl Individuen erstellt, die gemeinsam eine Population ergeben. Innerhalb dieser Population werden die „gesündesten“ Individuen ausgewählt und als Elterngeneration für die nachfolgende Population verwendet. Nach dieser Selektion wird durch Mutation und Kreuzung bzw. Rekombination der Parameter der Eltern eine nachfolgende Population erzeugt. Diese wird gemeinsam mit der vorherigen Population bewertet und erneut werden die fittesten Individuen ermittelt, um eine kontinuierliche Weiterentwicklung der Populationen zu ermöglichen. Die Mutation stellt in dieser Art der stochastischen Algorithmen die Zufallskomponente dar. Aufgrund der Unabhängigkeit der einzelnen Individuen innerhalb einer Population ist der evolutionäre Algorithmus sehr gut zu parallelisieren (Teichel 2018), da die Individuen keine Informationen untereinander austauschen müssen.

Ersatzmodellgestützte Algorithmen

Neben den deterministischen, stochastischen und Hybrid-Algorithmen, welche eine Kombination eines deterministischen und eines stochastischen Algorithmus darstellt, können für Optimierungsprobleme auch ersatzmodellgestützte Algorithmen eingesetzt werden. Sie werden meist verwendet, wenn die Erlangung der Informationen einzelner Abtastpunkte sehr lange dauert, so wie es bei der numerischen Strömungssimulation der Fall ist. Ersatzmodellgestützte Algorithmen, auch bekannt als Meta-Modell, verwenden die Informationen

der einzelnen Simulationen an den Abtastpunkten, um ein Modell der Zielfunktion zu erstellen. Je mehr Informationen über die Zielfunktion bekannt ist, desto besser kann das Modell die Zielfunktion abbilden. Mit der Zielfunktionen können schnell und numerisch günstig weitere Abtastpunkte der Zielfunktion abgeschätzt werden. Die Auswahl der neuen Abtastpunkte werden durch die bereits bekannten Informationen und eine Evaluation des Modells der Zielfunktion getroffen (Stöcker 2007). Nach der Abschätzung der neuen Abtastpunkte werden lediglich die besten Abtastpunkte mit einer teuren Simulation überprüft. Das Modell der Zielfunktion wird dann mit den Ergebnissen der Simulation trainiert und damit verbessert. Durch dieses Vorgehen kann eine deutliche Reduktion der nötigen Simulationen sowie eine Beschleunigung des Optimierungsprozesses erzielt werden. Die Anzahl der durchgeführten teuren Simulationen muss durch eine Abwägung zwischen einem schnellen und günstigen, aber nur angenähertem Modell oder einem exakteren, aber sehr teuren Modell getroffen werden. Als Beispiele für ersatzmodellgestützte Optimierungsalgorithmen können Metamodel Assisted Evolutionary Algorithmen (MAEA), Artificial Neural Network (ANN), Approximation nach Kriging (Kriging-Modell) oder Support Vector Machines (SVM) genannt werden.

6.2 Auswahl des Optimierungsalgorithmus - CADO

Wie zu Beginn des Kapitels bereits erläutert wurde, ist die Wahl eines passenden Algorithmus eine der wichtigsten Entscheidungen im Verlauf der Optimierung. Die Wahl eines unpassenden Optimierungsalgorithmus hat erheblichen Einfluss auf die benötigten Ressourcen, den nötigen Zeitaufwand und die erreichbare Qualität der Optimierungen.

In der vorliegenden Arbeit wird die Optimierungsumgebung CADO (Computer Aided Design and Optimization Tool), welches von Verstraete (2010a) am von Kármán Institute for Fluid Dynamics entwickelt wurde, verwendet. Bei CADO handelt es sich um einen differentiell evolutionären Optimierungsalgorithmus mit der Möglichkeit zur Ein- oder Mehrzieloptimierung sowie möglicher Beschränkungen. Diese Beschränkungen können sowohl bei den Zielgrößen als auch bei allen anderen berechneten Größen genutzt werden, um den Optimierungsprozess zu lenken. Ein weiterer großer Vorteil dieses Optimierungsalgorithmus ist die Möglichkeit der Beeinflussung durch den Benutzer. So können nicht nur eine oder mehrere Zielfunktionen vorgegeben werden, es ermöglicht dem Benutzer auch eine Kontrolle der gesamte Evaluation und Parametrisierungsstrategie (Teichel 2018). Weiterhin kann die Optimierungsumgebung auch als ersatzmodellgestützter Algorithmus verwendet werden, indem ein Meta-Modell ein- oder ausgeschaltet wird. Die Auswahl von CADO für die vorliegende Arbeit begründet sich durch die hervorragenden Ergebnisse der Optimierungsumgebung in der Dissertation von Teichel (2018). Darüber hinaus lag aufgrund der umfangreichen Vorarbeiten von Teichel (2018) eine funktionierende Optimierungsprozesskette am TFD vor, welche bereits eine wirksame Arbeitsweise nachgewiesen hatte und lediglich auf die Untersuchungen dieser Arbeiten angepasst werden mussten. Die folgende Beschreibung von CADO und die Behandlung von Beschränkungen basiert daher auf den

Erläuterungen von Teichel (2018) zur Optimierungsumgebung. Die Eignung von CADO für die Optimierung strömungsmechanischer Problemstellungen, sowohl mit Verwendung des Meta-Modells als auch ohne, wurde bereits in einigen Untersuchungen nachgewiesen (vgl. Verstraete 2008, Verstraete et al. 2013, Mueller et al. 2013, Coletti et al. 2013, Biester 2016 und Teichel 2018).

Der grundlegende Algorithmus der differentiell evolutionären Optimierung wurde von Storn und Price (1997) entwickelt. Erfolgreiches Ziel der Idee war die Entwicklung eines einfach zu nutzenden, robusten aber gleichzeitig schnellen Algorithmus, welcher sich aufgrund seiner einfachen Integration in Computerprogramme und schneller Konvergenz gut in der numerischen Optimierung verwenden lässt. Die differentiell evolutionären Optimierung erlaubt darüber hinaus die Verwendung mehrerer voneinander unabhängiger Optimierungsziele. Da das optimale Individuum eines Optimierungszieles oft nicht das optimale Individuum eines anderen unabhängigen Optimierungszieles darstellt, muss bei Mehrzieloptimierung ein Kompromiss gefunden werden. Für diesen Kompromiss wird eine sogenannte Pareto-Front betrachtet, auf der alle Pareto-optimalen Individuen liegen. Individuen auf der Pareto-Front bilden die Optima der Mehrzieloptimierung ab und haben die Besonderheit, dass keins der Optimierungsziele verbessert werden kann, ohne ein anderes Optimierungsziel gleichzeitig zu verschlechtern. Die Gewichtung der Zielgrößen und damit die Auswahl der optimalen Variante liegen beim Anwender. Abbildung 6.1 zeigt den Ablauf der differentiell evolutionären Optimierungsumgebung CADO bei Verwendung der Mehrzieloptimierung.

Den Startpunkt der Optimierung bildet die Zufallsgeneration t (Abb. 6.1, oben links), welche z.B. durch eine Design of Experiments (DOE) Untersuchung oder mit rein zufälligen Parameterwerten erstellt werden kann. Für diese Zufallsgeneration wird eine Pareto-Front gebildet und die Anzahl n der Eltern der neuen Generation festgelegt. Jedes der n -Individuen x_t der Elterngeneration t wird dann verwendet, um ein Kind z_t zu erzeugen. Zusätzlich zu den Parametern des Elternteils x_t werden, im Gegensatz zur natürlichen Evolution, werden drei weitere Eltern a_t , b_t , und c_t von der Pareto-Front ausgewählt. Dabei hat jedes Kind andere Eltern von der Pareto-Front. Weiterhin wird bei der Auswahl der weiteren Elternteile darauf geachtet, dass die Eltern a_t , b_t , und c_t gleichmäßig über die Pareto-Front verteilt sind. Grund dafür ist die Abwägung der verschiedenen Optimierungsziele und die damit verbundene nötige Abbildung des globalen Optimums. Für jeden Designparameter in der Optimierung (Subscript i) wird zusätzlich ein mutierter Parameter y_i erstellt (Abb. 6.1, oben mitte), wobei der Anwender den Mutationsfaktor vorgibt. Analog zur natürlichen Evolution entsteht durch Kreuzung der Designparameter der finale Designparameter des neuen Kindes z_i . Dabei wird eine Zufallszahl $r_i \in [0, 1]$ mit der Kreuzungskonstante $C \in [0, 1]$ verglichen. Dies fällt die Entscheidung darüber, ob x_i oder y_i als Parameter des Kindes z_i verwendet wird und bildet den stochastischen Anteil der verwendeten Optimierungsumgebung CADO ab. Nach der Simulation der entstandenen Kinder wird die Fitness des Kindes z_i beurteilt und in das Individuum mitsamt den Designparametern in die Elterngeneration t übergeben. Zunächst verdoppelt sich die

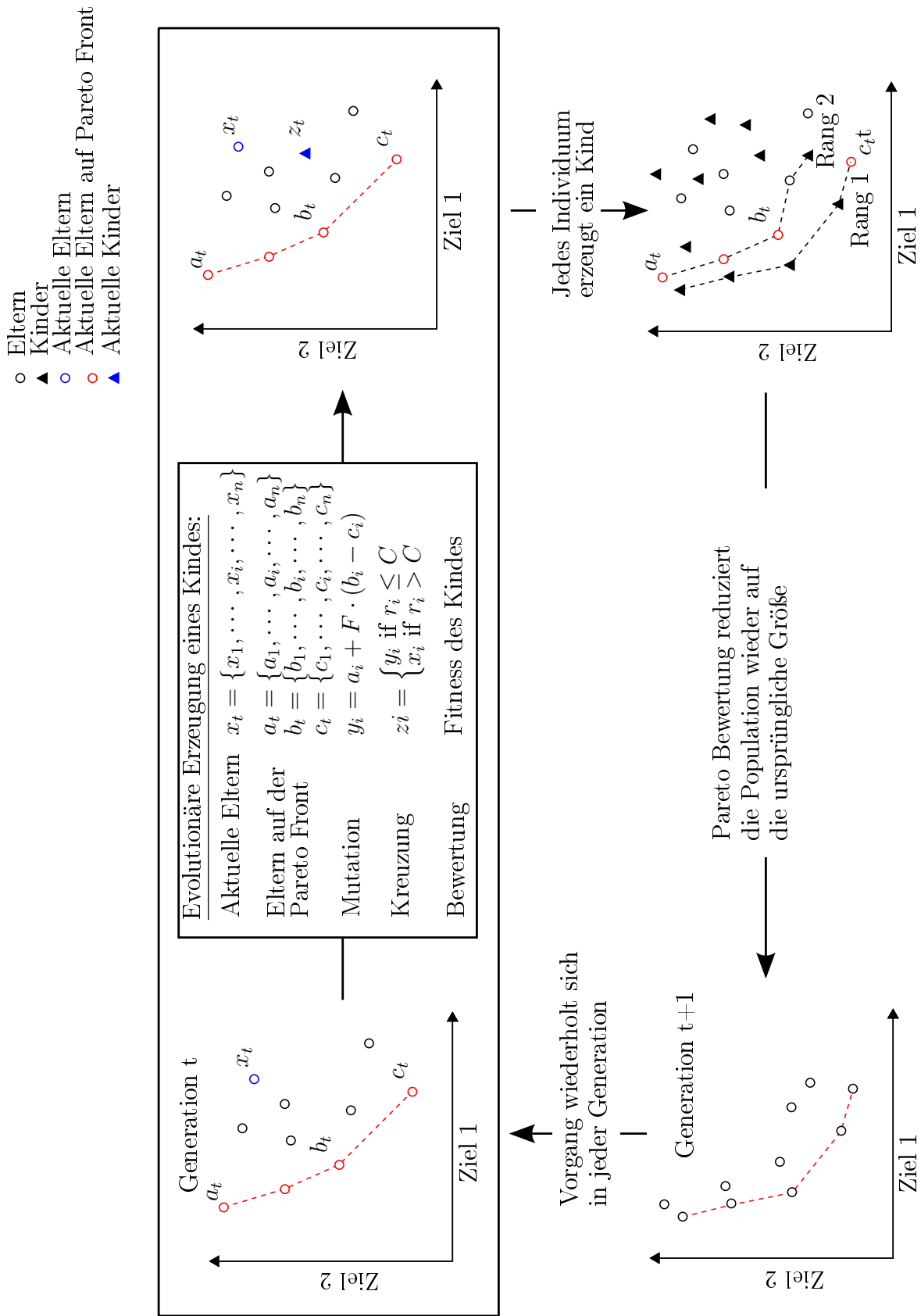


Abbildung 6.1: Differentieller evolutionärer Algorithmus des Mehrzieloptimierers nach Verstraete (2010b) und Teichel (2018)

Elterngeneration t (Abb. 6.1, unten rechts). Die erneute Bewertung der Pareto-Front definiert die neue Elterngeneration $t + 1$ und reduziert die Population damit wieder auf die ursprüngliche Größe. Je nach Anzahl der bereits durchgeführten Optimierungsschritte und dem Konvergenzgrad der Optimierung wiederholen sich die beschriebenen Schritte (vgl. Teichel 2018).

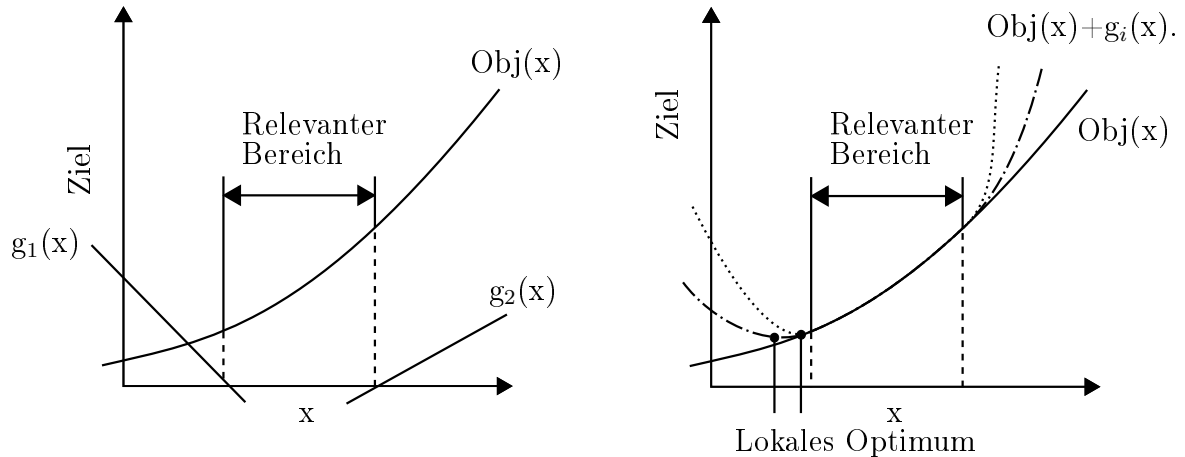


Abbildung 6.2: Indirekte Behandlung von Beschränkungen für eine Einzelziel-Funktion nach Verstraete (2010a) und Teichel (2018)

In Mehrziel-Optimierungen ist es oft sinnvoll, einige Eigenschaften der untersuchten Individuen zu beschränken. Beschränkungen können ungewollte Verschiebungen des Zielraumes verhindern. So sind beispielsweise ungewollte Verschiebungen des Druckverhältnis oder eine Veränderungen des Massenstroms häufige unerwünschte Nebeneffekte einer Optimierung strömungsmechanischer Fragestellungen. Indirekte Behandlungen werden meist bei Einzel-Optimierungen verwendet und werden oft durch Bestrafungsfunktionen realisiert. Die indirekte Behandlung von Beschränkungen ist schematisch in Abb. 6.2 für das Optimierungsproblem der Funktion $Obj(x)$ dargestellt. Neben dem relevanten Bereich werden die Bestrafungsfunktionen $g_1(x)$ und $g_2(x)$ eingeführt, die außerhalb des relevanten Bereiches ihre Funktionswerte auf die Funktion $Obj(x)$ addiert, sodass das Optimum im relevanten Bereich geschoben wird. Der große Nachteil von Bestrafungsfunktionen ist der Einfluss der Auswahl selbiger auf das Optimierungsergebnis. So können schlecht ausgewählte Bestrafungsfunktionen das erheblichen Einfluss auf das Optimierungsergebnis haben.

CADO integriert die direkte Behandlung von Beschränkungen als Teil der Pareto-Front-Bewertung. Die direkte Behandlung der Beschränkungen benötigt keine Bestrafungsfunktionen. Vielmehr werden Optimierungsergebnisse ausserhalb des Optimierungsraumes nicht weiter betrachtet und sind daher kein Teil der weiteren Optimierung. Abbildung 6.2 zeigt die direkte Behandlung von Beschränkungen. Der Vorteil der direkten Behandlung der Beschränkungen im Vergleich zur indirekten Behandlung ist, dass keine Kenntnis der Zielfunktion vorhanden sein muss. Trotz dieser Unkenntnis wird das globale Optimum des

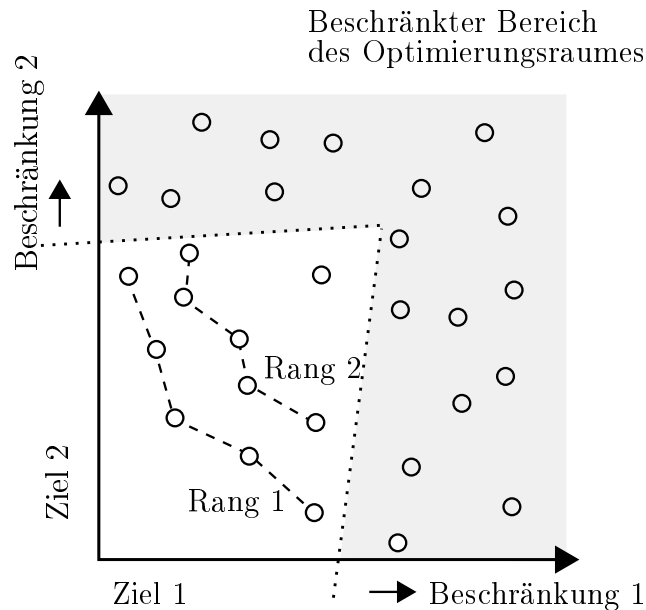


Abbildung 6.3: Direkte Behandlung von Beschränkungen für zwei Ziele (Teichel 2018)

Optimierungsprozesses bei ausreichend langer Optimierung und ausreichender Konvergenz gefunden. Nachteilig ist eine mögliche Verringerung der Populationsgröße durch die Mischung einzelner Individuen. Daher können zu Beginn der Optimierung bei zu wenig Eltern auch Individuen außerhalb des Optimierungsraumes als Eltern verwendet werden. Aufgrund dieser Tatsachen ist die direkte Behandlung der Beschränkungen gut für das vorliegende Optimierungsproblem geeignet.

6.3 Prozesskette der Optimierung

Die Prozesskette der Optimierung ist ein zyklischer Prozess, dessen Güte stark von den in Abschn. 6.1 genannten Faktoren beeinflusst wird. Die Auswahl des verwendeten Optimierungsalgorithmus wurde bereits in Abschn. 6.2 ausführlich beschrieben, die anderen Einflussfaktoren werden in diesem Abschnitt diskutiert. Abbildung 6.4 zeigt den grundsätzlichen Ablauf der verwendeten Prozesskette. CADO verwendet die vorgegebenen Randbedingungen und Einschränkungen des Optimierungsprozesses sowie die Zielfunktionen (vgl. Abschn. 6.3.1) und evtl. Ergebnisse vorheriger Iterationen des Optimierungsprozesses, um die Geometrieparameter der Seitenwandkontur zu definieren. CADO variiert mit diesen Eingaben die freien Parameter der Optimierung und übergibt die Werte der Parameter dann an Numeca Autoblade. Numeca Autoblade ist eine kommerzielle Software, mit deren Hilfe turbomaschinen-typische Geometrien wie Turbinen- oder Kompressorschaukeln, Seitenwände oder Strömungskanäle erstellt werden können. Numeca Autoblade erstellt aus der vorgegebenen Parametrisierung und den vom Optimierer definierten Parametern eine nicht-achsensymmetrische Seitenwandkontur. Eine ausführlichere Beschreibung der Para-

6.3 Prozesskette der Optimierung

metrisierung der SWK, sowie die Erstellung der SWK mittels NURBS-Flächen, wird in Abschn. 6.3.2 gegeben. Die SWK wird anschließend gemeinsam mit der Schaufelgeometrie an den automatisierten Vernetzer Numeca AutoGrid5 übergeben und mit einem Template sowie einem Makro vernetzt. Alle Schritte können dabei vom Anwender der Optimierung mittels Shell-Skript gesteuert werden. Das von Autogrid5 erstellte Netz bildet die Grundlage der Strömungsberechnungen mittels CFD. Das Setup der numerischen Simulation beschreibt Abschn. 6.3.3. Die Ergebnisse der CFD werden nach Durchführung der Simulationen und der automatisierten Auswertung wieder an CADO übergeben. CADO führt eine Pareto-Auswertung der Ergebnisse durch und definiert die Optimierungsparameter der neuen Population.

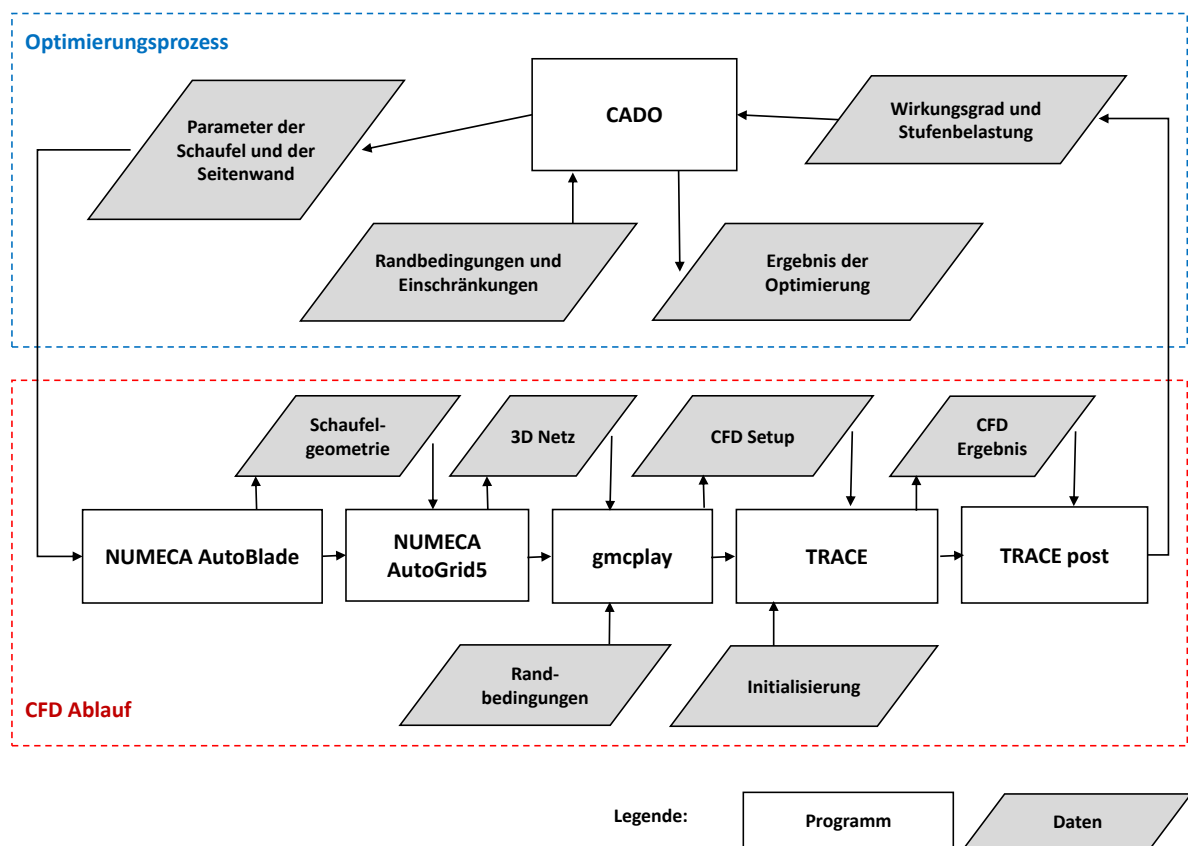


Abbildung 6.4: Prozesskette der Optimierung. Darstellung nach Drexelius (2017)

Laut Verstraete (2013) ist eine Verwendung des Meta-Models bei Nichtlinearität der Zielfunktion nicht geeignet. Aus den Ergebnissen der durchgeführten begleitenden Optimierungen konnte eine Linearität des Optimierungsproblems nicht mit eindeutiger Sicherheit vorhergesagt werden (vgl. Rohrssen 2016, Drexelius 2017, Hoffmann 2017). Zudem verwendeten vergleichbare Arbeiten nicht-lineare Optimierungsverfahren (vgl. Pöhler et al. 2014). Aufgrund dieser Erkenntnisse wird das Meta-Model von CADO nicht verwendet.

6.3.1 Zielfunktionen und Beschränkungen

Die Wahl der passenden Zielfunktion hat einen entscheidenden Einfluss auf die Konvergenzgeschwindigkeit und die erfolgreiche Durchführung einer Optimierung (vgl. Kap. 6), weshalb die Auswahl auch als eine der fundamentalsten Entscheidungen in Optimierungsprozessen gilt. Eine schlecht ausgewählte Zielfunktion kann zu unerwünschten Optimierungszielen führen. Zunächst gilt für die vorliegende Optimierung ein möglichst hoher Wirkungsgrad als Optimierungsziel, weshalb der polytrope Wirkungsgrad als Zielgröße gewählt wurde:

$$f(\vec{O}) = -\eta_{poly} = \min \quad (6.1)$$

Grund für die Auswahl des polytropen Wirkungsgrades ist die Unabhängigkeit vom Druckverhältnis der Turbine. Es wird zwar davon ausgegangen, dass die Optimierung keine Veränderung des Druckverhältnisses bewirkt, jedoch sollten auch geringe Verschiebungen des Druckverhältnis die Zielgröße nicht beeinflussen. Aufgrund der Unabhängigkeit vom Druckverhältnis gibt der polytrope Wirkungsgrad die wahre strömungstechnische Güte der Turbomaschine wieder (vgl. Lechner und Seume 2010). In den durchgeführten Vorstudien dieser Arbeit zeigte sich, dass eine Mehrzieloptimierung besonders zielführend ist (vgl. Rohrssen 2016, Drexelius 2017, Hoffmann 2017). Grund dafür sind die erwünschten hohen Druckzahlen der Referenzbeschaufelung und die damit verbundenen hohen Schaufelbelastungen. Hohe Druckzahlen erzeugen aufgrund größerer Grenzschichten und dadurch stärkeren Sekundärströmungen höhere Verluste, was den Wirkungsgrad sinken lässt. Ein einfacher Weg den Wirkungsgrad nun wieder anzuheben ist eine Entlastung der Schaufeln. Der Optimierer tendiert dadurch dazu, die Schaufelbelastung wieder zu reduzieren, was eine unerwünschte Senkung der Druckzahl zur Folge hätte. Daher wurde neben dem polytropen Wirkungsgrad die Maximierung der Stufenbelastung

$$f(\vec{O}) = -p_{Stufe} = -\frac{P_{Stufe}}{\dot{m}} = \min \quad (6.2)$$

als zweite Zielfunktion verwendet, sodass es sich bei der durchgeführten Optimierung um eine Mehrzieloptimierung handelt.

Neben den Zielfunktionen sind Beschränkungen eine wichtige Voraussetzung guter Optimierungsergebnisse. Um eine gute Vergleichbarkeit der Betriebspunkte zu gewährleisten, wurde die Abweichung des Massenstroms eines Individuums zum Referenzmassenstrom auf $\pm 0,5\%$ begrenzt. Dies gewährleistet eine leichte Variation des Massenstroms und schränkt damit den Zielraum nicht zu stark ein.

6.3.2 Parametrisierung der Geometrie

Zusätzlich zu der Wahl des Optimierers und der Zielfunktion hat die Wahl der Parametrisierung eine wichtige Bedeutung. Die Parametrisierung jeglicher Geometrien beinhaltet immer eine Abwägung zwischen der Flexibilität der Konturen (hohe Anzahl freier Parameter entsprechen vielen Freiheitsgraden) und geringer Rechenzeit (geringe Anzahl freier Parameter entsprechen wenigen Freiheitsgraden). Einige der Probleme zeigt Rose (2014) referierend auf die Veröffentlichung von Rose (1994), in der zu viele Freiheitsgrade vorhanden waren. Die Empfehlung von Rose (2014) lautet, zunächst die Wahl zwischen einem Fourier-Ansatz oder einem Sinus-Kosinus-Ansatz zu treffen, was einen erheblichen Einfluss auf die Anzahl der Parameter und damit auf die Anzahl der Freiheitsgrade hat. Die maximale Anzahl der Parameter ist weiterhin durch die vorhandene CPU-Zeit und CPU-Leistung limitiert. Darüber hinaus kann durch eine ungeschickte Wahl der Freiheitsgrade das Design stark eingeschränkt werden. Daher sollte durch Vorstudien oder intensive Überlegungen eine geschickte Parametrisierung gewählt werden.

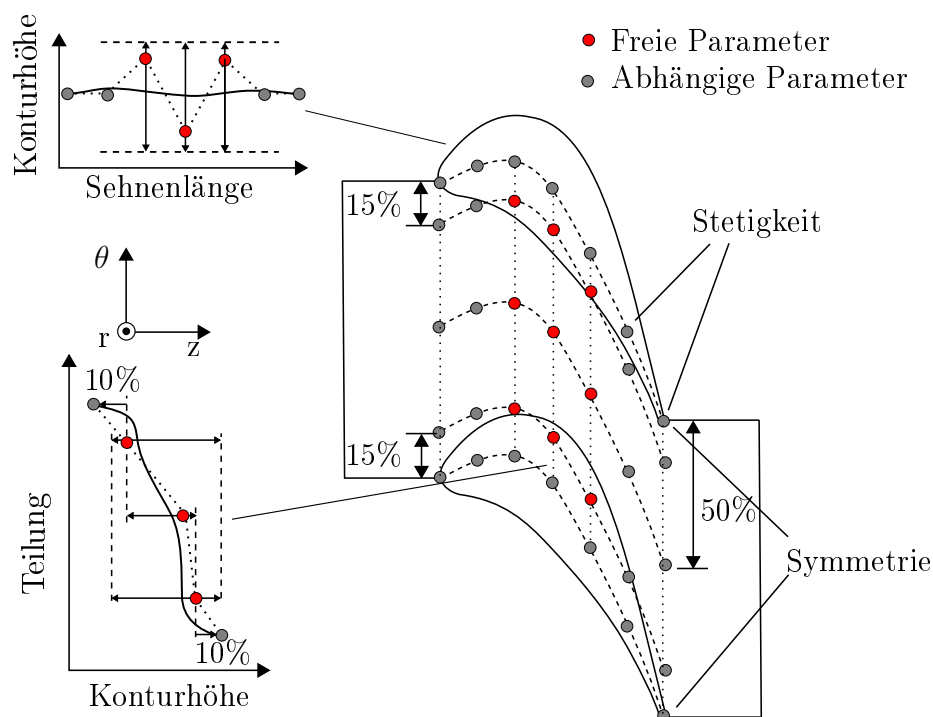


Abbildung 6.5: Parametrisierung der Seitenwandkontur mit 9 freien Parametern

Die Parametrisierung der Geometrie sollte einige Kriterien, welche an die Geometrie selbst, aber auch an die Optimierungsergebnisse gestellt werden, berücksichtigen. Es soll sichergestellt werden, dass die gesamte Seitenwand im Schaufelbereich konturiert werden kann und die Sekundärströmungen möglichst früh beeinflusst werden. Weiterhin ist eine Verengung des engsten Querschnittes der Schaufelpassage zu vermeiden, um eine Veränderung des Betriebspunktes zu verhindern. Ein stetiger Übergang zum restlichen Strö-

mungskanal stellt einen stetigen Übergang zum übrigen Strömungskanal sicher und eine zylindrische Fläche stromauf und stromab der SWK gewährleistet den unveränderten Übergang zu den Kavitäten.

Klassische, nicht-achsensymmetrische Seitenwandkonturen bestehen aus einer Verjüngung des Schaufelkanals (Berg) an der Druckseite und einer Aufweitung des Schaufelkanals (Tal) an der Saugseite der Turbinenschaufel (vgl. Abschn. 2.4). Um dem Optimierer möglichst weitreichende Freiheiten zu ermöglichen, wurde für die Optimierung kein Sinus-Kosinus-Ansatz gewählt, da dieser Ansatz pro Konturlinie zwingend sowohl ein Tal als auch einen Berg erstellt. Die Entscheidung für eine Konturparametrisierung mit Non Uniform Rational B-Splines (NURBS), welche durch Bezier-Kontrollpunkte gesteuert werden, ermöglicht auch eine Konturierung nur mit Tälern oder nur mit Bergen aber auch mit Tälern und Bergen. Eine ausführliche Beschreibung von NURBS kann Piegl und Tiller (1996) entnommen werden. Abbildung 6.5 zeigt die in dieser Arbeit gewählte Parametrisierung der Seitenwandkontur. Zusätzlich zu den Skelettlinien der benachbarten Schaufelprofile wurden drei parallel zu den Skelettlinien verlaufende Linien eingeführt. Als Umfangspositionen wurden dafür 15%, 50% und 85% der Schaufelteilung gewählt. Auf jeder der nun fünf Parametrisierungslinien wurden äquidistant jeweils sieben Bezier-Kontrollpunkte definiert. Von diesen 35 Kontrollpunkten sind vom Optimierer jedoch nur neun Kontrollpunkte radial frei verschiebbar. Die jeweils angrenzenden Kontrollpunkte werden durch die benachbarten Kontrollpunkte beeinflusst. Die axial am weitesten vorne und am weitesten hinten gelegenen Kontrollpunkte sind auf der unkonturierten Basiskontur festgelegt. Durch eine Mittelung der äußersten Bezierkontrollpunkte und den radial frei verschiebbaren Kontrollpunkte wird der stetige Übergang zum übrigen Strömungskanal sichergestellt. Einerseits ermöglicht die geschickte Verteilung der Kontrollpunkte eine Konturierung in einem weiten Seitenwandbereich, andererseits wird der engste Querschnitt des Schaufelkanals kaum verändert. Die Lage der äußeren parallel zur Skelettlinie verlaufenden Linien gestattet darüber hinaus eine örtlich sehr nahe und gut kontrollierbare Konturierung der Seitenwand an der Schaufeloberfläche. Durch die gewählte Konturierung sind in Sehnenrichtung jeweils zwei Berge oder Täler möglich und die Kontur ergibt durch die mittlere Kontrolllinie einen gleichmäßigen Übergang zwischen den Bergen und den Tälern in Umfangsrichtung.

6.3.3 Reduziertes numerisches Setup

Das validierte numerische Setup der Referenzturbinen bildet die Grundlage für das numerische Setup der Optimierung. Für die Optimierung sollte das Setup jedoch reduziert werden, um die benötigte Rechenleistung zu verringern und die Anzahl der Optimierungsparameter zu begrenzen. Im Rahmen dieser Anforderungen wurde entschieden, die Seitenwände einer Stufe der 4-stufigen Referenzturbinen zu optimieren. Für die Optimierung wurde die zweite Stufe ausgewählt, was grundsätzlich auf zwei Hauptgründen basiert. Zunächst eignet sich eine der mittleren Stufen ganz besonders gut für eine exemplarische Optimierung, da sie über eine für Turbomaschinen typische An- und Abströmung verfügt. Bei einer

6.3 Prozesskette der Optimierung

Optimierung der ersten oder letzten Stufe würden entweder Effekte der Zuströmung oder Interaktionen mit dem Diffusor einen Einfluss auf die Optimierung haben. Weiterhin ist die zweite Stufe der Referenzturbinen die am stärksten belastete Stufe der Referenzturbinen. Da die Hypothese dieser Arbeit auf die Optimierung einer SWK innerhalb einer hochbelasteten Turbinenbeschaufelung eingeht, sollte auch die am höchsten belastete Turbinenstufe optimiert werden. Um eine reale An- und Abströmung der zweiten Stufe zu gewährleisten, wurde die Laufreihe der ersten Stufe und die Leitreihe der dritten Stufe ebenfalls in das numerische Setup der Optimierung integriert. Dies hat weiterhin den Vorteil, dass die Leckageströmungen aus den Kavitäten in den Optimierungsprozess integriert werden können. Das numerische Modell der Optimierung besteht somit aus einem 4-Reihenverbund und ist in Abb. 6.6 dargestellt.

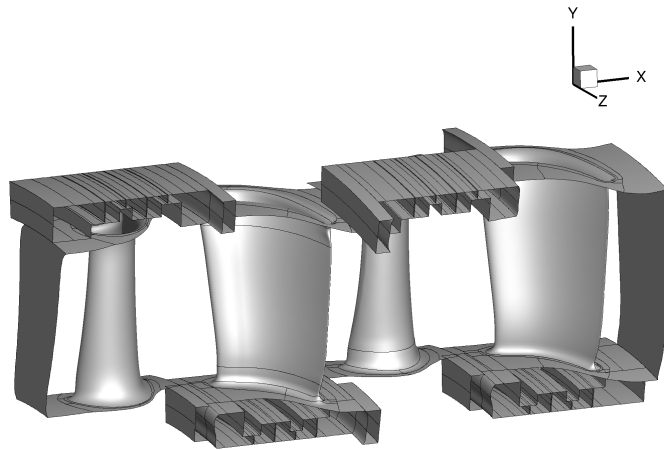


Abbildung 6.6: Grafische Darstellung des numerischen Setups des Optimierungsprozesses

Analog zur Vernetzung der 4-stufigen Referenzturbinen wurde die Vernetzung des optimierten Setups mit Numeca Autogrid5 durchgeführt. Um eine Vergleichbarkeit mit dem Netz der 4-stufigen Turbinen herstellen zu können, wurde dabei die gleiche Vernetzungsstrategie verwendet. Die Geometrie der SWK konnte durch die hervorragende Kompatibilität von Numeca Autogrid5 und Numeca AutoBlade ohne Konvertierungsprobleme in die Vernetzungssoftware übertragen werden. Durch die Signifikanz der wandnahen Grenzschichten wurde bei der automatisierten Vernetzung darauf geachtet, dass der dimensionslose Wandabstand Werte von $y^+ < 1$ einhält. Die Zellenanzahl beträgt für den 4-Reihenverbund ca. 5,2 Mio. Zellen. Das Netz der Optimierung wurde ebenfalls einer Netzunabhängigkeitsstudie unterzogen. Dafür wurde ein numerisches Netz ohne konturierte Seitenwände (Referenz) und ein Netz mit Seitenwandkontur untersucht. Durch diese Vorgehensweise kann nachgewiesen werden, dass die Netze durch die Einbringung von Seitenwandkonturen nicht netzabhängig werden. Die wichtigsten Ergebnisse des GCI für beide Netze können Tab. 6.1 entnommen werden.

Tabelle 6.1: Ergebnisse der Berechnung des Grid Convergence Index für die Referenzturbinen und die Nachrechnung einer Seitenwandkontur am Nennlastpunkt.

Größe	Referenz	Seitenwandkontur
r_{21}	1,9211	1,9211
r_{32}	1,8552	1,8552
$fc1_{norm}$	0,9425	0,9436
$fc2_{norm}$	0,9330	0,9343
$fc3_{norm}$	0,9086	0,9093
F_s	1,25	1,25
p	1,5890	1,6484
GCI_1	0,0069	0,0064
GCI_2	0,0196	0,0189
GCI_3	0,0524	0,0525
A_{flag}	1,0101	1,0100

Im Gegensatz zu den CFD-Simulationen der 4-stufigen Turbinen werden die numerischen Berechnungen der Optimierung mit dem nicht-kommerziellen Strömungslöser TRACE des DLR durchgeführt. TRACE wurde vom Deutschen Zentrum für Luft- und Raumfahrt (DLR) in Zusammenarbeit mit deutschen Universitäten entwickelt (vgl. Kügeler et al. 2008, Nürnberger 2004, Röber et al. 2006, Herbst et al. 2014 oder Bode et al. 2014). Der Grund für die Wahl von TRACE anstelle von Ansys CFX ist die bessere Steuerbarkeit von TRACE mittels Shell-Skripten. So konnte TRACE deutlich flexibler angesteuert und in die Prozesskette der Optimierung integriert werden. Die Gültigkeit des numerischen Setups bei Verwendung von TRACE anstelle von CFX zeigt Abschn. 7.6.

Zusammenfassung

Die wichtigsten Entscheidungen vor der Durchführung einer Optimierung ist die Wahl eines passenden Optimierungsalgorithmus, passender Zielfunktionen und geeigneter einschränkender Funktionen. Neben den deterministischen und den ersatzmodellgestützten Algorithmen gibt es noch die stochastischen Optimierungsalgorithmen. Die im Rahmen dieser Arbeit verwendete Optimierungsumgebung CADO ist ein solcher stochastischer Algorithmus. CADO arbeitet nach dem differentiell, evolutionären Schema und wurde mehrfach erfolgreich für die Optimierung strömungsmechanischer Problemstellungen verwendet. Durch Kopplung von CADO mit Numeca Autoblade zur Geometrieerstellung, Numeca AutoGrid5 zur Netzerstellung und dem Strömungslöser TRACE wurde der Optimierungsprozess realisiert. Die Zielfunktionen der Optimierung sind der polytrope Wirkungsgrad sowie eine Erhöhung der spezifischen Schaufelbelastung, um eine Reduktion derselben zu verhindern. NURBS-Kurven erzeugen in Numeca AutoBlade die zu optimierende SWK. Das verwendete numerische Modell basiert auf dem in Kap. 5 validierten numerischen Setup.

7 Numerische Optimierung der Seitenwände

7.1 Einflussparameter auf die Optimierung

Aufgrund der Validierung des numerischen Setups kann dieses nun für die vorgesehenen Optimierungen verwendet werden. Es sollen mittels einer Sensitivitätsstudie die Einflüsse verschiedener Geometrie- und Modellierungseinflüsse auf die Ergebnisse der Optimierung und die dadurch entstehenden Seitenwandkonturen untersucht werden. Die zweite Laufreihe stellt die am höchsten belastete Schaufelreihe der 4-stufigen Referenzturbinen dar. Daher werden Optimierungen der nabenseitigen Seitenwand der zweiten Laufreihe des 4-reihigen numerischen Modells des Referenztestfalles durchgeführt. Die Beschränkung auf die nabenseitige Seitenwand ist dadurch begründet, dass die Anzahl der freien Parameter möglichst gering gehalten werden soll, um die Laufzeit der Optimierung nicht zu groß werden zu lassen. Die Ergebnisse der Sensitivitätsstudie finden Einzug in die ganzheitliche Optimierung der 4-stufigen Beschaukelung hoher Druckzahlen.

In der Literatur (vgl. Kap. 3) werden häufig Vereinfachungen vorgenommen, um entweder die Rechenzeit der Optimierung oder die Komplexität der Modellierung und den damit verbundenen Zeitaufwand zu verringern. Insbesondere schwierig zu modellierende Geometrieigenschaften realer Turbinenbeschaukelungen, wie Filletradien an den Übergängen zwischen Schaufelblatt und Seitenwand oder Leckageströmungen durch Kavitäten- und Dichtspitzengeometrien, finden meist wenig Beachtung in numerischen Optimierungen. Doch einige dieser Eigenschaften können einen erheblichen Einfluss auf die Ergebnisse der Optimierungen nehmen. Im Rahmen der Sensitivitätsstudie wird daher der Einfluss dieser Vereinfachungen systematisch untersucht. Die Bewertung der Optimierungen findet zunächst anhand der Pareto-Fronten und den entstandenen Konturen der besten Individuen statt (siehe Abschn. 7.2 und Abschn. 7.3). Eine Manifestierung wird im Anschluss durch Nachrechnungen einzelner Individuen und deren Wirbelausprägungen getroffen (vgl. Abschn. 7.5). Es werden dabei die Wirbelausprägungen, visualisiert durch die strömungsgerichtete Wirbelstärke, und der integrale Wert des Betrags der strömungsgerichteten Wirbelstärke in der Abströmebene verwendet. Für eine bessere Lesbarkeit der Ergebnisse der Sensitivitätsstudie werden Kürzel für die durchgeführten Optimierungen anhand der implementierten Realgeometrieigenschaften eingeführt, welche Tab. 7.1 entnommen werden können. Zusätzlich wird noch der Einfluss der maximal zugelassenen Konturhöhen auf die Optimierungsziele untersucht.

Tabelle 7.1: Kürzel der Optimierungen

Fillet	Kavität	Kürzel
Nein	Nein	Basis
Nein	Ja	Kav
Ja	Ja	Voll

7.2 Einfluss der Kavitätenströmung

Um den Einfluss der Kavitätenströmungen auf die Optimierungsergebnisse untersuchen zu können, muss zunächst eine Optimierung der Seitenwandkontur ohne implementierte Kavitäten im numerischen Modell durchgeführt werden. Der Konvergenzverlauf der *Basis*-Optimierung hinsichtlich des Optimierungszieles polytroper Wirkungsgrad ist auf der linken Seite der Abb. 7.1 (a) dargestellt. Eine Iteration stellt hierbei eine Population im Rahmen des Optimierungsprozesses dar, während die einzelnen Individuen durch die schwarzen Quadrate gekennzeichnet sind. Das rote Quadrat kennzeichnet das Ergebnis des unkonturierten Falls und das orangene Kästchen zeigt das Individuum mit dem besten Wirkungsgrad an. Individuen, welche gegen die Beschränkungen der Optimierung verstoßen, sind in dem gezeigten Konvergenzverlauf und der Pareto-Front ausgeblendet. Abbildung 7.1 (b) zeigt die beiden Optimierungsziele auf den Achsen aufgetragen, sodass hier die Pareto-Front der *Basis*-Optimierung erkennbar ist. Die Farbkodierung ist analog zu der Kodierung der Abb. 7.1 (a). Es zeigt sich lediglich ein geringer Wirkungsgradgewinn (ca. 0,03%-Pkt.) des besten Individuums im Vergleich zur unkonturierten Variante und damit nur eine schwache Beeinflussung der Sekundärströmungen.

Die zweite Optimierung (*Kav*-Optimierung) beinhaltet die realen Kavitäten des Referenztestfalles und deren Leakageströmungen, dessen Ergebnisse in Abb. 7.2 dargestellt sind. Im Gegensatz zur *Basis*-Optimierung zeigt sich hier ein ganz anderes Bild. Die Implementierung der Kavitäten ändert nicht nur die Sekundärströmungen innerhalb der Turbine, sondern verändert auch den Zielraum der Optimierung massiv. Dies zeigt die starke Veränderung der Pareto-Front im Vergleich zur *Basis*-Optimierung sowie die deutliche schnellere Konvergenz der Optimierung. Das Individuum besten Wirkungsgrades ist schon nach 15 anstatt nach 30 Populationen gefunden worden. Es ist darüber hinaus davon auszugehen, dass die Leakageströmungen durch die implementierten Kavitäten einen erheblichen Einfluss auf die Ausbildung der Sekundärströmungen haben und somit das Optimierungspotential massiv anheben. Dies zeigt sich durch den deutlich vergrößerten Wirkungsgradgewinn von knapp 0,15%-Punkten in der *Kav*-Optimierung im Vergleich zum Wirkungsgradgewinn von ca. 0,03%-Punkten der *Basis*-Optimierung.

7.2 Einfluss der Kavitätenströmung

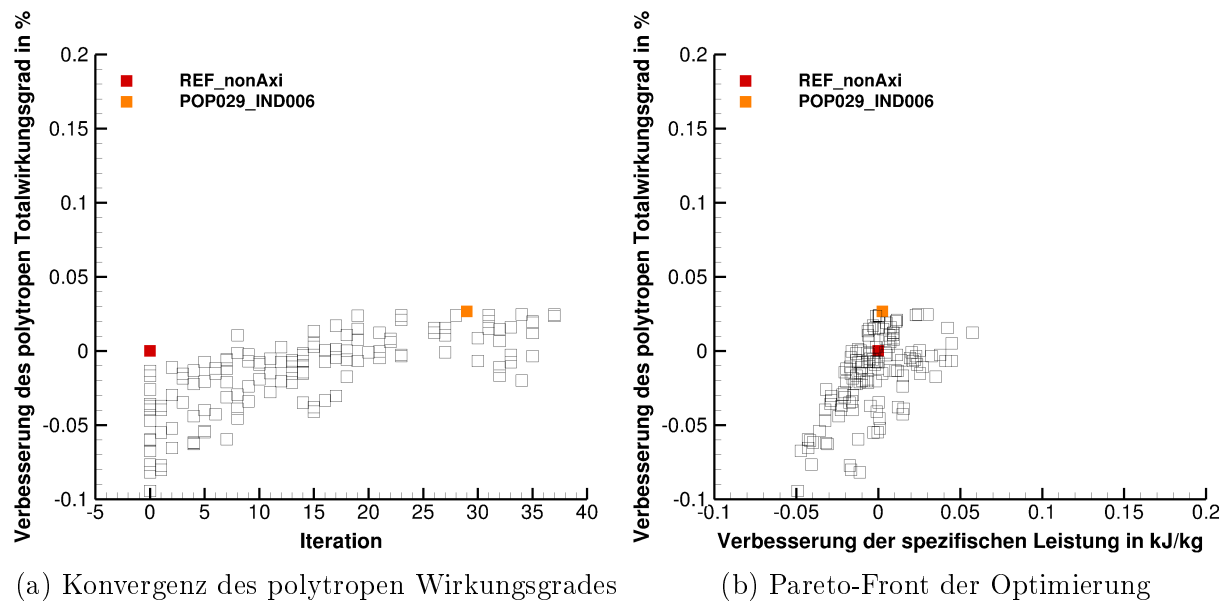


Abbildung 7.1: Optimierungsergebnisse der *Basis*-Optimierung

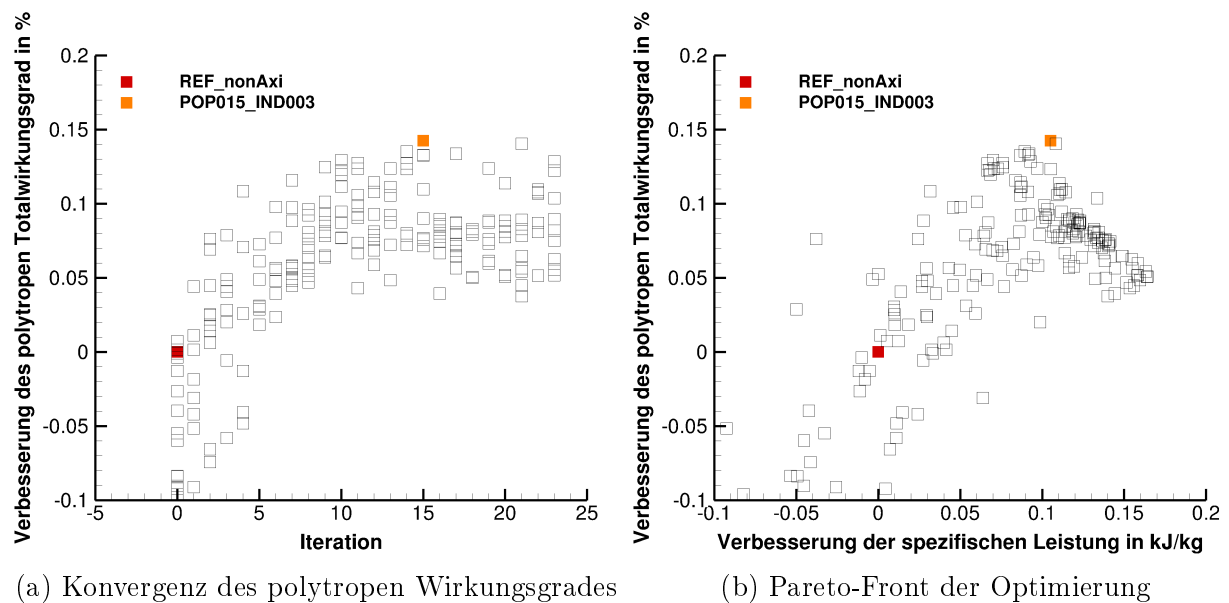


Abbildung 7.2: Optimierungsergebnisse der *Kav*-Optimierung

Die Profildruckverteilung auf 10% relativer Kanalhöhe und die Kontur des besten Individuums der *Basis*-Optimierung ist in Abb. 7.3 dargestellt. Die Optimierung erzielt durch die erstellte Kontur eine leichte Homogenisierung der Schaufelbelastung im nabennahen Bereich. Eine Verschiebung der Schaufelbelastung stromabwärts findet nicht statt. Die

7.2 Einfluss der Kavitätenströmung

entstandene Kontur ist relativ sanft ausgeprägt und besteht nahezu nur aus einem Berg, dessen Gipfel leicht druckseitig zwischen zwei Schaufelprofilen an ca. 40% relativer axialer Länge liegt. Dies zeigt sich auch an dem sinkenden c_p -Wert an dieser axialen Position. Durch den Berg entsteht im Bereich der Konturierung ein Düseneffekt, welcher eine höhere Geschwindigkeit und damit einen geringeren statischen Druck in diesem Bereich erzeugt. Bei gleichbleibenden Totaldrücken muss der c_p -Wert folglich sinken.

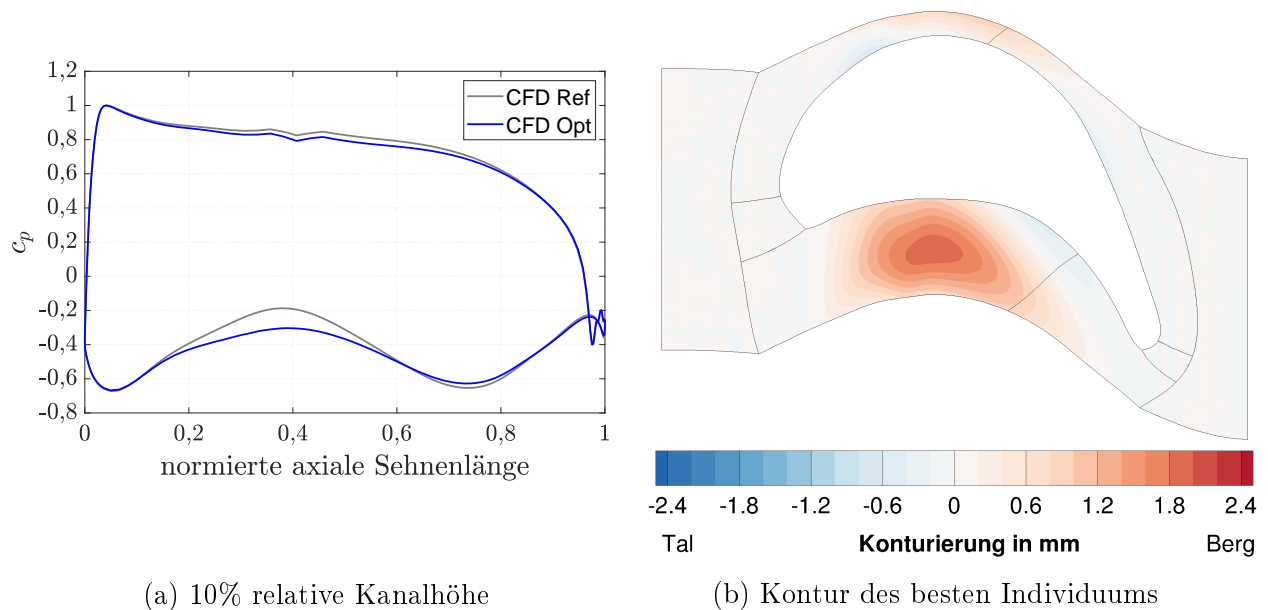


Abbildung 7.3: Vergleich der numerischen Profildruckverteilungen (c_p -Wert) und der Konturplot des besten Individuums der *Basis*-Optimierung

Deutlich ausgeprägtere Konturierungen zeigt die Optimierung der *Kav*-Optimierung, abgebildet in Abb. 7.4. Schon der Vergleich der Profildruckverteilungen des unkonturierten Falles der *Kav*-Optimierung im Vergleich zum unkonturierten Fall der *Basis*-Optimierung zeigt deutlich veränderte Ausgangsbedingungen. Durch die modellierten Leakageströmungen der Kavitäten wird die Schaufelbelastung auf 10% relativer Kanalhöhe reduziert und gleichzeitig heterogener. Dies kann auf verstärkte Sekundärströmungen zurückgeführt werden. So ist bereits im Bereich von 30% axialer Sehnenlänge eine deutliche veränderte Druckbelastung des Schaufelprofils erkennbar. Die erzeugte Konturierung, welche deutlich aggressiver ausgeprägt ist als die Konturierung der *Basis*-Optimierung, kann diese starke Heterogenisierung der Strömung nur bedingt eindämmen. Durch die Einschnürung des Schaufelkanals und den damit verbundenen Düseneffekt wird der statische Druck im Bereich von 20% axialer Sehnenlänge reduziert. Jedoch erzeugt die Erweiterung des Kanals bei ca. 55% axialer Sehnenlänge eine Erhöhung des statischen Drucks, welcher sich durch einen steigenden c_p -Wert zeigt.

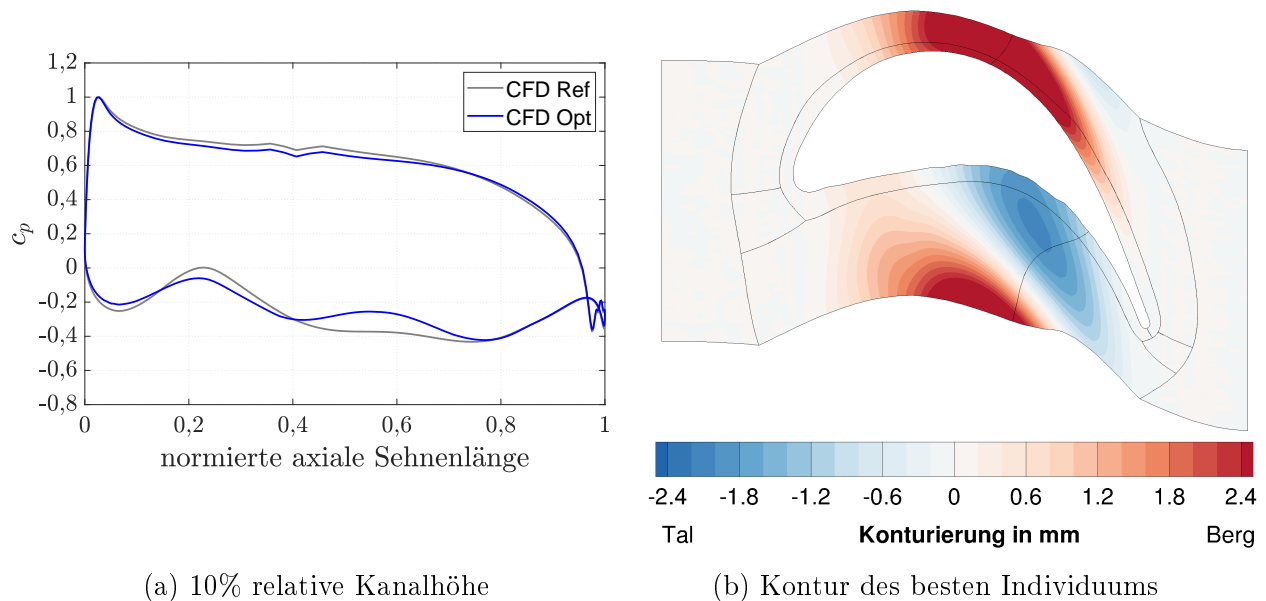


Abbildung 7.4: Vergleich der numerischen Profildruckverteilungen (c_p -Wert) und der Konturplot des besten Individuums der *Kav*-Optimierung

Die Abbildung 7.5 zeigt die strömungsgerichtete Wirbelstärke aus der Rückansicht für den unkonturierten und den konturierten Fall der *Basis*-Optimierung. Die gleichen Ansichten für die *Kav*-Optimierung zeigt Abb. 7.6. Die Ansichten der strömungsgerichteten Wirbelstärke bestätigen die Effekte aus den Profildruckverteilungen und den Konvergenzverläufen der Optimierung. Zunächst ist in der *Basis*-Optimierung eine deutlich Reduktion des nabennahen, druckseitigen Hufeisenastes erzielt worden. Dies zeigt sich durch die deutlich geringere Ausprägung des durch die strömungsgerichtete Wirbelstärke visualisierten Wirbels im konturierten Fall in Abb. 7.5. Der integrale Werte der strömungsgerichteten Wirbelstärke verändert sich durch die Optimierung um lediglich 0,58%. Werden die beiden unkonturierten Fälle der Abb. 7.5 und der Abb. 7.6 verglichen, kann der deutliche Einfluss der Leakageströmungen durch modellierte Kavitäten erkannt werden. Der unkonturierte Fall der *Kav*-Optimierung hat einen deutlich stärker ausgeprägten nabennahen, druckseitigen Hufeisenwirbelast. Dieser ist nicht nur voluminöser, sondern ragt auch radial stärker in die Kernströmung herein und beeinflusst somit den Bereich der ungestörten Kernströmung. Die strömungsgerichtete Wirbelstärke ist in der Abströmebene um 21,03% größer. Durch die Konturierung der *Kav*-Optimierung wird der deutlich stärkere Wirbelast eingedämmt. So ist im Vergleich der beiden konturierten Varianten der Wirbelast im konturierten Fall der *Kav*-Optimierung zwar stärker, hat im Vergleich zur Konturierung der *Basis*-Optimierung aufgrund des größeren Optimierungspotentials in der Betrachtung mit Kavitäten jedoch deutlich mehr Einfluss auf die Wirbelausprägungen und damit auf den Wirkungsgradgewinn nehmen können. Die Optimierung erzielt eine Reduktion der strömungsgerichteten Wirbelstärke um 2,66%.

7.2 Einfluss der Kavitätenströmung

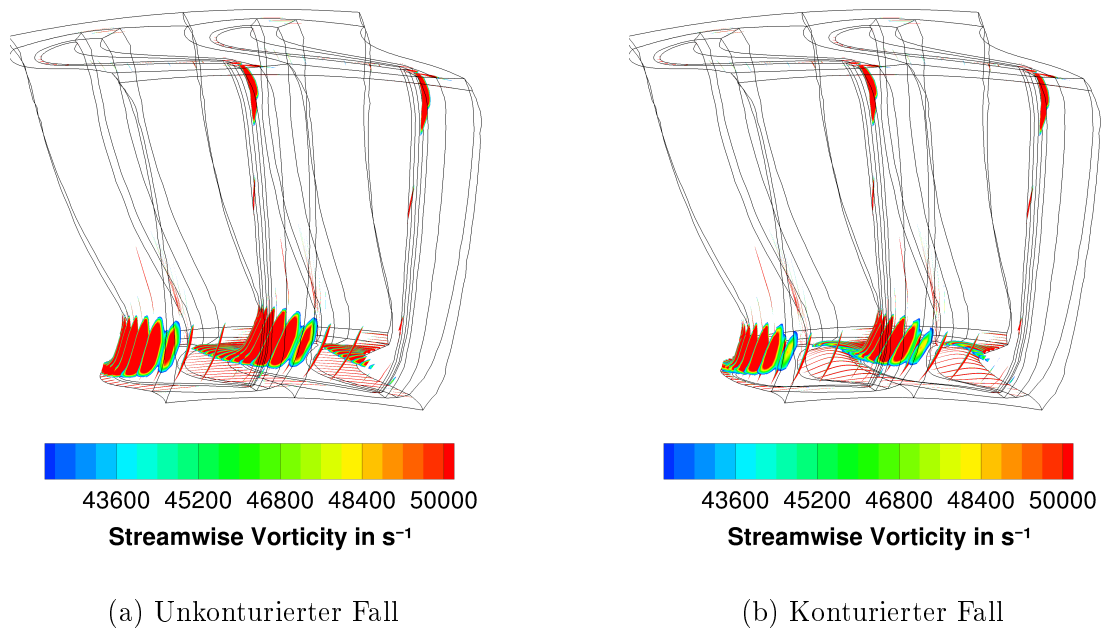


Abbildung 7.5: Vergleich der strömungsgerichteten Wirbelstärke des unkonturierten Falles und des besten Individuums der *Basis*-Optimierung

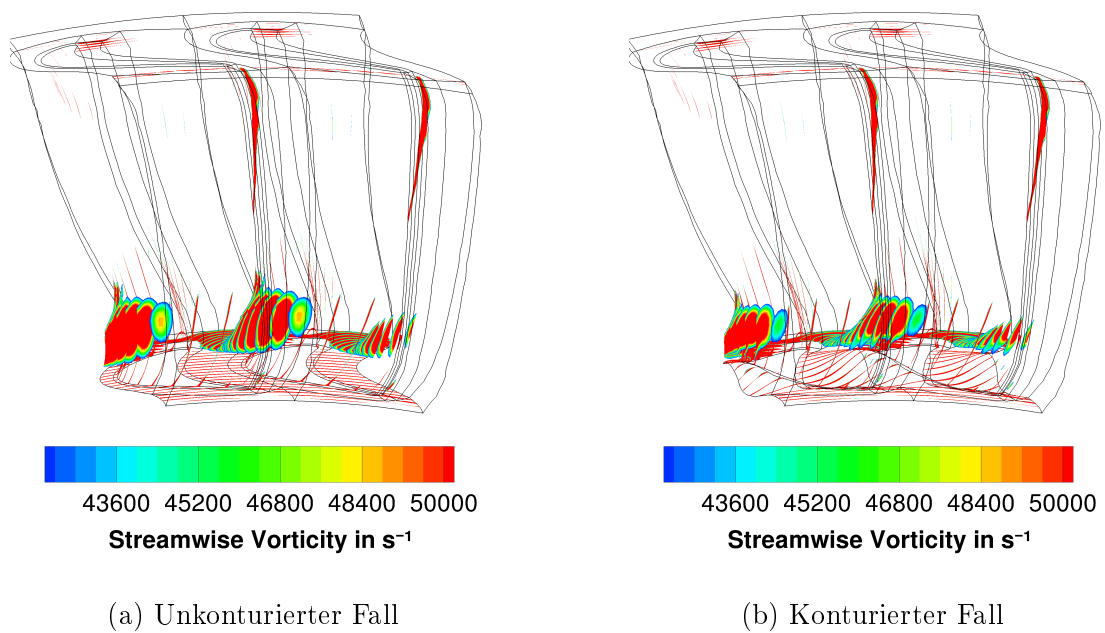


Abbildung 7.6: Vergleich der strömungsgerichteten Wirbelstärke des unkonturierten Falles und des besten Individuums der *Kav*-Optimierung

7.3 Einfluss des Filletradius

Neben den Kavitätenströmungen ist die Vernachlässigung von Filletradien eine weitere häufig auftretende Vereinfachung im Rahmen der Optimierung von Seitenwandkonturen. Da die Seitenwandkonturen je nach Parametrisierung extreme Steigungen und Ausprägungen haben können, sind diese oft nur schwierig in Kombination mit den Ausrundungsradien zwischen Schaufelblatt und Seitenwand zu kombinieren. Jedoch beeinflussen sich Filletradien und Seitenwandkonturen in ihrer Wirkungsweise. Durch die Ausrundung des Fillets wird z.B. die Entstehung des Eckenwirbels gehemmt und somit direkt Einfluss auf die Sekundärströmungen im Schaufelkanal genommen. Zweifellos ist der Eckenwirbel nicht der dominante Wirbel der Sekundärströmungen, jedoch sollte mindestens der Einfluss der Filletradien auf die Optimierung untersucht werden.

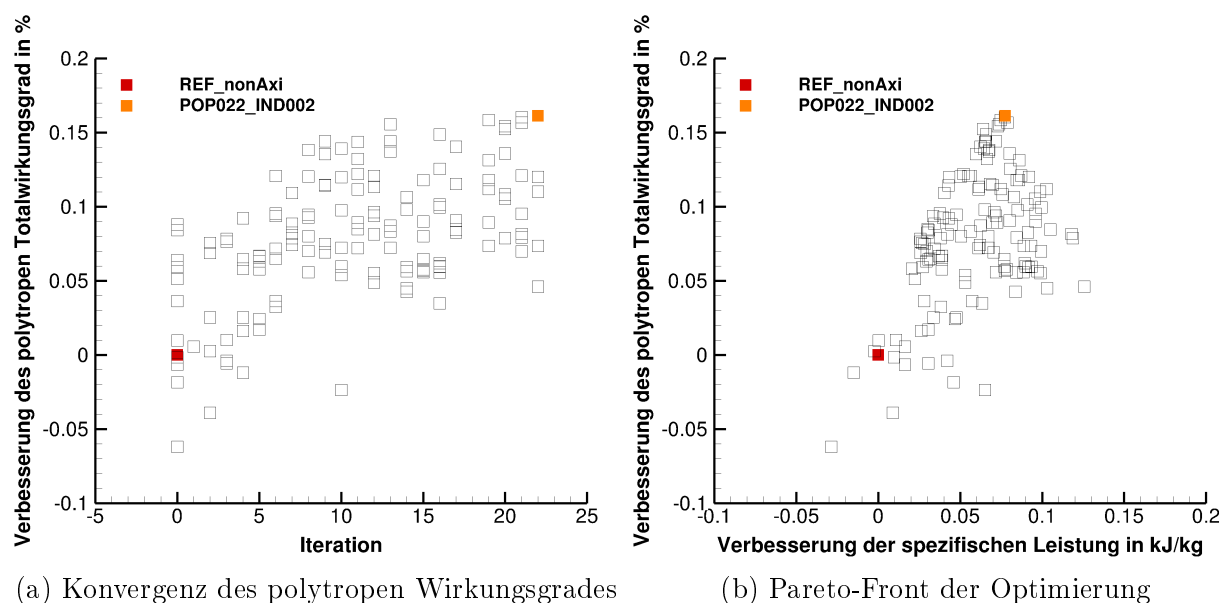
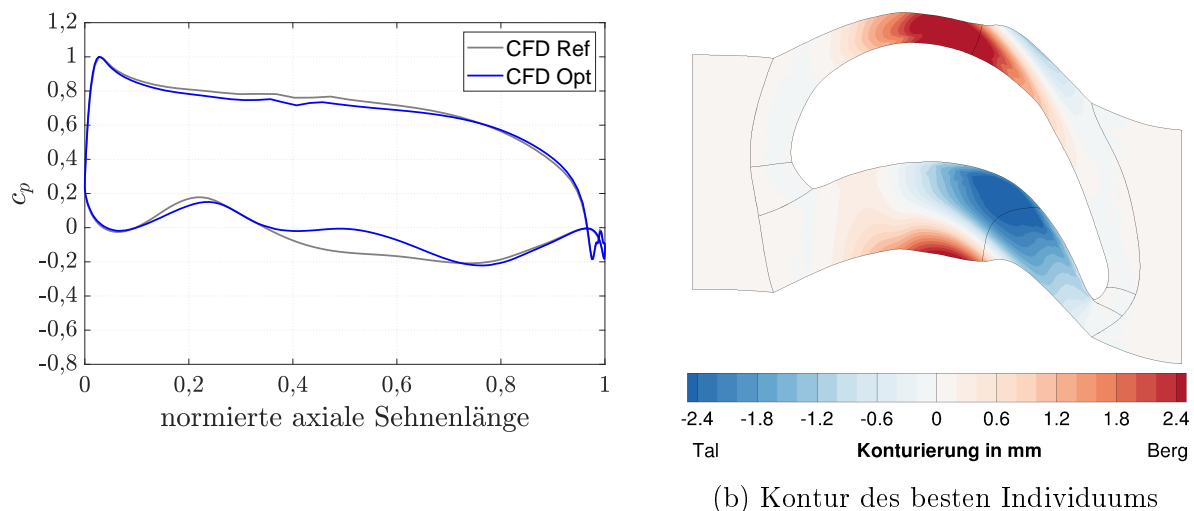


Abbildung 7.7: Optimierungsergebnisse der *Voll*-Optimierung

Die *Voll*-Optimierung beinhaltet neben den eben vorgestellten Kavitäten daher ebenfalls die Filletradien zwischen Schaufelblatt und Seitenwand im gesamten numerischen Modell. Die Konvergenz des polytropen Wirkungsgrades über die Populationen (Iterationen), sowie die Pareto-Front der Optimierung zeigt Abb. 7.7. Analog zur *Kav*-Optimierung zeigt sich eine deutliche Wirkungsgradsteigerung, allerdings überschreitet die *Voll*-Optimierung im Gegensatz zur *Kav*-Optimierung einen Wirkungsgradgewinn von 0,15%-Punkten. Das beste Individuum wird jedoch erst nach 22 Populationen erreicht. Der Konvergenzverlauf deutet darauf hin, dass eine längere Optimierung mit mehr Populationen keinen höheren Wirkungsgradgewinn erzielt. Die Pareto-Front zeigt, dass die Wirkungsgradsteigerung bei einer leichten Erhöhung der spezifischen Leistung erzielt wird. Dies ist jedoch, wie bei den vorhergehenden Optimierungen, nur eine geringe und damit vernachlässigbar kleine Verän-

7.3 Einfluss des Filletradius

derung. Die Pareto-Front und der Konvergenzverlauf zeigen keine Individuen, die gegen die Nebenbedingungen verstoßen. Darüber hinaus kann aufgrund der Modellierung der Filletradien keine signifikante Reduktion der möglichen Seitenwandkonturen festgestellt werden. Die automatisierte Vernetzung leidet nicht aufgrund der Implementierung von Filletradien. Dies zeigt die Robustheit der verwendeten Vernetzungsstrategie.



(a) 10% relative Kanalhöhe

(b) Kontur des besten Individuums

Abbildung 7.8: Vergleich der numerischen Profildruckverteilungen (c_p -Wert) und der Konturplot des besten Individuums der *Voll*-Optimierung

Die Profildruckverteilung anhand des c_p -Wertes sowie die Kontur des besten Individuums der *Voll*-Optimierung ist in Abb. 7.8 dargestellt. Die entstandene Kontur ähnelt sehr stark der Kontur des besten Individuums aus der *Kav*-Optimierung. Weiterhin ist anhand des Vergleiches der Profildruckverteilungen auf 10% relativer Kanalhöhe der Abb. 7.4 und der Abb. 7.8 ersichtlich, dass die Filletradien lediglich einen geringen Einfluss auf die Sekundärströmungen haben. Die Profildruckverläufe der beiden unkonturierten Fälle sind nahezu identisch. Beide Optimierungen verändern die Profildruckverteilung an der richtigen Stelle an (20% axiale Länge) durch eine Einschnürung des Schaufelkanals. Ein ähnliches Verhalten zeigt ebenfalls die Beeinflussung des nabennahen, druckseitigen Hufeisenwirbelastes. Die Visualisierung des Wirbelastes für die Individuen der *Voll*-Optimierung zeigt Abb. 7.9. Die Wirbelausprägung des unkonturierten Falles ähnelt erneut sehr stark der Wirbelausprägung des unkonturierten Falles der *Kav*-Optimierung. Auch die deutliche Reduktion des Hufeisenwirbels durch die Seitenwandkontur sowie die Form und Stärke desselben im konturierten Fall zeigt ein ähnliches Verhalten wie die beste Kontur der *Kav*-Optimierung. Die Kontur der *Voll*-Optimierung reduziert die strömungsgerichtete Wirbelstärke um 3,82%. All diese Visualisierungen verdeutlichen, dass die Filletradien einen Einfluss auf die Optimierungsergebnisse haben. Durch Modellierung der Filletradien ist eine leichte Erhöhung

des Wirkungsgradgewinnes realisiert worden, jedoch ist der Effekt der Filletradien signifikant kleiner als der Effekt der Kavitätenströmungen.

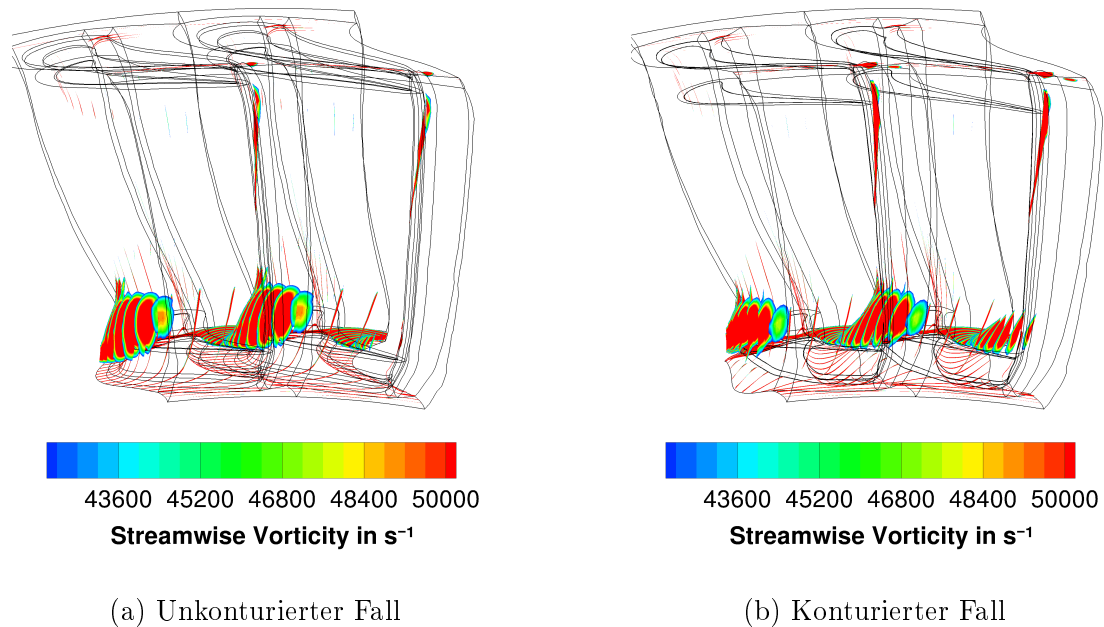


Abbildung 7.9: Vergleich der strömungsgerichteten Wirbelstärke des unkonturierten Falles und des besten Individuums der *Voll*-Optimierung

7.4 Einfluss der erlaubten Konturhöhen

Bei der Generierung von Seitenwandkonturen sollte immer darauf geachtet werden, dass diese auch gefertigt werden können. Einer der wesentlichen Begrenzungsparameter für Seitenwandkonturen ist dabei die erlaubte Konturhöhe. Da sowohl der Schaufelfuß als auch die Deckbänder eine endliche Dicke haben und beide zur strukturellen Integrität der Turbinenschaufel beitragen, kann keine endlos große Vertiefung oder Erhöhung der Seitenwandkontur stattfinden. Um trotzdem den Einfluss der erlaubten Konturhöhen auf das Ergebnis der *Voll*-Optimierung einschätzen zu können, sind mehrere Optimierungen mit veränderten maximalen Auslenkungen der NURBS-Kontrollpunkte durchgeführt worden. In der soeben betrachteten *Voll*-Optimierung sind Auslenkungen der NURBS-Kontrollpunkte von maximal $\pm 6 \text{ mm}$ zulässig. Dieser Grenzwert wurde nun systematisch um jeweils 2 mm verändert, sodass zusätzlich Optimierungen mit maximalen Auslenkungen der NURBS-Kontrollpunkte von $\pm 4 \text{ mm}$, $\pm 8 \text{ mm}$ und $\pm 10 \text{ mm}$ durchgeführt wurden. Die Ergebnisse der besten Individuen der jeweiligen Optimierung sind in Abb. 7.10 dargestellt. Neben dem erzielten Wirkungsgradgewinn zeigt die Abbildung die Veränderung der spezifischen Leistung und die Veränderung des Massenstroms, jeweils für das beste Individuum.

7.5 Nachweis einzelner Einflüsse durch Nachrechnungen

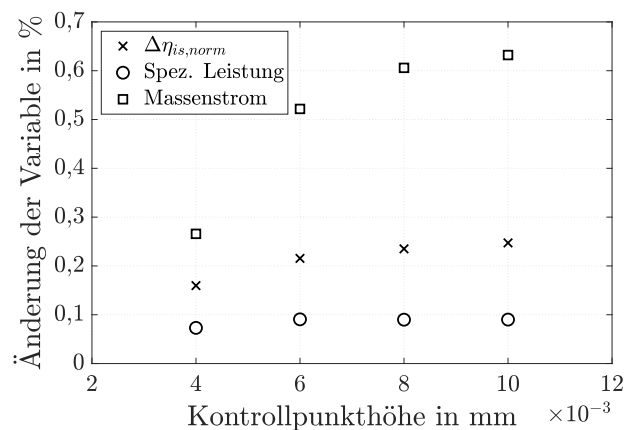


Abbildung 7.10: Einfluss der maximalen Höhe der NURBS-Kontrollpunkte auf den Wirkungsgradgewinn, die maximale Abweichungen der spezifischen Leistung sowie des Massenstroms

Die Ergebnisse zeigen, dass die initial gewählte Auslenkung von max. $\pm 6 \text{ mm}$ die besten Ergebnisse liefert. Die Verringerung der maximalen Auslenkung der NURBS-Kontrollpunkte verringert den erzielten Wirkungsgradgewinn und ist somit kontraproduktiv. Eine Erhöhung der maximalen Auslenkung erzeugt höhere Wirkungsgradgewinne, allerdings fallen diese nur wenig höher aus. Zusätzlich wird jedoch auch der Massenstrom deutlich erhöht, was eine Veränderung des Betriebspunktes zur Folge hat. Da eine der Nebenbedingungen der Optimierung eine maximale Massentromabweichung von $\pm 0,5\%$ ist, können diese hohen Veränderungen des Massenstroms nicht akzeptiert werden. Die spezifische Leistung ändert sich in allen durchgeführten Optimierungen immer im gleichen Rahmen und braucht daher für diese Bewertung nicht in Betracht gezogen werden. Die Optimierung mit einer maximalen Auslenkung von $\pm 6 \text{ mm}$ der NURBS-Kontrollpunkte ist somit für den hier untersuchten Fall der beste Kompromiss zwischen starker Beeinflussungsmöglichkeit der Sekundärströmungen sowie Betriebspunktstabilität und Wirkungsgradgewinn.

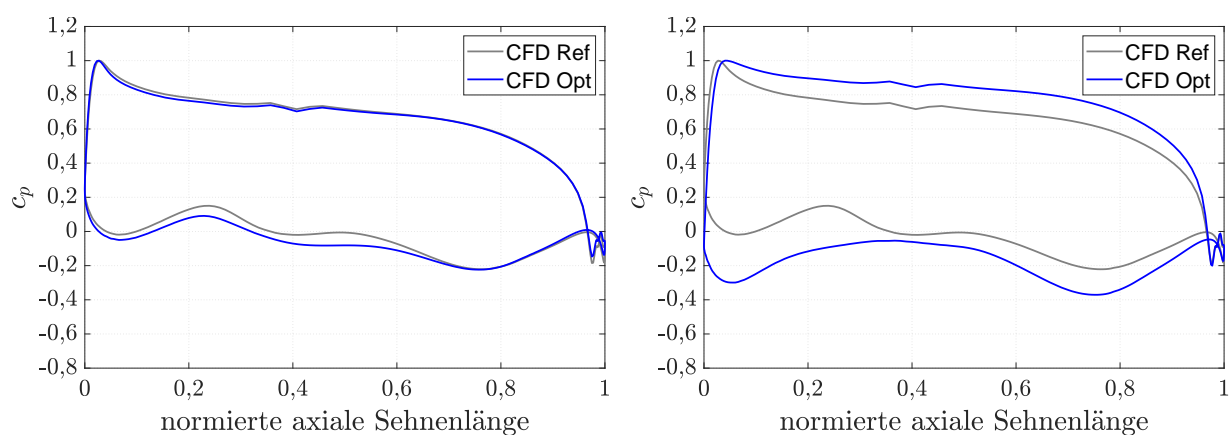
7.5 Nachweis einzelner Einflüsse durch Nachrechnungen

Die Robustheit der Optimierung hinsichtlich Filleteinflüssen und Beeinflussungen durch Kavitätenströmungen kann durch Nachrechnungen optimierter Individuen gezeigt werden. Das beste Individuum der *Voll*-Optimierung wird dabei als Seitenwandkontur verwendet und in verschiedenen Nachrechnungen werden die Fillets, die Kavitäten oder beide Realgeometrieeffekte aus dem numerischen Modell entfernt. Die Nachrechnung ohne Realgeometrien wird in der Tabelle als Referenz verwendet und im weiteren Verlauf nicht diskutiert, da die anderen Nachrechnungen alle Effekte gut darstellen. Die integralen Ergebnisse der Nachrechnungen zeigt Tab. 7.2.

Tabelle 7.2: Bewertungsmatrix der Sensitivitäten anhand der Nachrechnungen

Fillet	Kavität	$\Delta\eta_{poly}$ in %-Pkt.	$\Delta\dot{m}$ in %
Nein	Nein	-	-
Ja	Nein	-0,16	0,281
Nein	Ja	-4,01	-0,175
Ja	Ja	-4,11	0,070

Die quantitativen Ergebnisse zeigen deutliche Unterschiede im Wirkungsgrad, während der Massenstrom nahezu konstant bleibt. Das Totaldruckverhältnis ist bei allen Rechnungen ebenfalls konstant, die Abweichungen liegen bei unter 0,2%. Es zeigt sich, dass die Modellierung des Fillets einen Wirkungsgradverlust von lediglich -0,16%-Punkten bewirkt im Vergleich zur Nachrechnung ohne Realgeometrien. Die Implementierung der Leckageströmungen durch die Kavitäten bewirkt hingegen einen Wirkungsgradverlust von mehr als 4%-Punkten, was erneut den deutlich größeren Einfluss der Kavitätenströmungen auf die Ausprägung der Sekundärströmungen nachweist. Bei Implementierung beider Realgeometrien werden die Wirkungsgradverluste nahezu addiert.



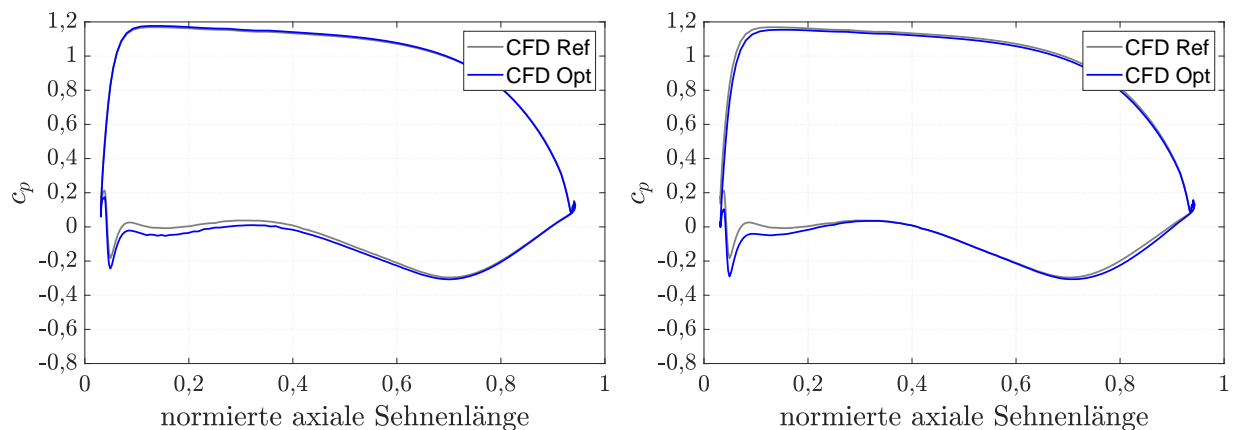
(a) Ohne Fillet

(b) Ohne Kavitäten

Abbildung 7.11: Vergleich der numerischen Profildruckverteilungen (c_p -Wert) auf 10% Kanalhöhe der Nachrechnungen und des besten Individuums (rote Linien) der *Voll-Optimierung*

Abbildung 7.11 zeigt den Vergleich der Profildruckverteilungen auf 10% relativer Kanalhöhe sowohl für die Nachrechnungen ohne Fillet als auch die Nachrechnungen ohne Kavitäten im Vergleich zum Ergebnis der *Voll-Optimierung*. Sowohl die Fillets als auch die Kavitäten sorgen für eine Entlastung der Schaufel im Bereich von 10% relativer Kanalhöhe.

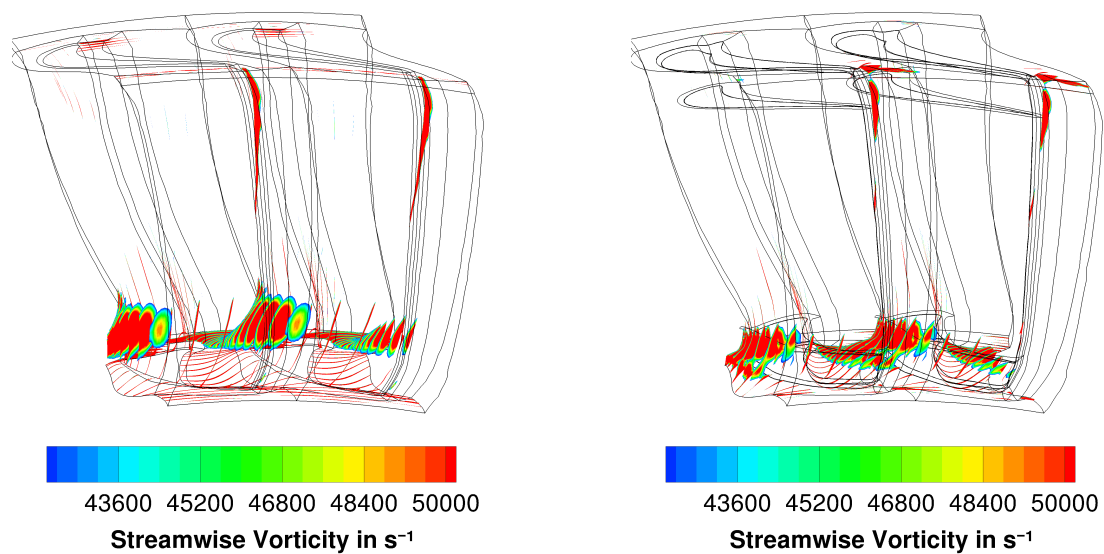
7.5 Nachweis einzelner Einflüsse durch Nachrechnungen



(a) Ohne Fillet

(b) Ohne Kavitäten

Abbildung 7.12: Vergleich der numerischen Profildruckverteilungen (c_p -Wert) auf 20% Kanalhöhe der Nachrechnungen und des besten Individuums (rote Linien) der *Voll*-Optimierung



(a) Ohne Fillet

(b) Ohne Kavitäten

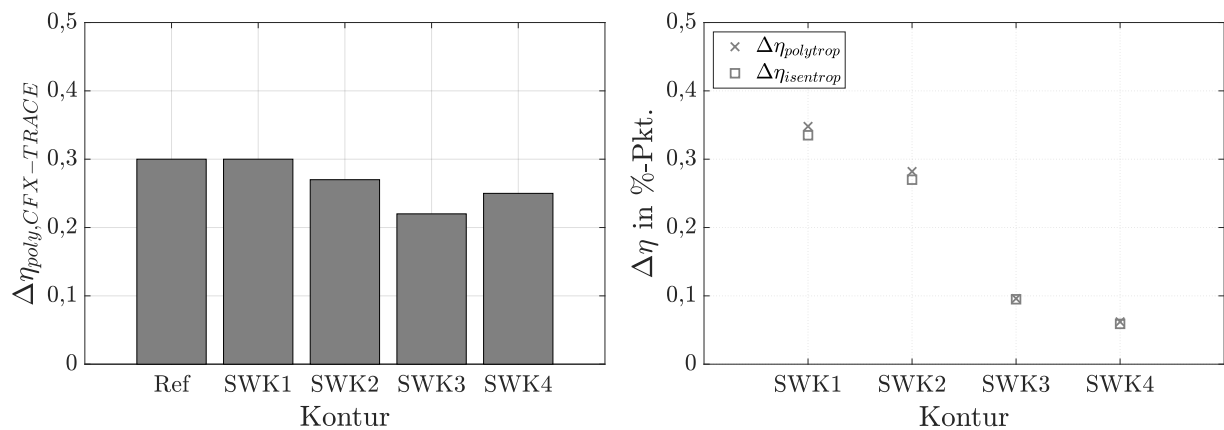
Abbildung 7.13: Vergleich der strömungsgerichteten Wirbelstärke der Nachrechnungen des besten Individuums der *Voll*-Optimierung

In beiden Fällen kann keine Verschiebung der Profilbelastung stromauf oder stromab ausgemacht werden. Dies ist jedoch bei der Betrachtung der Profildruckverteilungen auf 20% relativer Kanalhöhe erkennbar (Abb. 7.12). Hier sorgt bei die Konturierung bei Vernachlässigung der Kavitäten eine Verlagerung der Schaufelbelastung stromaufwärts, während

bei Vernachlässigung der Filletradien lediglich eine kleine Verstärkung der Belastung im vorderen Bereich der Schaufel entsteht. Bei Betrachtung der strömungsgerichteten Wirbelstärke, vgl. Abb. 7.13, zeigt sich ein ähnliches Bild wie beim Vergleich der verschiedenen Optimierungen. Im Vergleich zur strömungsgerichteten Wirbelstärke des konturierten Individuums der *Voll*-Optimierung in Abb. 7.9 (b) entstehen in beiden Fällen geringere Wirbelausprägungen. Der Hufeisenwirbelast der Nachrechnung ohne Kavitäten ist jedoch signifikant kleiner als der Wirbelast der Nachrechnung ohne Fillet. Die Vernachlässigung des Fillets verändert die strömungsgerichtete Wirbelstärke um 4,26%, die Vernachlässigung der Kavitäten um 11,07%.

7.6 Gültigkeit des numerischen Setups

Das numerische Setup verwendet im Gegensatz zum validierten numerischen Setup den Strömungslöser TRACE des DLR anstelle der kommerziellen Software Ansys CFX 17.2. Um die Gültigkeit des verwendeten numerischen Setups nachzuweisen, wurden zu der berechneten Referenzvariante des 4-reihigen Modells zufällig vier erstellte Konturen der Optimierungsprozesse ausgewählt, welche mit Ansys CFX nachgerechnet wurden. Für beide Fälle ist eine Auswertung hinsichtlich der Zielgröße der Optimierungen, dem polytropen Wirkungsgrad, durchgeführt worden. Abbildung 7.14 (a) zeigt die Ergebnisse der Nachrechnungen im Vergleich mit den Ergebnissen der Optimierung. Die Wirkungsgraddifferenz der Ergebnisse beider Strömungslöser ist nahezu konstant. Die Abweichungen der Wirkungsgradergebnisse ist klein und deutlich geringer als die Messunsicherheit der Wirkungsgradmessung.



(a) Vergleich der Strömungslöser

(b) Vergleich der Wirkungsgraddefinitionen

Abbildung 7.14: Integraler Vergleich der Strömungslöser und der verwendeten Wirkungsgraddefinition

Darüber hinaus verwendet die Optimierung den polytropen Wirkungsgrad als Zielgröße, während die Auswertung des Referenztestfalls den isentropen Wirkungsgrad im Fokus hat. Grund für die Auswahl des polytropen Wirkungsgrades in der Optimierung ist, dass ein Wirkungsgradgewinn durch Erhöhung des Druckniveaus nicht als tatsächlich erzielter Wirkungsgradgewinn gedeutet werden soll. Da in der Dampfturbinenindustrie jedoch der isentrope Wirkungsgrad die maßgebliche Größe der Turbine ist, wurde der isentrope Wirkungsgrad für die Validierungen gewählt. Abbildung 7.14 zeigt die Wirkungsgradgewinne der vier zufällig ausgewählten Seitenwandkonturen für beide Wirkungsgraddefinitionen. Es zeigt sich, dass die Wirkungsgradgewinne sowohl bei Betrachtung des polytropen als auch bei Betrachtung des isentropen Wirkungsgrades nahezu identisch ausfallen.

Aufgrund der konstanten Wirkungsgraddifferenz und den gleich hohen erzielten Wirkungsgradgewinnen bei Verwendung des polytropen und des isentropen Wirkungsgrades ist die Verwendung des validierten numerischen Setups in der Optimierung zulässig, obwohl ein anderer Strömungslöser verwendet wird. Auch die Reduktion des numerischen Modells auf ein 4-reihiges numerisches Modell für die Optimierung ist zulässig, da die Validierung des 4-stufigen Modells nicht nur anhand integraler Größen, sondern auch mittels Strömungsfeldmessungen erfolgt ist.

Zusammenfassung

Die Ergebnisse der durchgeführten Optimierungen und Nachrechnungen zeigen, dass häufig verwendete Vereinfachungen einen signifikanten Einfluss auf die Optimierungsergebnisse haben. Im Rahmen einer numerischen Optimierung einer Seitenwandkontur - ob industriell oder wissenschaftlich genutzt - sollte eine intensive Parameter- und Sensitivitätsstudie durchgeführt werden. So haben sowohl Filletradien als auch Leakageströmungen durch Kavitäten einen quantifizierbaren Einfluss auf das Ergebnis der Optimierung, wobei Kavitäten den deutlich signifikanteren Einfluss besitzen. Die geometrischen Veränderungen durch Implementierung der Realgeometrien verändert den Referenzfall und die optimierten Seitenwandkonturen. Im Rahmen von Optimierungen sollten daher, neben der oben genannten Sensitivitätsstudie, Leakageströmungen aufgrund von Kavitäten nicht vernachlässigt werden. Sind lediglich Wirkungsgraddifferenzen im Fokus der Optimierung und keine absoluten Werte, können Filletradien im Sinne der Vereinfachung vernachlässigt werden. Für eine qualitativ hochwertige Optimierung sind diese jedoch auch zwingend notwendig. Das in diesen Optimierungen verwendete numerische Modell kann anhand der Vergleiche der verschiedenen Strömungslöser und der Wirkungsgraddefinitionen als für diese Optimierungen gültig angesehen werden.

8 Experimentelle Validierung des optimierten Testfalles

8.1 Modifikationen des optimierten Testfalles

Da die Wirkungsgradunterschiede durch eine einzelne Seitenwandkontur relativ gering ausfallen und diese nicht zwingend ausserhalb der Messunsicherheit liegen, sind neben den Optimierungen der vorliegenden Arbeit zusätzlich weitere Optimierungen durchgeführt worden. Aufgrund eines engen Austausches im Rahmen des AG Turbo COOREFlex Projektes 4.1.3 „Innovativer Dampfturbinenschaufelpfad für hohe Leistungsdichten“ sind die Erkenntnisse der Optimierungen aus Kap. 6 in die zusätzlichen Optimierungen eingeflossen. Detaillierte Beschreibungen der weiteren Optimierungen können Rohrssen (2016), Drexelius (2017) und Hoffmann (2017) entnommen werden. Durch diese weiterführenden Optimierungen ist die anvisierte ganzheitliche Optimierung des Schaufelpfades erfolgt. Die Erkenntnisse der Sensitivitätsstudie aus Kap. 7 sind in die weiteren Optimierungen eingeflossen. Die Modifikationen sind in Abb. 8.1 schematisch dargestellt.

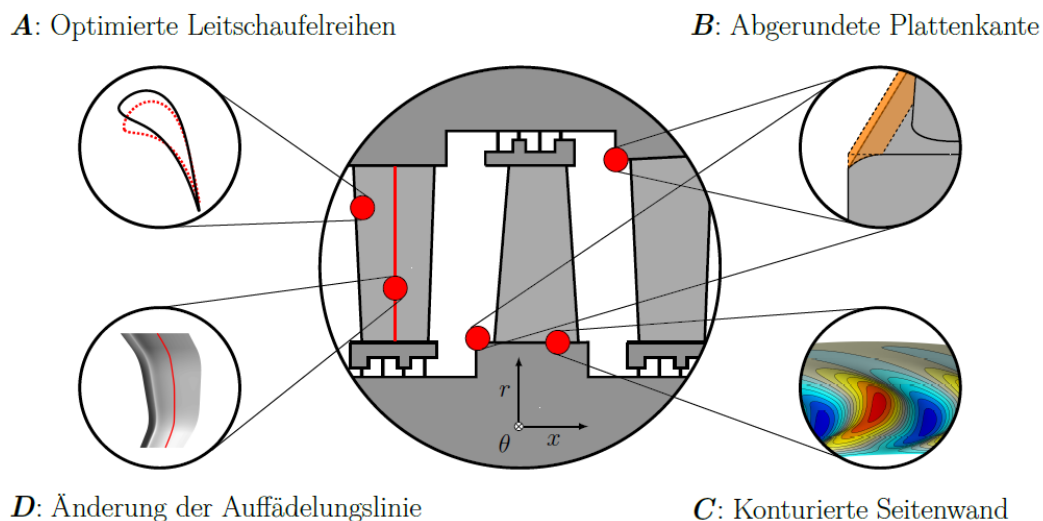


Abbildung 8.1: Modifikationen der Beschaukelungen des optimierten Testfall aus Hoffmann (2017)

8.1 Modifikationen des optimierten Testfalles

Die Optimierungsergebnisse der oben genannten Arbeiten und die Optimierungsergebnisse der vorliegenden Arbeit wurden zu einer ganzheitlichen Optimierung des Schaufelpfades zusammengeführt. So enthält der optimierte Testfall neben konturierten Seitenwänden leicht veränderte Auffädellinien, eine abgerundete Fußvorderkante sowie optimierte Leitschaufeln, wobei jedoch der Metallwinkel und somit der ideale Abströmwinkel der Leitreihen gleich gehalten wurde. Um die Anzahl der Optimierungsparameter im Verlauf des Optimierungsprozess und damit die nötige Rechenzeit nicht zu groß werden zu lassen, sind konturierte Seitenwände in den Leitschaufeln lediglich an der gehäuseseitigen Seitenwand und in den Laufreihen nur an den nabenseitigen Seitenwänden implementiert. Die Entscheidung ist mit einer Betrachtung der umfangsgemittelten strömungsgerichteten Wirbelstärke des Referenztestfalles zu begründen, welche in Abb. 8.2 abgebildet ist. Es ist leicht zu erkennen, dass die Gebiete der höchsten strömungsgerichteten Wirbelstärke an den später konturierten Seitenwänden vorhanden sind. Damit liegt an diesen Seitenwänden das größte Optimierungspotential. Aufgrund des geringen Potentials der anderen Seitenwände ist dieses Vorgehen im Hinblick auf ressourcenschonenden Umgang mit CPU-Stunden sinnvoll. Die Optimierungen aus Abb. 8.1 sind in alle vier Stufen eingebaut.

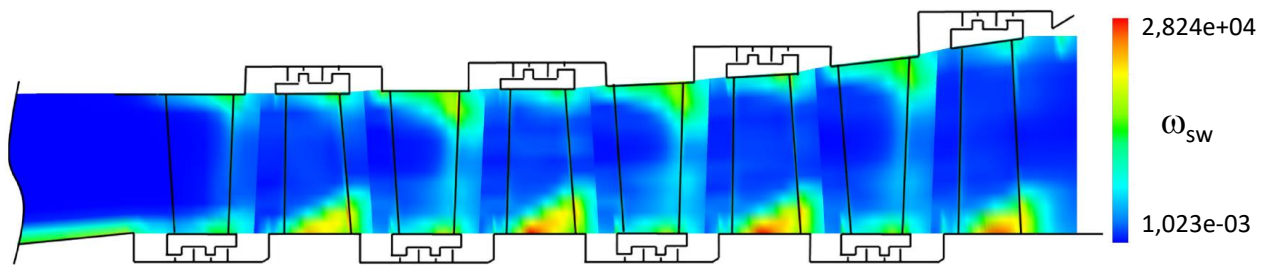


Abbildung 8.2: Umfangsgemittelte strömungsgerichtete Wirbelstärke der 4-stufigen Referenzturbinen aus Rohrssen (2016)

Der optimierte Testfall soll zeigen, dass das bereits im Referenztestfall verwendete numerische Setup sowohl für klassische Beschaufelungen als auch für optimierte Beschaufelungen mit hohen Druckzahlen gültig ist. Sowohl das numerische Setup als auch die Vernetzungsstrategie entsprechen exakt dem Vorgehen für den Referenztestfall. Durch die Validierung einer optimierten und einer nicht-optimierten Turbinenkonfigurationen mit demselben Setup und derselben Vernetzung kann nachgewiesen werden, dass mit dem Setup ermittelte numerische Optimierungsergebnisse qualitativ und quantitativ korrekt sind. Dies ist ein wichtiger Baustein hinsichtlich eines numerischen Prüfstandes, um teure experimentelle Untersuchungen verringern zu können.

8.2 Stabilität des Betriebspunktes

Analog zu den Ergebnissen aus Abschn. 5.4 ist auch eine Betrachtung der Betriebspunktstabilität für die optimierte Turbine sinnvoll. Mithilfe der Betrachtung kann eine Konsistenz zu den Messergebnissen der Referenzbeschaufelung sichergestellt werden. Abbildung 8.3 zeigt die Betriebspunktstabilität des Turbinenprüfstandes während einer Umfangssondentraverse in der ME 2.21. Für beide Einstellparameter ist erneut eine normalverteilte Gauß-Kurve zu erkennen. Die Abweichung des reduzierten Massenstroms beträgt weniger als $\pm 0,3\%$ und die der Drehzahl ebenfalls weniger als $\pm 0,3\%$ des jeweiligen Nennwertes. Aufgrund dieser geringen Schwankung kann die Betriebspunktstabilität für die Messungen der optimierten Turbine als sehr gut bezeichnet werden.

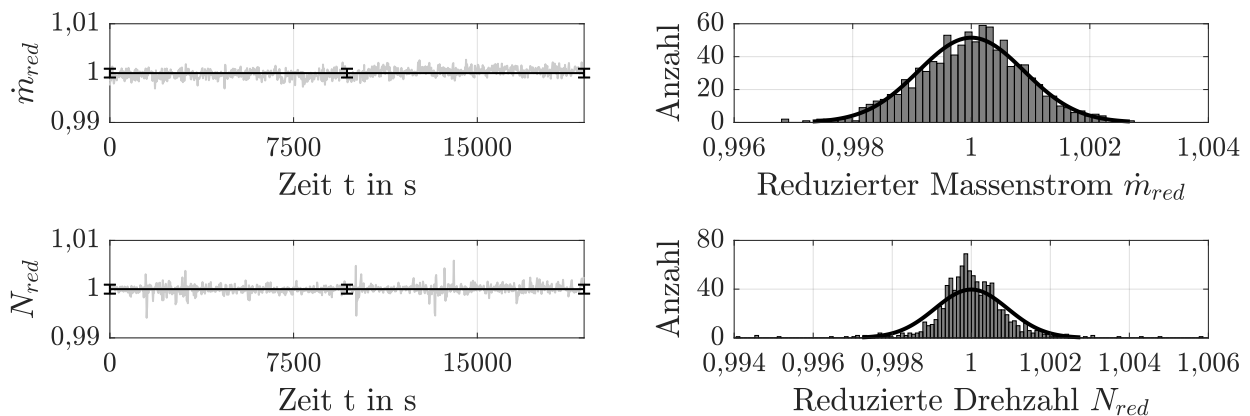


Abbildung 8.3: Stabilität der Einstellparameter am Auslegungspunkt über eine periphere Sondentraverse der optimierten Turbine am 16.10.2018

8.3 Reproduzierbarkeit

Weiterhin wurde für die optimierte Turbine ebenfalls die Reproduzierbarkeit der Wirkungsgradmessungen überprüft, um eine Aussage über die statistische Sicherheit der Messergebnisse machen zu können. Abbildung 8.4 stellt die gemessenen Wirkungsgrade (blaue Punkte mit Fehlerbalken), das 95%-Konfidenzintervall bezogen auf den Absolutwert (graue Schattierung) sowie den Mittelwert der 12 gemessenen Wirkungsgrade (schwarze Linie) dar. Die Normierung der Wirkungsgrade erfolgte analog zur Normierung der Wirkungsgrade für die Referenzturbinen. Erneut entspricht die Größe des 95%-Konfidenzintervalls annähernd der Größe der Messunsicherheit. Im Vergleich zu den Messungen der Referenzturbinen ist das 95%-Konfidenzintervall leicht größer, was auf den geringeren Stichprobenumfang zurückzuführen ist. Aufgrund der geringen Streuung und des relativ kleinen 95%-Konfidenzintervalls ist auch für die optimierte Turbinen eine gute Reproduzierbarkeit der Messungen gegeben. Durch die Betrachtung der Reproduzierbarkeit erhöht sich das Vertrauen in die Messwerte.

8.4 Vergleich der numerischen Ergebnisse mit den Messdaten

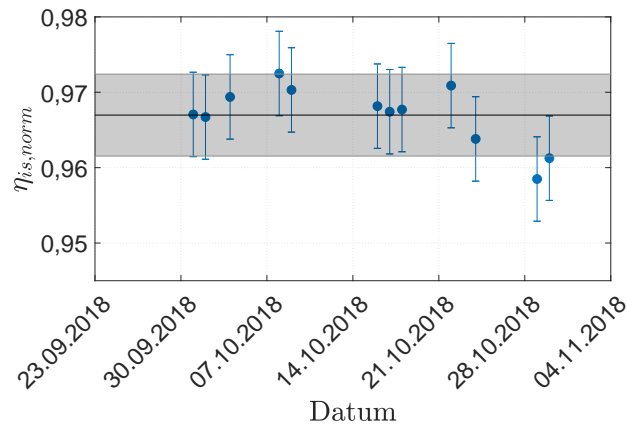


Abbildung 8.4: Reproduzierbarkeit der gemessenen Wirkungsgrade über 12 Messtage am Nennlastpunkt OP12. Der graue Balken zeigt das 95%-Konfidenzintervall des Absolutwertes.

8.4 Vergleich der numerischen Ergebnisse mit den Messdaten

Für die Validierung des numerischen Setups der optimierten Beschau felung wird analog zur Validierung der Referenz turbine lediglich die Nenn drehzahl linie und ausgewählte exemplarische Messebenen am Nennlastpunkt diskutiert. Die Gründe für die Reduktion und die Auswahl der Messebenen sind in Abschn. 5.6 beschrieben. Um eine gute Vergleichbarkeit beider Turbinen zu erzielen, wurde die optimierte Beschau felung an den gleichen Betriebspunkten wie die Referenzbeschau felung vermessen.

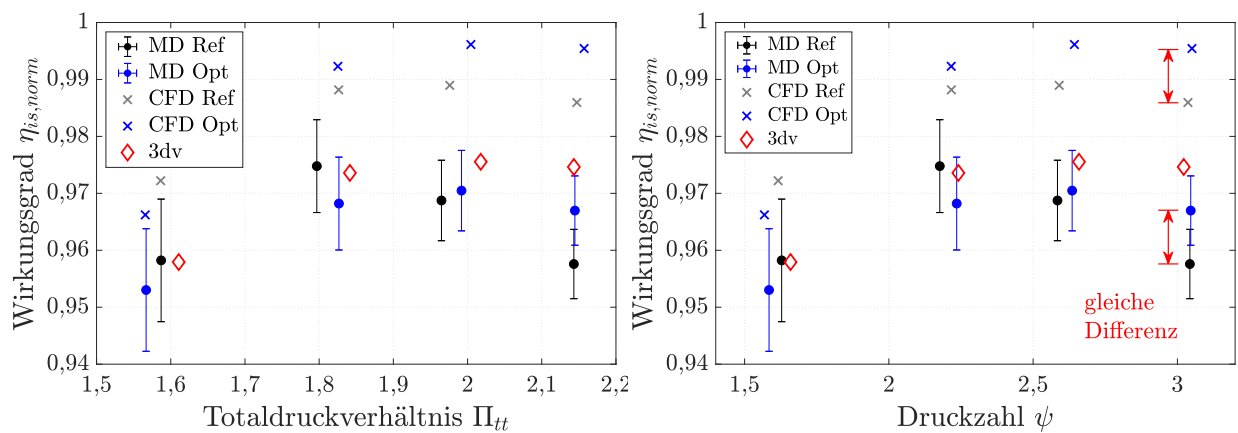
8.4.1 Kennfeldmessungen

Der Vergleich der experimentellen Daten mit den numerischen Vorhersagen für die Nenn drehzahl linie zeigt Abb. 8.5. Neben den bereits bekannten Ergebnissen der Referenzbeschau felung, zeigt die Abbildung weiterhin die Ergebnisse des optimierten Testfalles. Da für die optimierte Variante keine Verlustkorrelationen für das Auslegungstool vorhanden sind, sind lediglich die Ergebnisse des Auslegungstools für die Referenzbeschau felung aufgetragen. Es zeigt sich erneut eine gute Einstellgenauigkeit der Betriebspunkte. Die Abweichungen des experimentellen Totaldruckverhältnisses und der experimentell ermittelten Druckzahl des optimierten Testfalles im Vergleich zur CFD sind vernachlässigbar klein. Die CFD-Vorhersagen zeigen einen Wirkungsgradgewinn für Betriebspunkte mit einem Totaldruckverhältnis über $\Pi_{tt} = 1,8$ und einer Druckzahl $\psi = 2$, darunter liegende Betriebspunkte zeigen einen Wirkungsgradverlust. Die experimentellen Ergebnisse verdeutlichen den gleichen Trend, weisen jedoch erst Wirkungsgradgewinne ab einem Druckverhältnis von $\Pi_{tt} = 1,9$ und der Druckzahl $\psi = 2,4$ nach. Der Vergleich der experimentell ermittelten

8.4 Vergleich der numerischen Ergebnisse mit den Messdaten

Wirkungsgrade liegt jedoch für Druckzahlen $\psi < 2,4$ deutlich innerhalb der Messunsicherheit.

Den quantitativen Vergleich der experimentellen und numerischen Ergebnisse für den optimierten Testfall am Nennlastpunkt (OP12) veranschaulicht Tab. 8.1. Auch hier fällt, analog zu den quantitativen Ergebnissen des Referenztestfalls, eine sehr gute Übereinstimmung der experimentellen Ergebnisse mit den numerischen Daten auf. Nahezu alle betrachteten Ergebnisgrößen zeigen eine Abweichung kleiner 1%. Daher wird auch das numerische Setup der optimierten Variante für integrale Auswertungen als validiert bewertet.



(a) Totaldruckverhältnis über Wirkungsgrad

(b) Druckzahl über Wirkungsgrad

Abbildung 8.5: Kennfeldmessungen (MD) im Vergleich mit den Auslegungsdaten (3dv) und den numerischen Ergebnissen (CFD) für die Nenn Drehzahl. Die Fehlerbalken zeigen das 95%-Konfidenzintervall des Absolutwertes.

Die Ergebnisse des Referenztestfalles in Abschn. 5.6 zeigen mit steigender Druckzahl eine steigende Abweichung des Wirkungsgrades zwischen den numerischen und den experimentellen Ergebnissen, was auf Wärmeverluste, Wärmeströme, Leckagen und Spalt- sowie Mischungsverluste zurückgeführt wird. Dieser Trend manifestiert sich ebenfalls in den Ergebnissen der optimierten Variante, sodass die Annahmen aus den Ergebnissen des Referenztestfalls als korrekt angesehen werden. Die prozentuale Abweichung des experimentellen und numerischen ermittelten Wirkungsgrades der Referenzbeschaufelung liegt im Betriebspunkt OP12 bei $\Delta\eta_{is,norm} = 2,955\%$, die Abweichung der optimierten Turbine bei $\Delta\eta_{is,norm} = 2,944\%$. Der systematische Fehler des Wirkungsgrades durch Mischungsebenen, Leckagen- und Spaltverlusten sowie Wärmeströmen innerhalb des Gehäuses ist daher gleich groß. Es können dadurch mit dem numerischen Modell Betrachtungen der Wirkungsgraddifferenz zwischen dem Referenztestfall und der optimierten Variante durchgeführt werden.

Tabelle 8.1: Ergebnisgrößen für den Nennlastpunkt OP12

Ergebnisgröße	Wert	Einheit	absolute Messunsicherheit	relative Messunsicherheit	CFD	Abweichung CFD
\dot{m}	4,64	$\frac{kg}{s}$	$\pm 0,020$	0,4310 %	4,66	0,513 %
\dot{m}_{red}	5,52	$\frac{kg}{s}$	$\pm 0,035$	0,6340 %	5,54	0,291 %
N	5567,1	min^{-1}	$\pm 0,012$	0,0002 %	5567,1	0,000 %
N_{red}	5748,5	min^{-1}	$\pm 0,033$	0,0006 %	5761,2	0,221 %
$p_{in,t}$	225550,0	Pa	$\pm 69,497$	0,0308 %	225550,7	0,000 %
$T_{in,t}$	387,4	K	$\pm 0,411$	0,1061 %	387,4	0,002 %
$p_{out,t}$	105165,6	Pa	$\pm 69,497$	0,0661 %	104559,4	-0,576 %
$T_{out,t}$	319,7	K	$\pm 0,411$	0,1286 %	317,4	-0,711 %
Π_{tt}	2,145	-	$\pm 0,002$	0,0932 %	2,157	0,581 %
ψ	3,046	-	$\pm 0,063$	2,0682 %	3,051	0,148 %
$\eta_{is,norm}$	0,9670	-	$\pm 0,0061$	0,6370 %	0,9954	2,944 %

8.4.2 Strömungsfeldmessungen

Die Abb. 8.6 zeigt, analog zu den Darstellungen aus Abschn. 5.6.2, die radialen Verläufe des Totaldruckverlustbeiwertes und des statischen Drucks in ME 2.22 am Nennlastpunkt. Wie in den integralen Kennfelderergebnissen werden die Auslegungsdaten, die numerischen und experimentellen Daten der Referenzturbinen und der optimierten Variante in ein Verhältnis gesetzt. Zunächst ist eine gute Übereinstimmung der numerischen Daten mit den Messdaten der optimierten Turbinen erkennbar. Dies zeigt sich durch die Lage der numerischen Daten innerhalb des 95%-Konfidenzintervalls der Messdaten. Die Betrachtung des Totaldruckverlustbeiwertes zeigt darüber hinaus eine Verschiebung der nabenseitigen Verlustkerne in Richtung Nabe. Der dadurch entstandene größere Bereich ungestörter Kernströmung stellt ein Ziel der durchgeführten ganzheitlichen Optimierung dar.

Abbildung 8.7 stellt die Ergebnisse hinsichtlich der Auswerteparameter Abströmwinkel und Mach-Zahl dar. Analog zu den Ergebnissen der Referenzturbinen zeigen die numerischen Daten einen Bereich geringer Mach-Zahl auf ca. 30% relativer Kanalhöhe und darüber hinaus auf ca. 85% relativer Kanalhöhe, welche in den experimentellen Daten nicht erkenntlich sind. Dies ist erneut auf die radiale Größe des Verlustkerns, die Sondenkopfgröße und den Einfluss der Sonde auf das Strömungsfeld zurück zu führen (vgl. Abschn. 5.6.2). Eine verbesserte Übereinstimmung kann durch die Modellierung der Sonde im numerischen Modell erzielt werden. Der Vergleich der Totaldruckverlustbeiwerte deutete bereits auf die Wirkung der Optimierungen hin, da das Sekundärströmungsgebiet von ca. 35% Kanalhöhe auf ca. 25% relativer Kanalhöhe verschoben ist (vgl. Markierungen in Abb. 8.6). Dieses Verhalten wird auch im Vergleich der numerischen Mach-Zahl Verläufe sichtbar. Das Gebiet geringer Mach-Zahl ist um ca. 5-7% radial in Richtung Nabe verschoben.

8.4 Vergleich der numerischen Ergebnisse mit den Messdaten

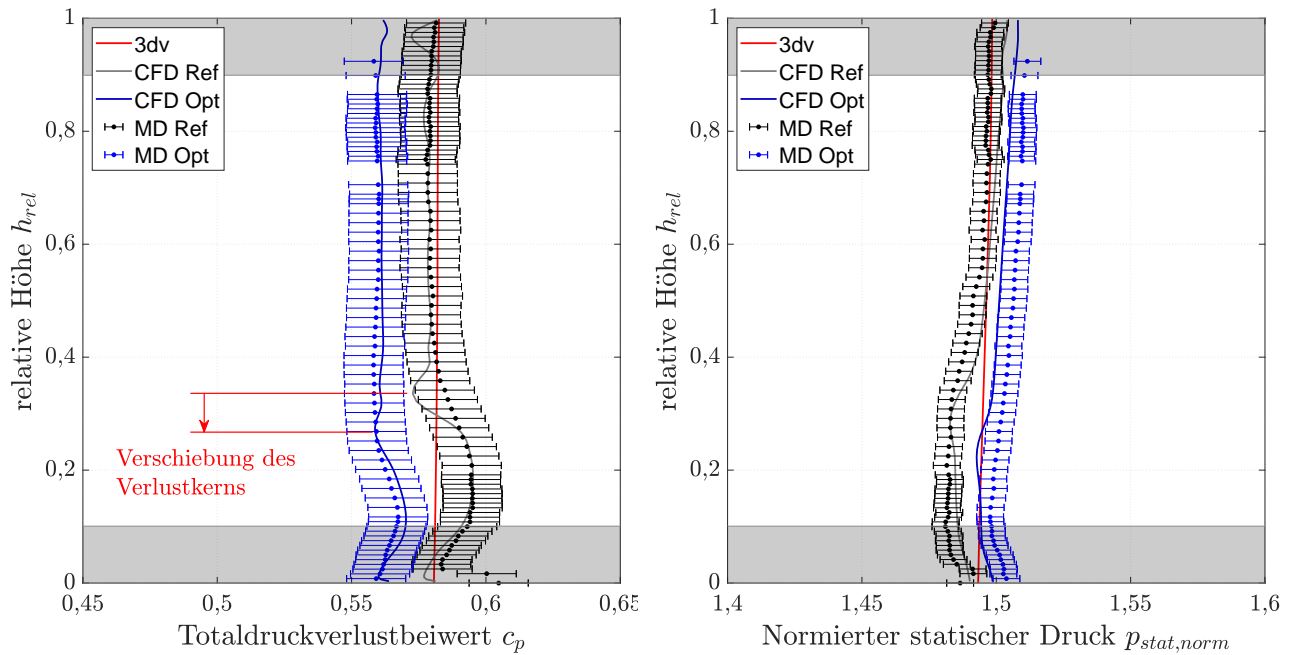


Abbildung 8.6: Totaldruckverlustbeiwert und statischer Druck der Messdaten (MD), der Auslegungsdaten (3dv) und der CFD in ME2.22 für OP12.

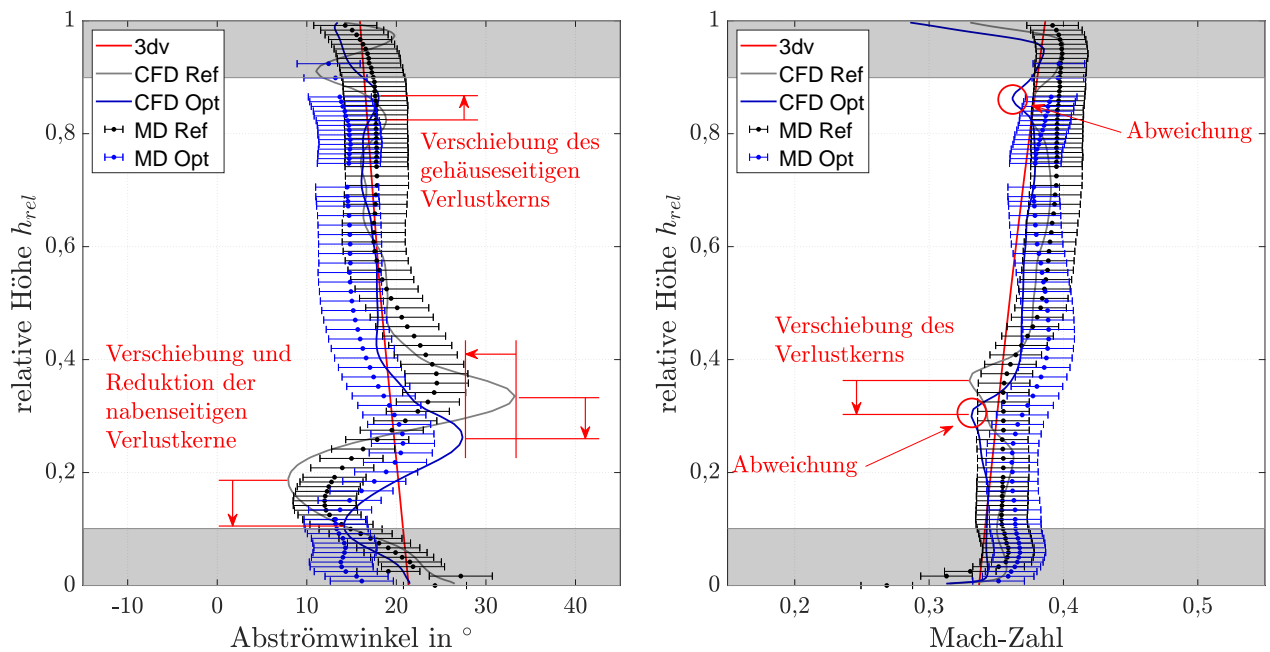


Abbildung 8.7: Sondenmessungen (MD) des Abströmwinkels und der Mach-Zahl in ME2.22 im Vergleich mit den Auslegungsdaten (3dv) und der CFD für OP12. Die Fehlerbalken zeigen das 95%-Konfidenzintervall des Absolutwertes.

8.4 Vergleich der numerischen Ergebnisse mit den Messdaten

Der Abströmwinkel zeigt die für die Referenzturbinen bereits beschriebenen Abweichungen der Mehr- und Minderumlenkung im Bereich der nabenseitigen Verlustkerne, welche erneut mit einer stärkeren Vorhersage der Sekundärströmungen in numerischen Untersuchungen und die fehlende Sonde im numerischen Modell begründet wird. Die radiale Lage der Verlustkerne stimmen jedoch zwischen den numerischen und den experimentellen Daten überein. Es ist sowohl an den Messdaten als auch an den numerischen Daten erkennbar, dass die Optimierungen die Sekundärströmungsgebiete sowohl radial in Richtung des Seitenwandbereichs verschoben haben als auch die Ausprägung der Verlustkerne deutlich reduziert haben (vgl. Verschiebungen in Abb. 8.7). Dies zeigt, dass es möglich ist einige Optimierungseinflüsse messtechnisch zu erfassen. Die durch den Hufeisenwirbel induzierte Mehr- und Minderumlenkung erfährt eine deutliche Verringerung. Durch die Verschiebung der Wirbelgebiete in Richtung Seitenwand wird der Bereich der ungestörten Kernströmung signifikant vergrößert.

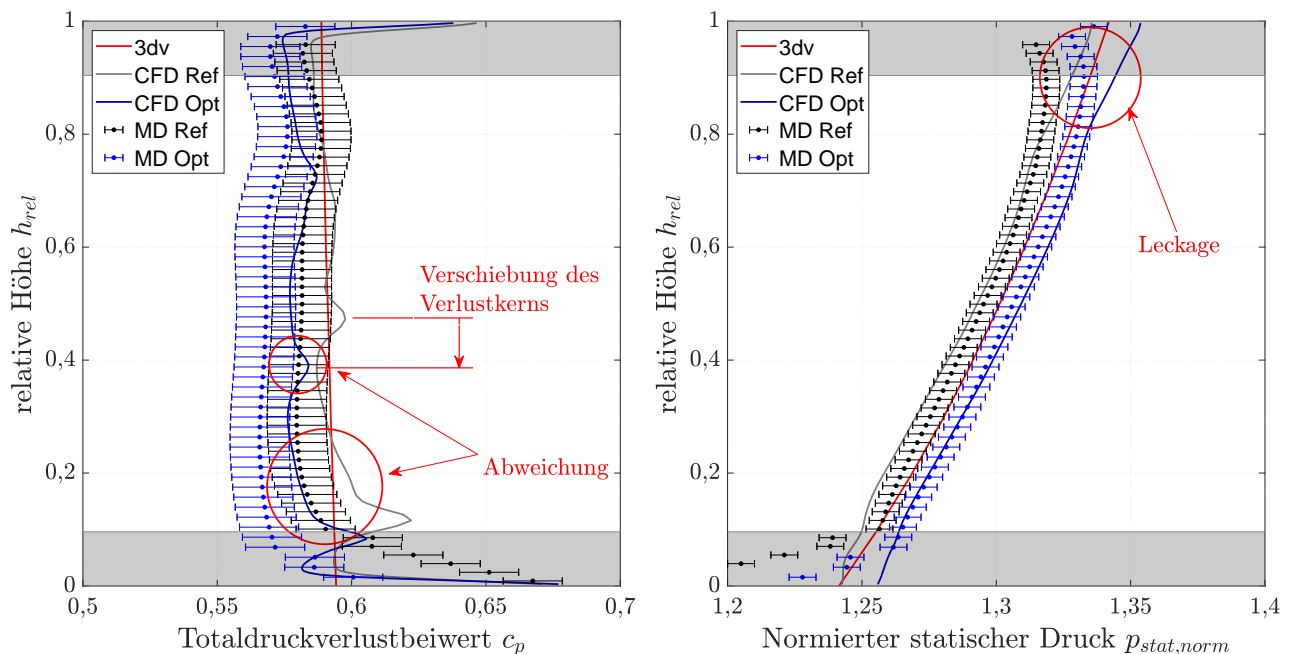


Abbildung 8.8: Umfangsmittelung des Totaldruckverlustbeiwertes und des statischen Druckes der Sondenmessungen (MD), der Auslegungsdaten und der CFD in ME2.31 für OP12. Die Fehlerbalken zeigen das 95%-Konfidenzintervall des Absolutwertes.

Die Abb. 8.8 illustriert den Vergleich des Totaldruckverlustbeiwertes und des statischen Druckes der umfangsgemittelten experimentellen und numerischen Ergebnisse des optimierten Testfalles über die relative Kanalhöhe in ME 2.31. Beide Darstellungen zeigen Analogien zu den Ergebnissen des Referenztestfalles auf. Die numerischen Ergebnisse des statischen Druckes haben aufgrund der Lage innerhalb des 95%-Konfidenzintervalls der Messdaten eine gute Übereinstimmung bis zu einer Kanalhöhe von ca. 80%. In diesem Bereich zeigt

8.4 Vergleich der numerischen Ergebnisse mit den Messdaten

sich erneut eine Abweichung, die auf eine leichte Undichtigkeit des Sondenverstellgerätes zurück zu führen ist (vgl. Schmalz (2017) und Abb. 5.7). Der Totaldruckverlustbeiwert hat ebenfalls analog zu den Ergebnissen des Referenztestfalls Abweichungen im Bereich der Verlustkerne. Diese können mit der geringen radiale Größe des Verlustkerns im Vergleich zur Sondenkopfgröße sowie der Versperrung des Strömungskanals durch die eingebrachte Sonde begründet werden (vgl. Abschn. 5.6.2 und Abb. 5.7). Die anderen Bereiche zeigen aufgrund der Übereinstimmung der numerischen Daten mit dem 95%-Konfidenzintervall der Messdaten eine gute Übereinstimmung auf.

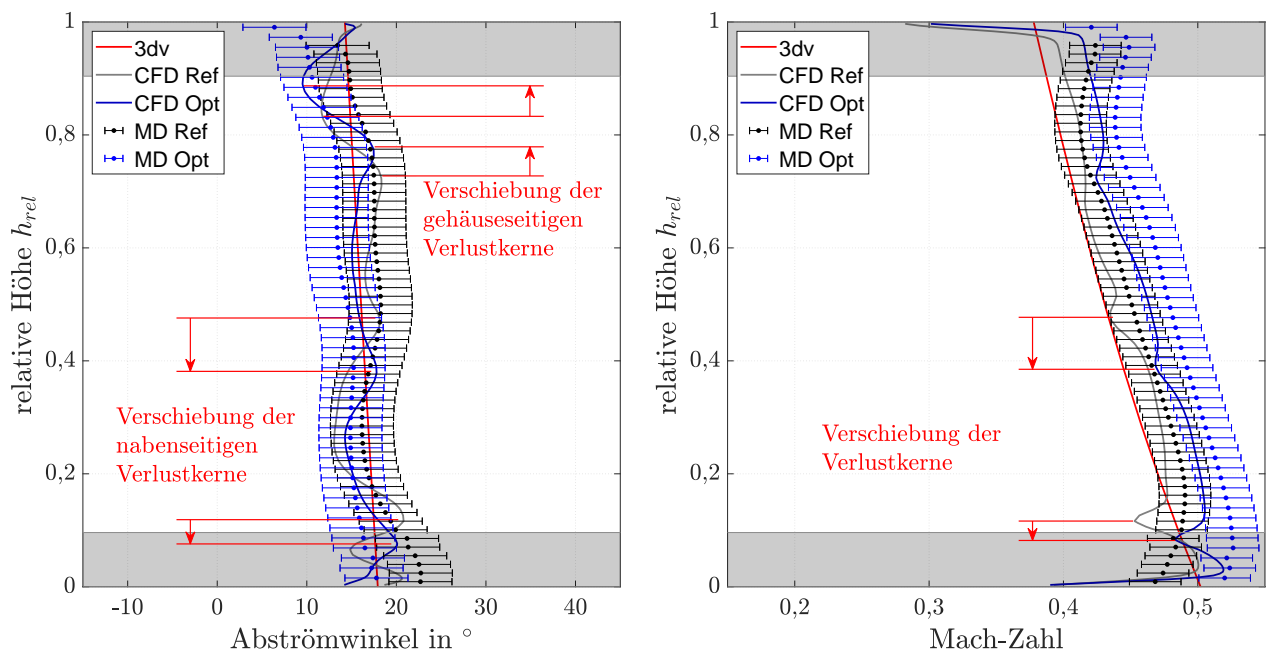


Abbildung 8.9: Umfangsmittelung der Sondenmessungen (MD), der Auslegungsdaten und der CFD des Abströmwinkels und der Mach-Zahl in ME2.31 für OP12. Die Fehlerbalken zeigen das 95%-Konfidenzintervall des Absolutwertes.

Die Ergebnisse der Messungen und der Vergleich mit den numerischen Daten des Abströmwinkels und der Mach-Zahl zeigt Abb. 8.9. Es ist eine hohe Übereinstimmung der Messdaten und der CFD im Hinblick auf den Abströmwinkel vorhanden, alle numerischen Ergebnisse liegen innerhalb des 95%-Konfidenzintervalls. Jedoch wird die Mehr- und Minderumlenkung der Strömung durch die Sekundärströmungen im Bereich zwischen 10% und 40% Kanalhöhe in der umfangsgemittelten Messung nicht erfasst. Die Messdaten der Mach-Zahl weisen ebenfalls eine gute quantitative Übereinstimmung mit den Ergebnissen der CFD Simulationen auf. Durch die geringen Auswirkungen der Sekundärströmungen und die Größe der Messunsicherheit können die Effekte in den umfangsgemittelten Daten nicht so gut wiedergegeben werden, wie es die radialen Messungen erlauben. Die geringen Abweichungen zwischen der CFD und den Messdaten konnten erneut erzielt werden und

die vorhandenen Abweichungen auf die gleichen Gründe wie in der Referenzbeschaufelung zurückgeführt werden (vgl. Abschn. 5.6.2).

Die Betrachtung der numerischen Daten erlaubt jedoch auch hinter der Leitreihe eine Bewertung der Optimierungseinflüsse. Durch die eingebrachten Veränderungen schiebt sich das nabenseitige Sekundärströmungsgebiet weiter in Richtung Nabe, visualisiert durch die Markierungen in Abb. 8.9. Der Bereich geringer Mach-Zahl, welches ebenfalls ein Sekundärströmungsgebiet kennzeichnen kann, wird durch die geometrischen Veränderungen des optimierten Testfalles von ca. 12% auf ca. 8% relative Kanalhöhe verschoben. Weiterhin wird ein Verlustkern von 45% relativer Kanalhöhe auf 35% relative Kanalhöhe verschoben, ein weiterer Verlustkern von 75% auf 80% relative Kanalhöhe. Der Bereich der ungestörten Kernströmung wird somit auch hinter den Leitreihen vergrößert.

Der Vergleich der experimentellen Daten mit den numerischen Daten der Strömungsfeldmessungen für die optimierte Turbine zeigt ein nahezu analoges Verhalten zu den Ergebnissen der Referenzvariante. Der Großteil der numerischen Daten liegt innerhalb des 95%-Konfidenzintervalls der Messdaten, während die weiterhin existierenden Abweichungen analog zu den Abweichungen des Referenztestfalles erklärbar sind (vgl. Abschn. 5.6.2), da diese an den gleichen Positionen existieren. Auch für die optimierte Variante könnte daher durch die Modellierung der Sonde im numerischen Setup eine Verbesserung der Übereinstimmung erzielt werden. Da dies jedoch erhebliche numerische Kosten mit sich bringt wird in dieser Arbeit darauf verzichtet. Die numerischen Ergebnisse zeigen bereits erkennbare Einflüsse der Optimierungen; die Vergleiche der gemessenen Abströmwinkel in ME 2.22 weisen einen Einfluss der Optimierungen messtechnisch nach. Durch die bestehende Analogie zu den Strömungsfeldergebnissen der Referenzvariante wird auch das numerische Setup der optimierten Variante als zuverlässig betrachtet und für die physikalische Erläuterung der strömungsmechanischen Güte verwendet.

8.4.3 Profildruckmessungen

Um die Qualität der numerischen Simulationen nicht nur anhand integraler Werte über die Kennfeldmessungen und Strömungsfeldmessungen an den Messebenen bewerten zu können, wurden in der optimierten Turbine in einzelnen Leitreihen Profildruckmessstellen eingebracht (vgl. Abschn. 4.3). Durch einen Vergleich der Profildruckmessstellen mit den numerischen Ergebnissen an gleicher Stelle wird die Güte der Simulationen weiter abgesichert. Abbildung 8.10 zeigt exemplarisch für die optimierte Turbine die gemessenen Profildruckverteilung im Vergleich zu den numerischen Ergebnissen der dritten Leitreihe auf 85% relativer Kanalhöhe am Betriebspunkt OP12. An nahezu allen Messpositionen stimmt der gemessene Druck mit den numerischen Ergebnissen überein. Lediglich bei ca. 10% axialer Sehnenlänge ist saugseitig eine geringe Abweichung zwischen den Messwerten und den numerischen Daten festzustellen. Auch der Umschlagpunkt des Drucks und der Punkt niedrigsten Druckes wird in der Simulation sehr gut getroffen. Neben dem Vergleich aus den Sondenmessungen verdeutlicht diese Übereinstimmung die hohe Qualität des nu-

merischen Modells. Der Nachweis einer realitätskonformen simulierten Strömung, nicht nur integral und zwischen den einzelnen Schaufelreihen, sondern auch in den Schaufelpassagen ist durch den gezeigten Vergleich erbracht.

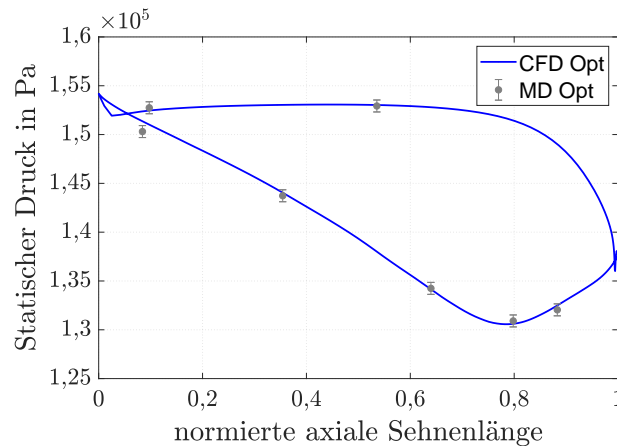


Abbildung 8.10: Vergleich der gemessenen Profildruckverteilung mit den numerischen Ergebnissen (CFD) auf 85% relativer Kanalhöhe für und OP12. Die Fehlerbalken zeigen das 95%-Konfidenzintervall des Absolutwertes.

8.5 Physikalische Erläuterung der strömungsmechanischen Güte

Die vorhergehenden Kapitel dieser Arbeit zeigten einen Wirkungsgradgewinn über einen weiten Betriebsbereich durch die ganzheitlich optimierte Turbine. Die Vergleiche der experimentellen und numerischen radialen Verläufe des Totaldruckverlustbeiwertes, des statischen Druckes, des Abströmwinkels sowie der Mach-Zahl geben aufgrund der erkennbaren Verschiebung der Verlustkerne erste Ansätze für physikalische Erklärungen dieses Wirkungsgradgewinnes. Bevor die Erläuterung anhand der numerischen Daten fortgesetzt wird, gilt es zunächst, die aufgrund der im Vorfeld dieser Arbeit erhöhten Schaufelbelastung erhöhten Sekundärströmungen durch die numerischen Untersuchungen nachzuweisen. Der ausführliche Nachweis der Validierung des numerischen Setups der 7-stufigen Basisbeschaufelung sowie eine Netzstudie kann Kwitschinski et al. (2016) entnommen werden. Abbildung 8.11 zeigt die strömungsgerichtete Wirbelstärke im Schaufelpfad der zweiten Laufreihe für beide Konfigurationen. In beiden Darstellungen ist die Ausbildung des nabenseitigen druckseitigen Hufeisenastes sehr gut zu erkennen. Aufgrund der Besonderheiten der Beschaufelung (vgl. Abschn. 8.1) ist in der Laufbeschaufelung der nabenseitig entspringende, druckseitige Hufeisenast der signifikanteste Wirbel der Sekundärströmungen, weshalb diese Art der Darstellung gewählt wurde. Neben dem Verlauf der Wirbel ist durch die Größe der Wirbel die Stärke der Sekundärströmungen abzuleiten. Es ist leicht zu erkennen, dass in der 4-stufige Referenzbeschaufelung ein signifikant stärkerer Hufeisenwirbel vorhanden ist.

Die strömungsgerichtete Wirbelstärke in der Abströmfläche der zweiten Laufreihe ist in der 4-stufigen Turbine um 39% größer. Die These, dass eine Erhöhung der Schaufelbelastung erhöhte Sekundärströmungen induziert, kann damit als nachgewiesen betrachtet werden.

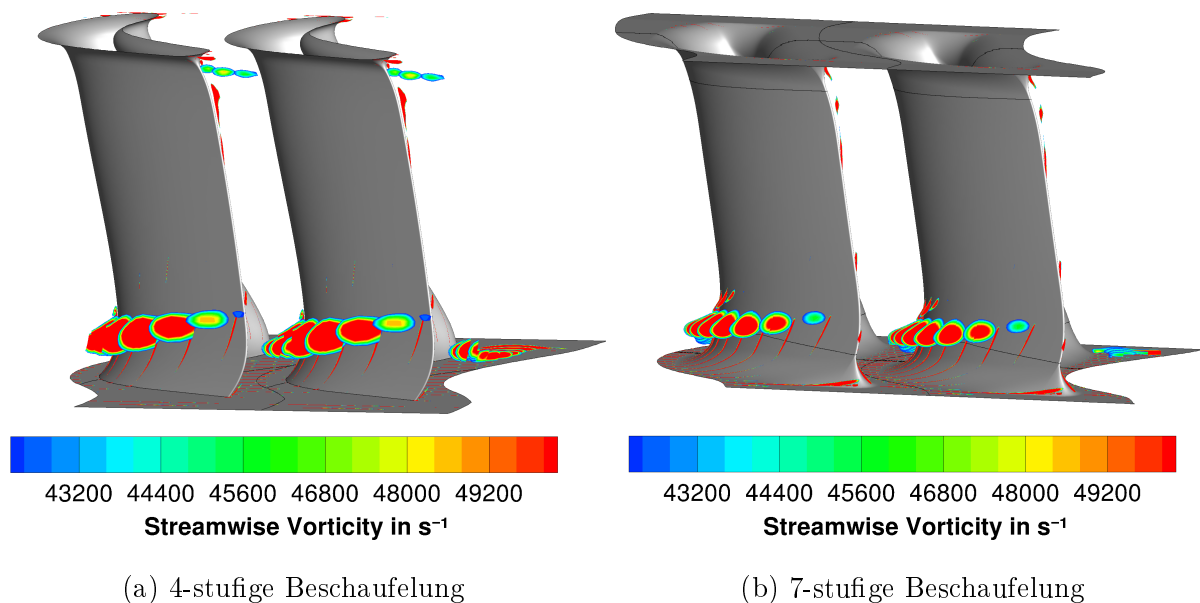


Abbildung 8.11: Nachweis erhöhter Sekundärströmungen im Strömungskanal der Laufreihe 2 mithilfe der strömungsgerichteten Wirbelstärke für den Nennlastpunkt

Der Verlauf und die Ausprägung des nabennahen, druckseitigen Hufeisenastes in der zweiten Laufreihe zeigt Abbildung 8.12 in der Frontansicht. Die linke Seite zeigt die Ausprägung für die Referenzbeschaufelung, während die rechte Seite die Ausprägung der optimierten Beschau felung darstellt. In beiden Testfällen ist der nabenseitig entspringende, druckseitige Hufeisenast gut zu erkennen. In axialer Richtung steigt der Wirbel in Richtung Kanalmitte an und wird aufgrund des Druckgradienten zwischen Druck- und Saugseite der Beschau felung früh in der Umfanga position verändert und in Richtung Saugseite gedrückt. Der Hufeisenwirbel des optimierten Testfalles ist deutlich kleiner ausgeprägt als der des Referenztestfalles. Weiterhin ist zu erkennen, dass die Einlaufgrenzschicht im optimierten Fall erst deutlich später ausgeprägt ist. Die dargestellte Skalierung der strömungsgerichteten Wirbelstärke zeigt lediglich eine sehr schwache Ausprägung der Zuströmgrenzschicht, wohingegen die Grenzschicht des Referenzfalles deutlich zu erkennen ist. Die Abbildungen belegen daher, dass die durchgeführten Optimierungen für eine geringere Zuströmgrenzschicht und damit für eine geringere Ausprägung des dominanten Wirbels in der zweiten Laufreihe der Turbinenbeschau felung sorgt.

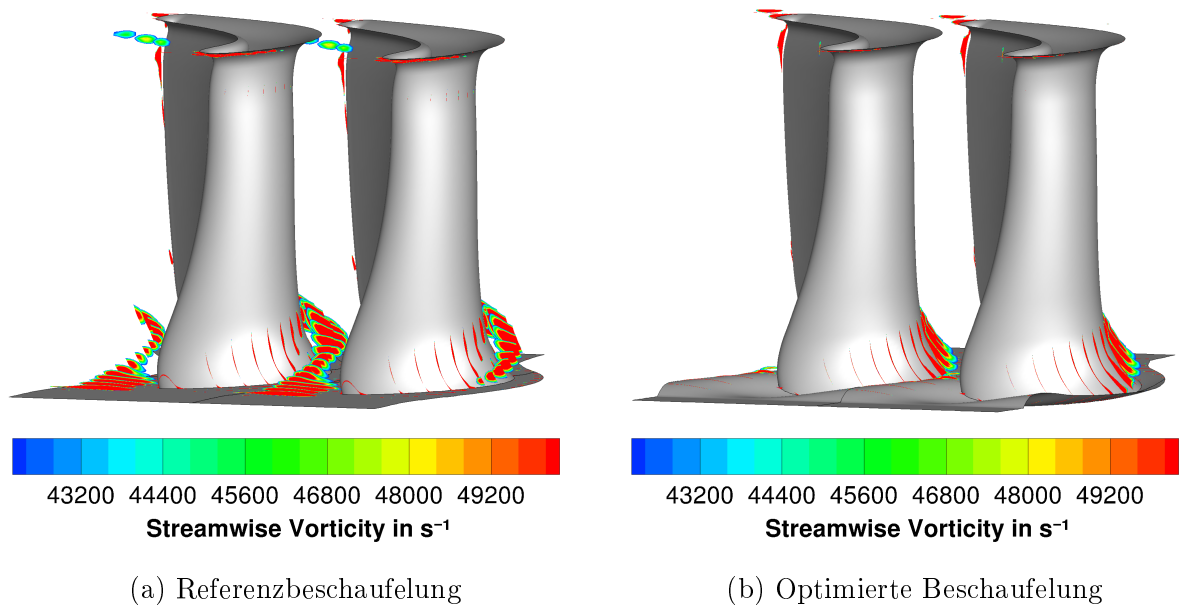


Abbildung 8.12: Darstellung der Wirbelausbildung im Strömungskanal der Laufrihe 2 mit-hilfe der strömungsgerichteten Wirbelstärke für OP12, Frontansicht

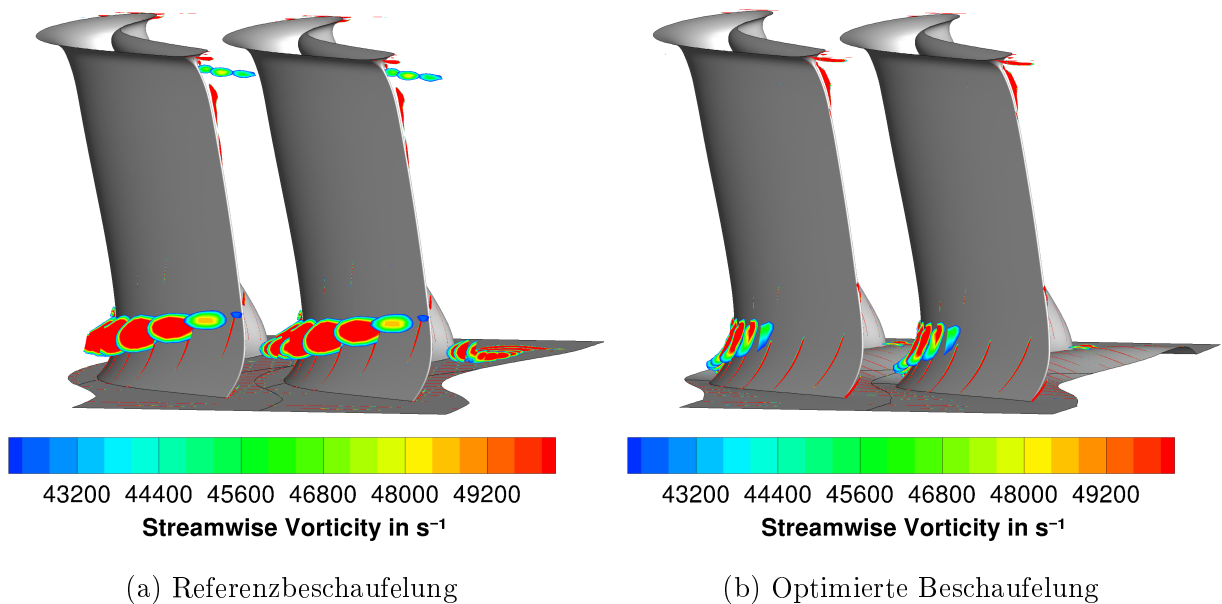


Abbildung 8.13: Darstellung der Wirbelausbildung im Strömungskanal der Laufrihe 2 mit-hilfe der strömungsgerichteten Wirbelstärke für OP12, Rückansicht

Die Rückansicht der strömungsgerichteten Wirbelstärke zeigt Abb. 8.13. Erneut ist auf der linken Seite der Referenztestfall und auf der rechten Seite der optimierte Testfall abgebildet. Der druckseitige Ast des Hufeisenwirbels ist in beiden Testfällen gut zu erkennen. Auch hier ist die deutliche später entwickelte Zuströmungsgrenzschicht zu Beginn des Schaukelkanals ersichtlich. Der Hufeisenwirbel ist dadurch schmaler und liegt darüber hinaus enger an der Saugseite der Nachbarschaufel an. Bei genauer Betrachtung der Hufeisenwirbel kann weiterhin festgestellt werden, dass der Wirbel des optimierten Testfalles radial weniger stark in die Kanalmitte getrieben wird. Dieses Verhalten zeigten bereits die Betrachtungen des Abströmwinkels in der ME 2.22 (vgl. Abb. 8.7). Der Bereich ungestörter Kernströmung wird damit deutlich vergrößert, was eine physikalische Begründung für die erzielten Wirkungsgradgewinne darstellt. Da beide Untersuchungen am gleichen Betriebspunkt durchgeführt wurden, ist die Veränderung des Hufeisenwirbels auf die eingeführten Modifikationen zurückzuführen. Betrachtet über die gesamte ME 2.22 wird die gemittelte strömungsgerichtete Wirbelstärke durch die ganzheitliche Optimierung um mehr als 46% reduziert.

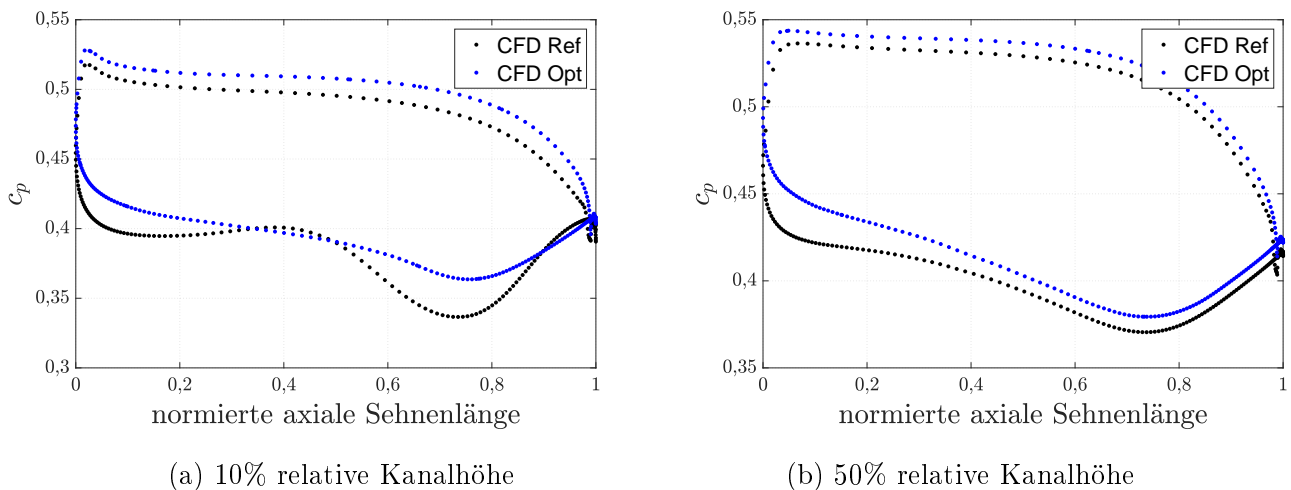


Abbildung 8.14: Vergleich der numerischen Profildruckverteilungen (c_p -Wert) der zweiten Laufreihe

Neben den Strömungsfeldmessungen und der Wirbelauswertung anhand der numerischen Ergebnisse ist die Betrachtung von Profildruckverteilungen ein weiterer interessanter Punkt im Hinblick auf die strömungsmechanische Güte des optimierten Testfalles. Die Übereinstimmung der numerischen Ergebnisse mit den experimentellen Untersuchungen wurde bereits in Abschn. 8.4 gezeigt. Abbildung 8.14 zeigt den Vergleich der numerischen Profildruckverteilungen der zweiten Laufreihe für beide Testfälle, links auf 10% relativer Kanalhöhe, rechts auf 50% relativer Kanalhöhe. Im Mittenschnitt der Beschaufelung ist kaum eine Veränderung des Profildrucks durch die Modifikationen erkennbar. Es ist lediglich eine leichte Erhöhung des c_p -Wertes entstanden. Eine deutlich bessere Profildruckverteilung

zeigt der optimierte Testfall im nabennahen Bereich auf 10% relativer Kanalhöhe. Hier wurde die deutlich inhomogene Verteilung des c_p -Wertes der Saugseite eliminiert und damit eine deutliche bessere Strömungsführung erzielt. Weiterhin ist eine leichte Verschiebung der maximalen Schaufelbelastung nach hinten entstanden, von ca. 72% axialer Sehnenlänge auf ca. 75% axialer Sehnenlänge. Die Verschiebung der Schaufelbelastung nach hinten (Aft-Load Profile) ist ein häufiges Optimierungsziel (vgl. Pöhler et al. 2014).

Die Ausbildung des dominanten Hufeisenwirbels im Strömungskanal der dritten Leitreihe in der Frontansicht ist in Abb. 8.15 dargestellt. Die Referenzturbinen sind auf der linken Seite und die optimierte Turbinen auf der rechten Seite abgebildet. In der Frontansicht kann der Einfluss der vorausgegangenen Laufreihe deutlich beobachtet werden. Durch das, im Unterschied zu der vorher betrachteten zweiten Laufreihe, umgekehrte Vorzeichen der strömungsgerichteten Wirbelstärke werden in dieser Ansicht erneut die nabenseitigen Wirbel dargestellt. Es ist gut zu erkennen, dass die optimierte Laufreihe eine deutlich verringerte nabenseitige Grenzschicht und eine verbesserte Anströmung auf die Leitreihe realisiert. Im Vergleich zur Referenzbeschaufelung wird durch diese Veränderung sowohl der saug- als auch der druckseitige Ast des Hufeisenwirbels stark gehemmt, sodass sich lediglich ein ganz schwacher nabenseitiger Hufeisenwirbel ausbildet. Weiterhin ist auch der deutliche Hinterkantenwirbel der Referenzbeschaufelung sichtbar reduziert.

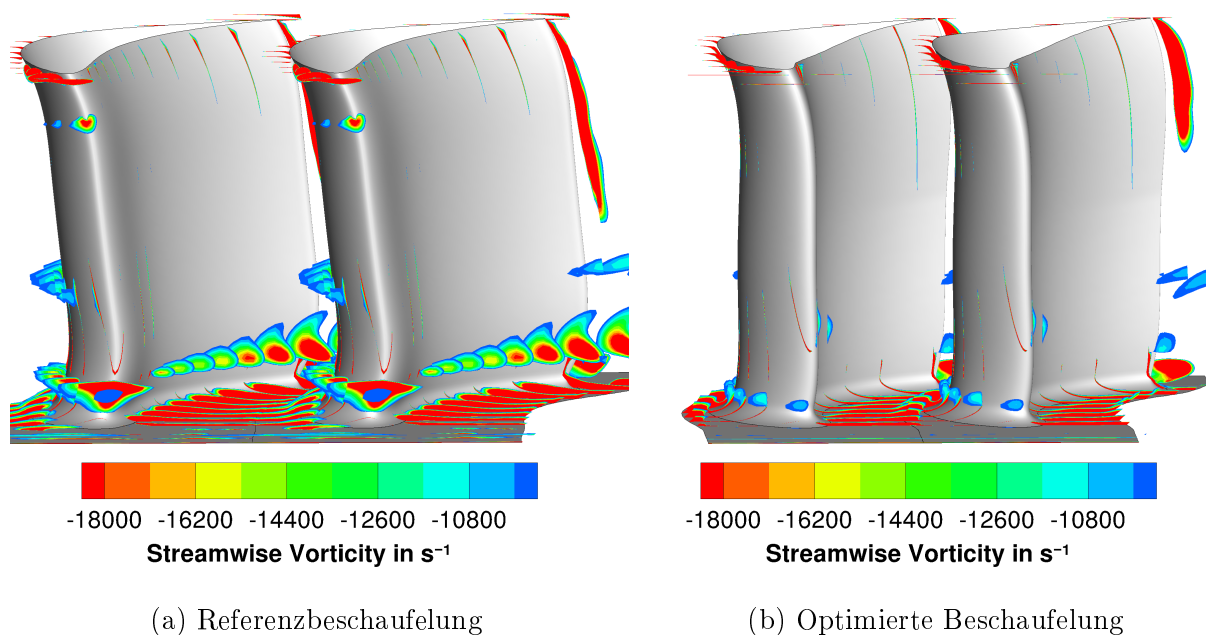


Abbildung 8.15: Darstellung der Wirbelausbildung im Strömungskanal der Leitreihe 3 mithilfe der strömungsgerichteten Wirbelstärke für OP12, Frontansicht.

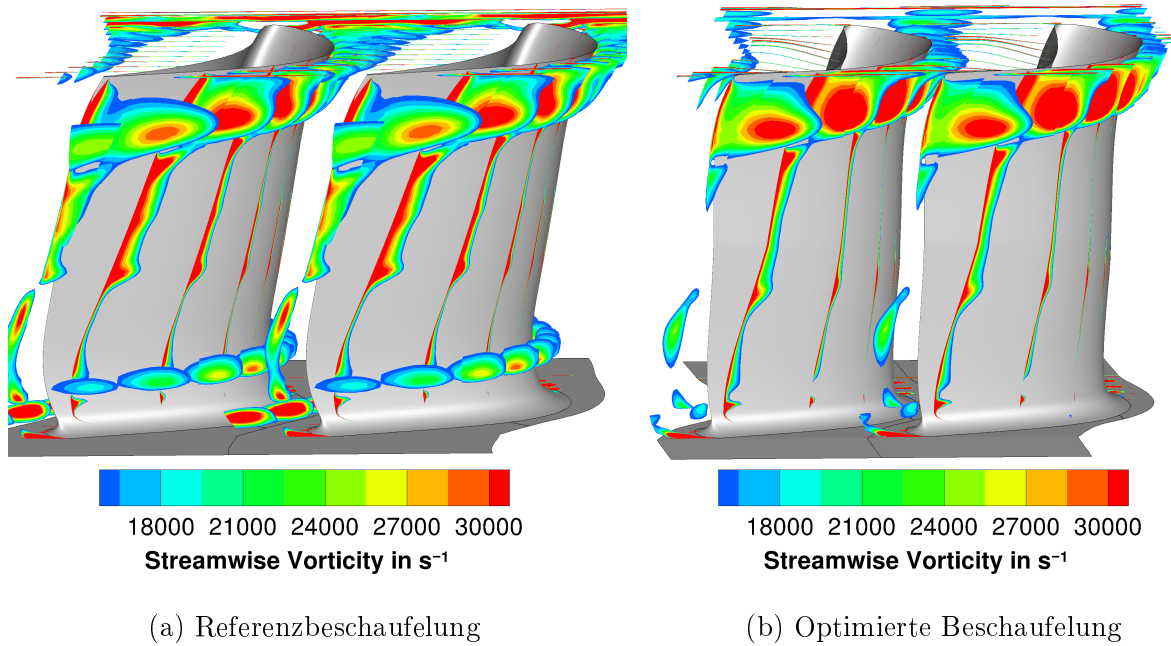


Abbildung 8.16: Darstellung der Wirbelausbildung im Strömungskanal der Leitreihe 3 mithilfe der strömungsgerichteten Wirbelstärke für OP12, Rückansicht.

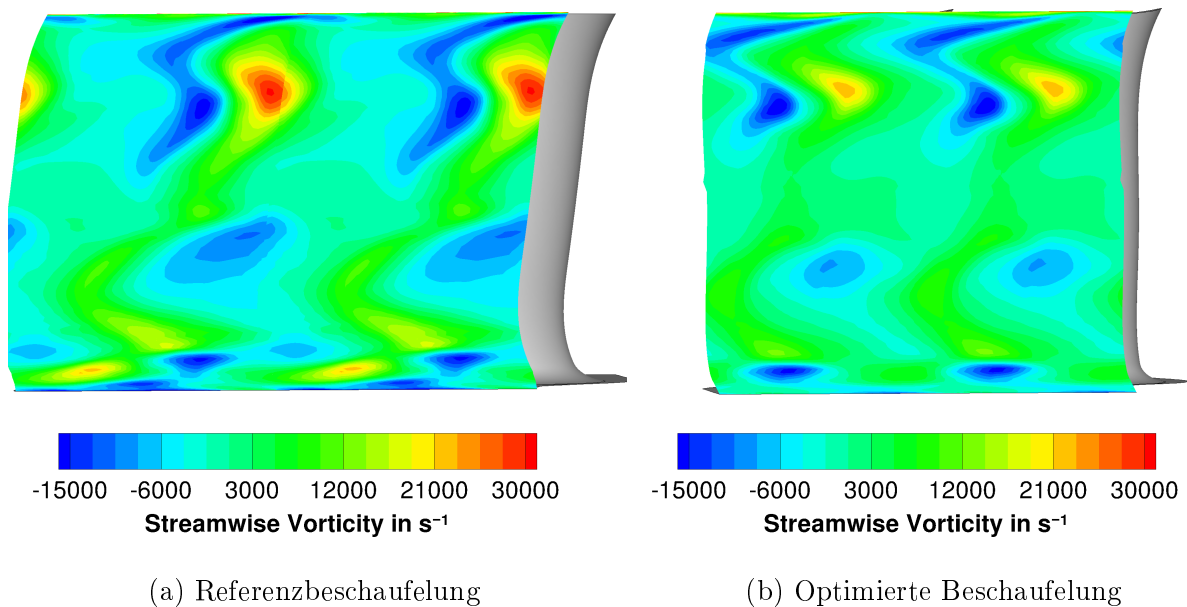


Abbildung 8.17: Konturplot der Wirbelausbildung hinter der Leitreihe 3 mithilfe der strömungsgerichteten Wirbelstärke für OP12, Rückansicht.

Wird nun das Vorzeichen der strömungsgerichteten Wirbelstärke erneut umgekehrt und die dritte Leitreihe in der Rückansicht betrachtet, ergibt sich Abb. 8.16. Durch die Umkehrung des Vorzeichens zeigt sich der gehäuseseitige saugseitige Hufeisenast. Beide verglichenen Beschauelungen induzieren einen stark ausgeprägten Wirbel. Der Wirbel der optimierten Turbine ist zu Beginn des Schaufelkanals stärker ausgeprägt als der Wirbel in der Referenzbeschauelung. Die Modifikationen des optimierten Testfalles sorgen jedoch für ein deutlich schnelleres Abklingen des saugseitigen Hufeisenwirbelastes. Nachdem der engste Querschnitt der Beschauelung durchschritten ist, verliert der Wirbel in der optimierten Beschauelung schnell an strömungsgerichteter Wirbelstärke. Dies ist auch in Abb. 8.17 zu erkennen, welche einen Konturplot der Abströmfläche (ME 2.31) hinter der dritten Leitschaufelreihe zeigt. Die Skalierung der strömungsgerichteten Wirbelstärke in dieser Abbildung wurde so gewählt, dass alle dominanten Wirbel der Sekundärströmungen durch die roten und blauen Bereiche gekennzeichnet sind. Zunächst zeigt sich der beschriebene geringere gehäuseseitige saugseitige Hufeisenwirbelast. Dieser ist durch die Gebiete der höchsten und geringsten strömungsgerichteten Wirbelstärke zu identifizieren und in der optimierten Beschauelung deutlich geringer ausgeprägt als im Referenztestfall. Weiterhin ist eine leichte radiale Verschiebung der Wirbelkerne in Richtung gehäuseseitiger Seitenwand ersichtlich. Auch nabenseitig sind deutlich verringerte Ausprägungen der Wirbelkerne erkennbar. Die nabenseitigen Wirbel sind jedoch generell deutlich geringer ausgeprägt als die gehäuseseitigen (vgl. Kap. 8.1). Es ist aber trotzdem eine reduzierte Ausprägung durch die Modifikationen und eine Verschiebung der Wirbelkerne in Richtung Seitenwand erkennbar. Der integrale Wert des Betrages der strömungsgerichteten Wirbelstärke ist in der Abströmfläche um gut 3% reduziert. Die Modifikationen des optimierten Testfalles sorgen daher auch in den Leitriihen für eine Vergrößerung der ungestörten Kernströmung, Verringerung der Sekundärströmungsgebiete und eine Homogenisierung des Abströmfeldes, haben jedoch vergleichsweise einen deutlich geringeren Einfluss auf den Wirkungsgradgewinn.

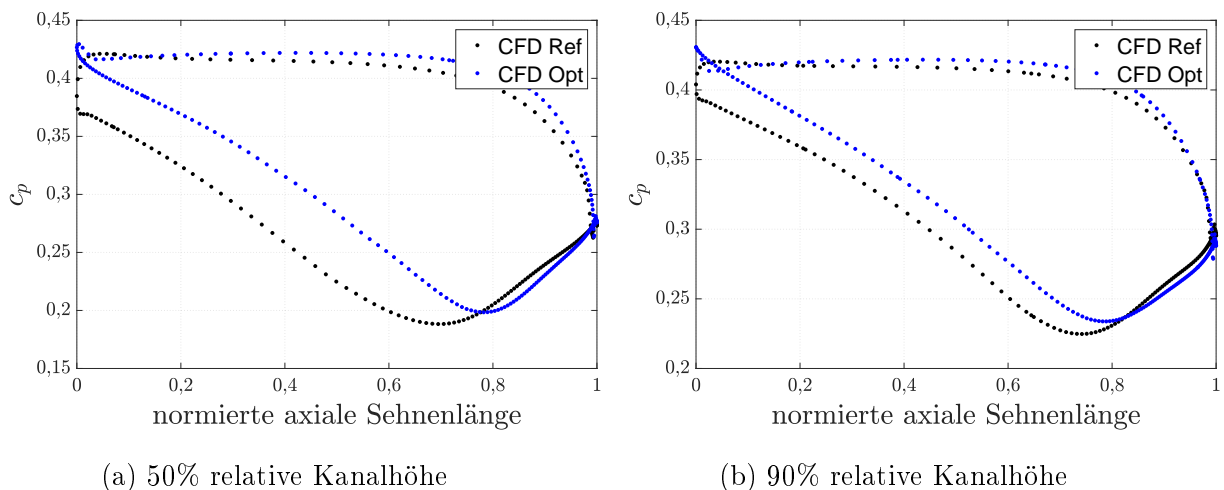


Abbildung 8.18: Vergleich der numerischen Profildruckverteilungen (c_p -Wert) der dritten Leitreihe

8.5 Physikalische Erläuterung der strömungsmechanischen Güte

Da in den Leitreihen die gehäuseseitigen Sekundärströmungen stärker ausgeprägt sind, wird die Betrachtung der Profildruckverteilungen an 50% relativer Kanalhöhe und 90% relativer Kanalhöhe durchgeführt. Ein Vergleich der numerischen Ergebnisse beider Testfälle für die dritte Leitreihe zeigt Abb. 8.18. Auch hier sind die Effekte der Modifikationen zu erkennen, wenn auch nicht so stark wie in den zuvor diskutierten Laufreihen. Da die Verteilungen des c_p -Wertes im Referenztestfall bereits eine homogene Ausprägung besitzen, ist eine weitere Verbesserung der Schaufeldruckverteilung nicht so leicht möglich. Auf beiden gezeigten relativen Kanalhöhen ist eine Verschiebung der Schaufelbelastung in Strömungsrichtung ersichtlich. Somit sorgen die Modifikationen auch in den Leitreihen für eine Optimierung im Sinne der Aftload-Profile.

Die Diskussion der experimentellen Ergebnisse dieser Arbeit und der physikalischen Erläuterung ist für den Betriebspunkt OP12 und die zweite Lauf- sowie dritte Leitreihe durchgeführt worden, da diese exemplarisch für die erzielten Ergebnisse stehen. Weiterhin können an diesem Nennlastpunkt die entstandenen Phänomene am besten demonstriert werden. Es ist zu erwarten, dass mit steigender Druckzahl eine Steigerung des Wirkungsgradgewinnes aufgrund der Modifikationen entsteht, da die höhere Belastung ebenfalls dickere Grenzschichten und damit ein höheres Optimierungspotential birgt. Bei Betrachtung aller Kennfeldpunkte ist ein Wirkungsgradgewinn in nahezu allen Betriebspunkten erzielt worden. Jedoch ist ein höherer Wirkungsgradgewinn mit steigender Druckzahl nicht entstanden. Die Erklärung dafür kann das Smith-Diagramm, abgebildet in Abb. 8.19, geben.

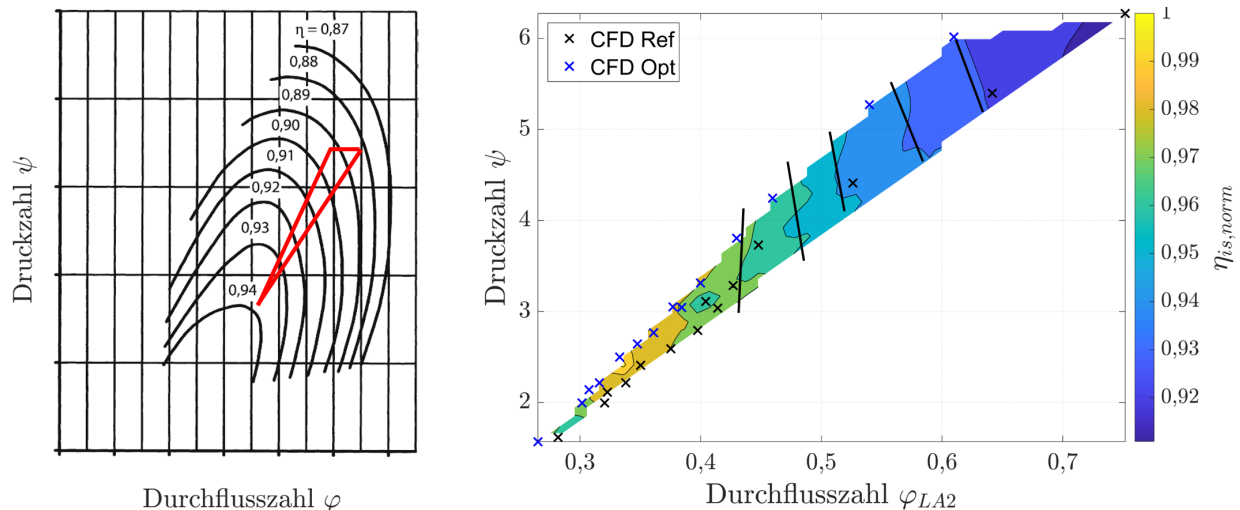


Abbildung 8.19: Auswirkungen der Optimierungen im Smith-Diagramm

Die linke Seite der Abbildung zeigt ein theoretisches Smith-Diagramm, während die rechte Seite der Abbildung das Smith-Diagramm der untersuchten Betriebspunkte (Numerik) für beide Testfälle zeigt. In den numerisch ermittelten Daten stellen analog zu den vorherigen Kennfelderergebnissen die schwarzen Kreuze die Ergebnisse des Referenztestfalles und

die blauen Kreuze die Ergebnisse des optimierten Testfalles dar. Es wird deutlich, dass die Modifikationen bei gleichbleibender Druckzahl die Durchflusszahl verringert. In der Abbildung ist exemplarisch die Durchflusszahl der zweiten Laufreihe abgebildet, da diese die am höchsten belastete Schaufelreihe der Testfälle ist. Durch eine Annäherung der Linien konstanten Wirkungsgrades, abgebildet durch die schwarzen Linien im Smith-Diagramm, kann das numerisch ermittelte Smith-Diagramm in das theoretische Smith-Diagramm überführt werden, wodurch das rote Dreieck im linken Teil der Abbildung entsteht. Im Strömungskanal konnte durch die implementierten Modifikationen eine verbesserte Strömungsführung erreicht werden. Diese verbesserte Strömungsführung zeichnet sich durch eine höhere Umlenkung, die durch eine erhöhte positive Inzidenz in den Laufreihen erreicht wurde, aus und sorgt für eine Verringerung der axialen Absolutgeschwindigkeit. Bei gleichbleibender Umfangsgeschwindigkeit sorgt eine geringere axiale Absolutgeschwindigkeit für eine verringerte Durchflusszahl und somit für das im Smith-Diagramm gezeigte Verhalten.

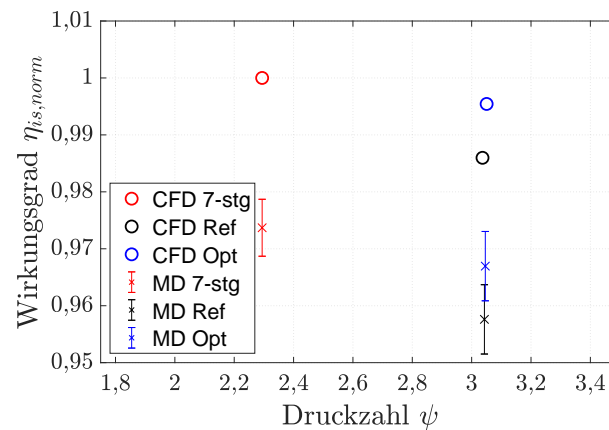


Abbildung 8.20: Grafischer Nachweis der Hypothese aus Abschn. 1.2

Die Hypothese dieser Arbeit kann mit den Ergebnissen aus Abb. 8.20 untermauert werden. Zunächst entsteht durch eine Erhöhung der Druckzahlen ein deutlicher Wirkungsgradverlust, visualisiert durch den Wirkungsgradunterschied der 7-stufigen Basisbeschaufelung („7-stg“) und dem Referenztestfall („Ref“). Durch die vorgenommenen Optimierungen konnte dieser erlittene Wirkungsgradverlust in großen Teilen ausgeglichen werden (Vergleich „Ref“ und „Opt“). Dieses Ergebnis ist sowohl in den numerischen Ergebnissen als auch in den experimentellen Untersuchungen deutlich erkennbar. Eine Kompensation erlittener Wirkungsgradverluste durch Erhöhung der Druckzahlen kann daher durch geeignete Optimierungen teilweise kompensiert werden. In dem untersuchten Fall konnten so mehr als 65% des durch die Erhöhung der Druckzahlen verlorenen Wirkungsgrades zurückgewonnen werden. Die vorherigen Ausführungen geben weiterhin eine physikalische Erklärung der Wirkungsgradgewinne.

Zusammenfassung

Die gezeigten Untersuchungen und der Vergleich der numerischen mit den experimentellen Messdaten begründen, dass das verwendete numerische Setup geeignet ist sowohl unkonturierte Beschaukelungen als auch konturierte Beschaukelungsvarianten hoher Druckzahlen numerisch zu untersuchen und zu vergleichen. Die vorhandenen Abweichungen zwischen den numerischen Daten und den experimentellen Ergebnissen können analog zu den Abweichungen des Referenztestfalls begründet werden. Die quantitativen Unterschiede der numerischen und experimentellen Werte des Wirkungsgrads sind gleich groß, sodass mit dem numerischen Setup die beiden Turbinenkonfigurationen integral hinsichtlich Wirkungsgrades verglichen werden können. Anhand der numerischen und experimentellen Daten sind die Einflüsse der durchgeführten Optimierungen visualisiert und numerisch sowie teilweise messtechnisch nachgewiesen. Es zeigt sich, dass durch die Modifikationen eine deutlich homogenere Strömungsführung im Bereich der Schaufeln und in den Messebenen erzielt wurde. Durch die numerischen Vergleiche des Strömungsfeldes mittels Visualisierungen der signifikanten Wirbel können die Einflüsse vorgenommener Optimierungen nachgewiesen und physikalisch erklärt werden. Durch eine Betrachtung der Betriebspunkte im Smith-Diagramm ist eine Rückführung der Modifikationen mittels bekannter Kennzahlen gelungen. Zwei Drittel des durch die Erhöhung der Druckzahlen verlorenen Wirkungsgrades konnte durch die Optimierungen zurückgewonnen werden. Die Hypothese der Arbeit kann durch die Erläuterungen in diesem Kapitel nachgewiesen werden.

9 Schlussfolgerungen und Ausblick

9.1 Schlussfolgerungen

Die vorliegende Arbeit postuliert einen Rückgewinn von erlittenen Wirkungsgradverlusten aufgrund erhöhter Druckzahlen durch eine ganzheitliche Optimierung des Schaufelpfades. Weiterhin soll der numerisch ermittelte Wirkungsgradgewinn experimentell im rotierenden System quantitativ nachgewiesen werden. Zunächst kann durch intensive experimentelle Untersuchungen des Referenzfalles ein numerisches Modell dieses Testfalles validiert werden. Die numerischen Ergebnisse stimmen gut mit den experimentellen Daten überein, auch Wärmeverluste werden in die Betrachtung mit einbezogen. Die Untersuchungen der Referenzturbinen erlauben daher folgende Erkenntnisse für experimentelle Untersuchungen:

- Eine Schwankung gemessener Wirkungsgrade am gleichen Betriebspunkt ist aufgrund unkontrollierbarer Umgebungsbedingungen unvermeidbar. Abbildung 5.1 und Abb. 8.3 zeigen, dass durch eine ausreichende Anzahl an Wiederholungsmessungen die **Reproduzierbarkeit** der experimentell untersuchten Größe sichergestellt werden kann und sollte. Darüber hinaus reduzieren Wiederholungsmessungen das 95% - Konfidenzintervall des Messwertes und verbessern damit das Vertrauen in die Messwerte.
- **Wärmeverluste** an die Umgebung sind auch bei Verwendung einer Isolierung des Turbinengehäuses unvermeidlich. Ein Temperaturabfall aufgrund von Wärmeverlusten wird bei der Wirkungsgradberechnung fälschlicherweise als abgebaute Enthalpie gedeutet, da die Austrittstemperatur niedriger ist als im adiabaten Fall. Selbst bei kleinen Prüfständen und relativ niedrigen Turbineneintrittstemperaturen ($T_{in} < 200^\circ\text{C}$) hat dies einen deutlichen ($\Delta\eta_{is} > 1\%$ -Pkt.) Einfluss auf den quantitativen Wert des Wirkungsgrades, was in Abb. 5.4 nachgewiesen wird. Daher sollte in jedem Fall eine Betrachtung und Bewertung der Wärmeverluste erfolgen.

Auf Grundlage des durch die Messdaten und die numerischen Untersuchungen mit Berücksichtigung der Sonde validierten numerischen Modells wird eine Sensitivitätsstudie numerischer Optimierungen durchgeführt. Aus der vorangegangenen Literaturstudie in Kap. 3 wird deutlich, dass eine intensive Sensitivitätsstudie und die Validierung des numerischen Setups unerlässlich für eine erfolgreiche Optimierung einer Turbinen ist. Die Sensitivitätsstudie zeigt, dass die genaue Ausprägung der einzelnen Sekundärströmungswirbel von vielen verschiedenen Eigenschaften abhängt. Eine individuelle Auslegung von nicht-achsensymmetrischen Seitenwandkonturen ist damit unumgänglich. Die vorliegende Arbeit zeigt jedoch, auf welche Eigenschaften der Fokus bei derartigen numerischen Optimierungen gelegt werden sollte. Die Sensitivitätsstudie erlaubt die folgenden Schlussfolgerungen:

- Die **Zielfunktionen** polytroper Wirkungsgrad und die Erhöhung der spezifischen Leistung der einzelnen Schaufelreihen eignen sich für die Optimierung von Seitenwandkonturen hoher Druckzahlen. So wird ein Wirkungsgradgewinn durch erneute Entlastung der Schaufeln vermieden (vgl. Abb. 7.1, Abb. 7.2 und Abb. 7.7). **Beschränkungen**, welche ein Abdriften des Betriebspunktes verhindern sollten zusätzlich verwendet werden, wenn diese die Anzahl der Individuen nicht zu stark einschränkt. Die vorliegende Arbeit zeigt in Abschn. 7.1, dass eine Beschränkung der Massenstromabweichung gute Resultate erzeugt.
- **Filletradien** haben einen Einfluss auf die integralen Turbinenkenngößen und auf die Ausprägung der Sekundärströmungen. Insbesondere der Eckenwirbel wird bei Vernachlässigung der Filletradien zu stark vorhergesagt. Insgesamt ist der Einfluss der Filletradien auf die Optimierungsergebnisse einer nicht-achsensymmetrischen Seitenwandkontur relativ klein. Dies konnte anhand der intensiven Nachrechnungen in Abschn. 7.5 sowie den durchgeführten Optimierungen in Abschn. 7.3 gezeigt werden.
- **Kavitäten** und deren Leckageströmungen haben einen signifikanten Einfluss auf die Ausprägung der Sekundärströmungen. Die Vernachlässigung der Kavitäten erzeugt erheblich geringere Sekundärströmungen als in der Realität vorhanden (vgl. Abb. 7.13). Die Implementierung von Kavitäten erzeugt daher einen deutlich anderen Zielraum der Optimierung und damit auch grundlegend andere Seitenwandkonturen (vgl. Abschn. 7.2). Falls aufgrund der Komplexität des numerischen Modells nur eine der beiden genannten **Realgeometrien** implementiert wird, sollte der Filletradius vernachlässigt werden.
- Die maximale **Höhe der Seitenwandkonturen** hat auch einen Einfluss auf die Ergebnisse der Optimierung und damit den Zielraum der Optimierung (vgl. Abschn. 7.4). Durch eine Sensitivitätsstudie und die Abwägung mit der strukturmechanischen Integrität sollte die maximale Auslenkung der Konturen bestimmt werden.

Diese Erkenntnisse der Sensitivitätsstudie fließen in die ganzheitliche Optimierung des Schaufelpfades, welcher auf dem Prüfstand untersucht wird, ein. Mithilfe der experimentellen Untersuchungen werden die numerisch prognostizierten Wirkungsgradgewinne der ganzheitlichen Optimierung experimentell nachgewiesen. Durch die Validierung des numerischen Modells, auch für den optimierten Testfall, kann das numerische Netz als validiert angesehen werden. Die Validierung der beiden Testfälle erlaubt die Erkenntnis:

- **Stationäre Messungen** mit Thermoelementen und pneumatischen 5-Lochsonden sind geeignet sowohl integrale Kennfeldgrößen als auch Strömungsfeldmessungen einer optimierten Modellturbine und einer Referenzvariante qualitativ und quantitativ zu untersuchen (vgl. Abschn. 5.6 und Abschn. 8.4). Die aufgenommenen Daten der stationären Messungen können für die Validierung eines numerischen Modells der zu untersuchenden Turbine verwendet werden. Da in den Strömungspfad eingebrachte

Sonden zwangsläufig die Strömung beeinflussen und die Sonde somit das selbstinduzierte Strömungsfeld misst, ist eine numerische Simulation mit Sonde nötig (vgl. Abschn. 5.6), um das numerische Modell zu validieren.

Neben der Validierung der numerischen Setups beider Testfälle und der intensiven Sensitivitätsstudie des Optimierungsprozesses können die erzielten Wirkungsgradgewinne unter Verwendung der numerischen Ergebnisse anhand von Wirbelvisualisierungen (vgl. Abb. 8.13 und Abb. 8.16) sowie durch numerische Profildruckverteilungen (vgl. Abb. 8.14 und Abb. 8.18) physikalisch erklärt werden. In den Laufreihen kann die strömungsgerichtete Wirbelstärke um mehr als 45% reduziert werden. Durch Nutzung bekannter Kennzahlen kann der erfolgte Wirkungsgradgewinn über den gesamten Kennfeldbereich auf das Smith-Diagramm zurückgeführt werden (vgl. Abb. 8.19). Aufgrund der gezeigten Ergebnisse kann nachgewiesen werden, dass eine Optimierung und der experimentelle Nachweis einer erfolgreichen numerischen Optimierung erfolgt ist. In dem vorliegenden Fall können zwei Drittel des durch die Erhöhung der Druckzahlen verlorenen Wirkungsgrades durch die ganzheitliche Optimierung zurückgewonnen werden (vgl. Abb. 8.20). Die Arbeit zeigt, dass die erfolgten Rückgewinne des Wirkungsgrades physikalisch erläutert werden können. Die Hypothese dieser Arbeit (vgl. Abschn. 1.2) ist damit nachgewiesen.

9.2 Ausblick

Die Erhöhung der Schaufelbelastung erzeugt verstärkte Sekundärströmungen im Schaufelpfad. Aufgrund der Vielzahl an eingebrachten Optimierungen im Rahmen der ganzheitlichen Optimierung des Schaufelpfades kann eine Trennung der Effekte nicht erfolgen. Die Effekte der einzelnen Optimierungen vermischen sich zwingenderweise und interagieren miteinander. Jedoch hat jede eingebrachte Änderung im optimierten Testfall eine Auswirkung auf die Sekundärströmungen und den Wirkungsgrad. Das vorliegende validierte numerische Modell kann in zukünftigen Arbeiten genutzt werden, um den Einfluss der einzelnen Faktoren zu trennen und zu quantifizieren. Anhand dieser Untersuchungen ist eine Identifikation der signifikantesten Modifikationen möglich. Dies kann bei zukünftigen Optimierungen helfen, die Anzahl der freien Parameter gering und damit die Konvergenzgeschwindigkeit der Optimierung möglichst hoch zu halten. Die Kombination der verschiedenen Modifikationen kann Aufschluss über die Interaktion einzelner geometrischer Veränderungen im Schaufelpfad geben. Neben der Trennung der Einflüsse verschiedener Modifikationen ist eine Untersuchung des Einflusses instationärer Effekte interessant. Die im numerischen Modell verwendeten Mischungsebenen sind in stationären Untersuchungen unvermeidlich und dämpfen die entstehenden Sekundärströmungen. Der Einfluss der instationären Effekte vergrößert sich mit steigender Druckzahl, sodass auch die Dämpfung aufgrund der Mischungsebenen ansteigt. Ein Nachweis für dieses Verhalten sind die zunehmenden quantitativen Abweichungen der gemessenen Wirkungsgrade im Vergleich zu den numerischen Daten bei steigender Druckzahl. Durch die instationäre Betrachtung der Ergebnisse oder eine instationäre Optimierung kann die Vorhersage des numerischen Modells weiter verbessert werden.

Literaturverzeichnis

- Aschenbruck, J.; Hauptmann, T. und Seume, J.R. (2015): Influence of a Multi-Hole Pressure Probe on the Flow Field in Axial-Turbines. In: Proceedings of 11th European Turbomachinery Conference. Madrid, Spanien.
- Aschenbruck, J. und Seume, J. R. (2015): Experimentally Verified Study of Regeneration-Induced Forced Response in Axial Turbines. In: Journal of Turbomachinery, Band 137(3):S. 1–10. ISSN 0889-504X. doi:10.1115/1.4028350.
- Bergh, J.; Snedden, G. und Meyer, C. (2012): Optimization of Non-Axisymmetric End Wall Contours for the Rotor of a Low Speed, 1 1/2 Stage Research Turbine With Unshrouded Blades. In: Proceedings of ASME Turbo Expo 2012. ASME, Kopenhagen, Dänemark, S. 13. ISBN 978-0-7918-4474-8. doi:10.1115/GT2012-68569.
- Biester, M. H.-O. (2016): Ausmischverluste und instationärer Arbeitsumsatz in Turbinen. Dissertation, Leibniz Universität Hannover.
- Binner, M. und Seume, J. R. (2014): Flow Patterns in High Pressure Steam Turbines During Low-Load Operation. In: Journal of Turbomachinery, Band 136(6):S. 1–10. ISSN 0889-504X. doi:10.1115/1.4025162. TURBO-12-1153.
- Bode, C.; Aufderheide, T.; Kozulovic, D. und Friedrichs, J. (2014): The Effects of Turbulence Length Scale on Turbulence and Transition Prediction in Turbomachinery Flows. In: ASME. ASME Paper No. GT2014-27026.
- Brennan, G.; Harvey, N. W.; Rose, M. G.; Fomison, N. und Taylor, M. D. (2003): Improving the Efficiency of the Trent 500-HP Turbine Using Nonaxisymmetric End Walls - Part I: Turbine Design. In: Journal of Turbomachinery, Band 125(3):S. 497. ISSN 0889504X. doi:10.1115/1.1450766.
- Casey, M. und Wintergerste, T. (2000): Best Practice Guideline. In: ERCOFTAC.
- Cavazzuti, M. (2013): Optimization Methods. Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg. ISBN 978-3-642-31186-4 978-3-642-31187-1. URL <http://link.springer.com/10.1007/978-3-642-31187-1>.
- Coletti, F.; Verstraete, T.; Bulle, J.; Van der Wielen, T.; Van den Berge, N. und Arts, T. (2013): Optimization of a U-Bend for Minimal Pressure Loss in Internal Cooling Channels—Part II: Experimental Validation. In: Journal of Turbomachinery, Band 135(5).

- Corral, R. und Gisbert, F. (2008): Profiled End Wall Design Using an Adjoint Navier–Stokes Solver. In: *Journal of Turbomachinery*, Band 130(2):S. 8. ISSN 0889504X. doi:10.1115/1.2751143.
- Denton, J. D. (1993): Loss Mechanisms in Turbomachines. In: *Journal of Turbomachinery*, Band 115(4):S. 621–656. ISSN 0889504X. doi:10.1115/1.2929299.
- Drexelius, M. (2017): Optimierung der Schaufelgeometrie von Hochdruck-Dampfturbinenschaufeln einer 4-stufigen Forschungsturbine mittels numerischer Strömungssimulation (CFD). Masterarbeit, Fakultät für Maschinenwesen der RWTH Aachen, Institut für Strahlantriebe und Turboarbeitsmaschinen.
- Duden, A.; Raab, I. und Fottner, L. (1999): Controlling the Secondary Flow in a Turbine Cascade by Three-Dimensional Airfoil Design and Endwall Contouring. In: *Journal of Turbomachinery*, Band 121(2):S. 191. ISSN 0889504X. doi:10.1115/1.2841301.
- Eymann, S. (2001): Seitenwandeffekte im mehrstufigen Niederdruck-Turbinenring, Abschlussbericht AG Turbo Turbotech II, Vorhaben 1.422. Technischer Bericht.
- Ferziger, J. H. und Peric, M. (2008): *Numerische Strömungsmechanik*. Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, New York.
- Gauger, Nicolas R. (2008): Efficient Deterministic Approaches for Aerodynamic Shape Optimization. In: Thévenin, Dominique und Janiga, Gábor (Hg.) *Optimization and Computational Fluid Dynamics*, Springer Verlag, Berlin. ISBN 978-3-540-72152-9.
- Germain, T. (2011): Untersuchungen zur Aerodynamik umfangskonturierter Plattformen in Niederdruckturbinen. Dissertation, Universität Stuttgart.
- Germain, T.; Nagel, M.; Raab, I.; Schuepbach, P.; Abhari, R. S. und Rose, M. (2010): Improving Efficiency of a High Work Turbine Using Nonaxisymmetric Endwalls— Part I: Endwall Design and Performance. In: *Journal of Turbomachinery*, Band 132(2):S. 021007. ISSN 0889504X. doi:10.1115/1.3106706.
- Giannakoglou, K.C.; Papadimitriou, D.I. und Zymaris (2010): The continuous Adjoint Method for First- and Second-Order Sensitivities in Aerodynamic Shape Optimization. In: Periaux, Jacques und Verstraete, Tom (Hg.) *Introduction to Optimization and Multidisciplinary Design in Aeronautics and Turbomachinery: May 31-June 4, 2010*, Von Karman Institute for Fluid Dynamics, Rhode Saint Genèse, Belgium. ISBN 978-2-87516-009-6.
- Gier, J.; Franke, M.; Hübner, N. und Schröder, T. (2010): Designing Low Pressure Turbines for Optimized Airfoil Lift. In: *Journal of Turbomachinery*, Band 132(3):S. 031008. doi:10.1115/1.3148476.
- Goldstein, R. J. und Spores, R. A. (1988): Turbulent Transport on the Endwall in the Region Between Adjacent Turbine Blades. In: *Journal of Heat Transfer*, Band 110(4a):S. 862–869. ISSN 00221481. doi:10.1115/1.3250586.

- Harrison, S. (1989): Secondary Loss Generation in a Linear Cascade of High-Turning Turbine Blades. In: ASME Paper 89-GT-47. ISBN 978-0-7918-7913-9. doi:10.1115/89-GT-47.
- Hartland, J. C.; Gregory-Smith, D.; Harvey, N. W. und Rose, M. G. (2000): Nonaxisymmetric Turbine End Wall Design: Part II - Experimental Validation. In: Journal of Turbomachinery, Band 122(April 2000):S. 286. ISSN 0889504X. doi:10.1115/1.555446.
- Harvey, N. W.; Rose, M. G.; Taylor, M. D.; Shahpar, S.; Hartland, J. C. und Gregory-Smith, D. (2000): Nonaxisymmetric Turbine End Wall Design: Part I - Three-Dimensional Linear Design System. In: Journal of Turbomachinery, Band 122(2):S. 278. ISSN 0889504X. doi:10.1115/1.555445.
- Hauptmann, T. (2020): Einfluss regenerationsbedingter Varianzen der Schaufelgeometrie auf erzwungene Schwingungen in einer mehrstufigen Turbine. Dissertation, Leibniz Universität Hannover.
- Hauptmann, T.; Aschenbruck, J. und Seume, J. R. (2017): Forced Response Excitation due to Variances in a Multi-Stage Axial Turbine. In: International Journal of Gas Turbine, Propulsion and Power Systems, Band 9(3):S. 1–11.
- Henke, M.; Wein, L.; Kluge, T.; Guendogdu, Y.; Biester, M. und Seume, J. R. (2016): Experimental and Numerical Verification of the Core-Flow in a New Low-Pressure Turbine. In: Proceedings of ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. ASME, Seoul, South Korea, S. 1–12. ISBN 978-0-7918-4970-5. doi:10.1115/GT2016-57101.
- Herbst, F.; Blümel, S.; Fakiolas, E. und Seume, J. R. (2011): Numerical Investigation of the Interaction between Probe, Flow and Blading in an Axial-Turbine. In: Proceedings of the International Gas Turbines Congress. Osaka, Japan.
- Herbst, F.; Fiala, A. und Seume, J. R. (2014): Modeling Vortex Generating Jet-Induced Transition in Low-Pressure Turbines. In: ASME Journal of Turbomachinery, Band 7(136):S. 071005. doi:10.1115/1.4025735.
- Herwig, H. (2016): Strömungsmechanik: Einführung in die Physik von technischen Strömungen. Springer Fachmedien Wiesbaden. ISBN 978-3-6581-2982-8.
- Herzog, N.; Binner, M.; Seume, J. R. und Rothe, K. (2007): Verification of Low-Flow Conditions in a Multistage Turbine. In: Proceedings of ASME Turbo Expo 2007. Montreal, Kanada, S. 563–574. doi:10.1115/GT2007-27328.
- Hoffmann, H. (2017): Analyse von Geometriemodifikationen an einer Hochdruckdampfturbinenbeschaufelung mittels numerischer Strömungssimulation (CFD). Masterarbeit, Fakultät für Maschinenwesen der RWTH Aachen, Institut für Strahlantriebe und Turboarbeitsmaschinen.

- Ingram, G.; Gregory-Smith, D. und Harvey, N. W. (2005): Investigation of a Novel Secondary Flow Feature in a Turbine Cascade With End Wall Profiling. In: Journal of Turbomachinery, Band 127(1):S. 209–214. ISSN 0889504X. doi:10.1115/1.1812321.
- Kawai, T.; Shinoki, S. und Adachi, T. (1989): Secondary Flow Control and Loss Reduction in a Turbine Cascade Using Endwall Fences. In: JSME International Journal, Band II(32):S. 375–387. ISSN 1090-0241.
- Kegalj, M. (2012): Hochaufgelöste Strömungsfeldvermessungen in der Rotorpassage einer Niedermachzahlmaschine für verschiedene Schaufelspitzengeometrien. Dissertation, Technische Universität Darmstadt.
- Kügeler, E.; Nürnberger, D.; Weber, A. und Engel, K. (2008): Influence of Blade Fillets on the Performance of a 1.5 Stage Gas Turbine Compressor. In: Proceedings of ASME Turbo Expo, no- GT2008-51101.
- Klein, A. (1966): Untersuchungen über den Einfluß der Zuströmungsgrenzschicht auf die Sekundärströmungen in den Beschauelungen von Axialturbinen. In: Forschung im Ingenieurwesen, Band 32(6):S. 175–188. ISSN 00157899. doi:10.1007/BF02560964.
- Kluge, T. (2013): Entwicklung einer Datenverarbeitungsstruktur zur Auswertung von umfangreichen Messdaten mit integrierter Messunsicherheitsanalyse. Projektarbeit, Leibniz Universität Hannover, Institut für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik (TFD).
- Krückels, J.; Gersbach, F. und Retzko, S. (2015): AG Turbo Abschlussbericht: Optimierung einer 3D Seitenwandkonturierung unter Berücksichtigung von Filmkühlung und Leckageluft. Technischer Bericht. doi:10.2314/GBV:868587028.
- Kwitschinski, T.; Bittner, S.L.; Gerken, P. und Seume, J.R. (2016): AG Turbo Abschlussbericht: Innovative 3D Schaufelgeometrien. Technischer Bericht. doi:10.2314/GBV:870906089.
- Lampart, P. (2009): Investigation of Endwall Flows and Losses in Axial Turbines Part I: Formation of Endwall Flows and Losses. In: Journal of Theoretical and Applied Mechanics, Band 47(2):S. 321–342. ISSN 14292955.
- Langston, L. S. (2001): Secondary Flows in Axial Turbines - A Review. In: Annals of the New York Academy of Sciences, Band 934(1):S. 11–26. doi:10.1111/j.1749-6632.2001.tb05839.x.
- Lechner, C. und Seume, J. R. (2010): Stationäre Gasturbinen. VDI-Buch. Springer Berlin Heidelberg. ISBN 9783540927884. URL <https://books.google.de/books?id=6m1zdoikhjsC>.
- Lintz, A.; Karakasis, M. und Xu, L. (2011): Assessment of Different Optimisation Targets for the Design of Non-axisymmetric Profiled End-walls for Axial Turbines. In:

- Proceedings of the 10th International Symposium on Experimental Computational Aerothermodynamics of Internal Flows. Brüssel, Belgien, July, S. 1–9.
- Lintz, A.; Xu, L. und Karakasis, M. (2013): The Application of Non-Axisymmetric Profiled End-Walls for Axial Flow Turbines in the Embedded Stage Environment. In: Proceedings of ASME Turbo Expo 2013. ASME, Band 5B: Oil an, S. 11. ISBN 978-0-7918-5520-1. ISSN 13652230. doi:10.1115/GT2013-95270.
- Marek, R. und Nitsche, K. (2012): Praxis der Wärmeübertragung, Band 3. Carl Hanser Verlag, Leipzig, Deutschland.
- McIntosh, J.; MacPherson, R.; Ingram, G. und Hogg, S. (2011): Profiled Endwall Design Using Genetic Algorithms With Different Objective Functions. In: Proceedings of ASME Turbo Expo 2011, Band 7:S. 2393–2405. doi:10.1115/GT2011-45836.
- Meinzer, C. E. (2020): Quantifizierung der aerodynamischen Dämpfung. Dissertation, Leibniz Universität Hannover.
- Merker, G. und Baumgarten, C. (2000): Fluid- und Wärmetransport Strömungslehre. 1. Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden. ISBN 978-3-519-06385-8. doi:10.1007/978-3-322-80129-6.
- Mueller, L.; Alsalihi, Z. und Verstraete, T. (2013): Multidisciplinary Optimization of a Turbocharger Radial Turbine. In: Journal of Turbomachinery, Band 135(2):S. 031008.
- Na, Z. und Liu, B. (2015): Numerical Investigation of Non-Axisymmetric Endwalls in a High Pressure Axial Flow Turbine. In: Proceedings of ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition. ASME, Montreal, Kanada, S. 11. ISBN 978-0-7918-5663-5. doi:10.1115/GT2015-42970.
- Nelder, J. A. und Mead, R. (1965): A Simplex Method for Function Minimization. In: The Computer Journal, Band 7:S. 308–313.
- Niewoehner, J.; Pöhler, T.; Jeschke, P. und Guendogdu, Y. (2014): Investigation of Non-Axisymmetric Endwall Contouring and 3D Airfoil Design in a 1.5 Stage Axial Turbine Part II: Experimental Validation. In: Proceedings of ASME Turbo Expo 2014. ASME, Düsseldorf, Deutschland, Band 2C, S. 14. ISBN 978-0-7918-4562-2. doi:10.1115/GT2014-26785.
- Nürnberg, D. (2004): Implizite Zeitintegration für die Simulation von Turbomaschinenströmungen. In: Forschungsbericht Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt. Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt, Friedrichshafen, Deutschland.
- Oertel, H.; Böhle, M. und Reviol, T. (2015): Strömungsmechanik. Springer Fachmedien Wiesbaden, Wiesbaden. ISBN 978-3-658-07785-3. doi:10.1007/978-3-658-07786-0.

- Persico, G.; Gaetani, P.; Dossena, V.; D'Ippolito, G. und Osnaghi, C. (2009): On the Definition of the Secondary Flow in Three-Dimensional Cascades. In: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, Band 223(6):S. 667–676. ISSN 09576509. doi:10.1243/09576509JPE836.
- Piegl, Les und Tiller, Wayne (1996): The NURBS Book. Springer-Verlag, New York, NY, USA, zweite Auflage.
- Pöhler, T. (2013): Aerodynamische Auslegung und Analyse wirkungsgradoptimierter 3D Gestaltungen für die Leit- und Laufbeschaufelung einer subsonischen Axialturbine. Dissertation, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen.
- Pöhler, T.; Gier, J. und Jeschke, P. (2010): Numerical and Experimental Analysis of the Effects of Non-Axisymmetric Contoured Stator Endwalls in an Axial Turbine. In: Proceedings of ASME Turbo Expo 2010. ASME, Glasgow, UK, Band 7, S. 1549–1559. ISBN 978-0-7918-4402-1. doi:10.1115/GT2010-23350.
- Pöhler, T.; Jeschke, P.; Guendogdu, Y. und Gier, J. (2011): Numerical Analysis of Three-Dimensional Turbine Airfoil Designs. In: Proceedings of ASME Turbo Expo 2011. Band 7, S. 1–8. ISBN 978-0-7918-5467-9. doi:10.1115/GT2011-46204.
- Pöhler, T.; Niewoehner, J.; Jeschke, P. und Guendogdu, Y. (2014): Investigation of Non-Axisymmetric Endwall Contouring and 3D Airfoil Design in a 1.5 Stage Axial Turbine Part I: Design and Novel Numerical Analysis Method. In: Proceedings of ASME Turbo Expo 2014. Düsseldorf, Deutschland, Band 2C, S. 1–16. ISBN 9780791845622. doi:10.1115/GT2014-26784.
- Praisner, T. J.; Allen-Bradley, E.; Grover, E. A.; Knezevici, D. C. und Sjolander, S. A. (2013): Application of Nonaxisymmetric Endwall Contouring to Conventional and High-Lift Turbine Airfoils. In: Journal of Turbomachinery, Band 135(6):S. 8. ISSN 0889-504X. doi:10.1115/1.4024023.
- Praisner, T. J.; Knezevici, D. C.; Sjolander, S. A. und Grover, E. A. (2007): High-Lift Turbine Airfoils. In: Proceedings of ASME Turbo Expo 2007. Montreal, Kanada, S. 1–9.
- Prümper, H. (1975): Verbesserung des Wirkungsgrades axialer Turbinenstufen durch Reduzierung der Sekundärverluste. Dissertation, RWTH Aachen.
- Röber, T.; Kozulovic, D.; Kügeler, E. und Nürnberger, D. (2006): Appropriate Turbulence Modelling for Turbomachinery using a Two-equation Turbulence Model. In: In New Results in Numerical and Experimental Fluid Mechanics. H.-J. Rath, C. Holze, H.-J. Heinemann, R. Henke, and H. Hnlinger, eds., Vol. 92 of Notes on Numerical Fluid Mechanics and Multidisciplinary Design. Springer Berlin / Heidelberg, S. 46–454.
- Restemeier, M. S. (2012): Einfluss des Schaufelreihenabstandes auf Strömung und Wirkungsgrade in einer subsonischen Axialturbine. Dissertation, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, Aachen.

- Rieß, W. und Braun, M. (2003): Stationäres und instationäres Verhalten verschiedener Typen von Strömungs-Messsonden in instationärer Strömung. In: DFG Abschlussbericht, Ri375/13-1.
- Roache, P. J. (1994): Perspective: A Method for Uniform Reporting of Grid Refinement Studies. In: Journal of Fluids Engineering, Band 116(3):S. 405–413.
- Roache, P. J. (1998): Verification and Validation in Computational Science and Engineering. Hermosa Publishers, Albuquerque, Nex Mexico, USA.
- Rohrsen, F. (2016): Optimierung der Seitenwandgeometrie von Hochdruck-Dampfturbinenschaufeln einer 4-stufigen Modellturbine mittels eines automatischen Optimierungsprozesses und numerischer Strömungssimulation (CFD). Masterarbeit, Leibniz Universität Hannover, Institut für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik (TFD).
- Rose, M. G. (1994): Non-Axisymmetric Endwall Profiling in the HP NGV's of an Axial Flow Gas Turbine. In: ASME 1994 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition Volume 1: Turbomachinery. ASME, Den Haag, Niederlande, S. 8. ISBN 978-0-7918-7883-5. doi:10.1115/94-GT-249.
- Rose, M. G. (2014): Secondary Flows & Non-Axisymmetric Endwall Profiling. In: Basics Tutorial: ASME Turbo Expo 2014, (June). doi:http://10.0.51.84/RG.2.1.1901.4561.
- Rose, M. G.; Harvey, N. W.; Seaman, P.; Newman, D. A. und McManus, D. (2001): Improving the Efficiency of the Trent 500 HP Turbine Using Non-Axisymmetric End Walls: Part II — Experimental Validation. In: Volume 1: Aircraft Engine; Marine; Turbomachinery; Microturbines and Small Turbomachinery. ASME, Band 125, S. 10. ISBN 978-0-7918-7850-7. ISSN 0889504X. doi:10.1115/2001-GT-0505.
- Schlichting, H. und Gersten, K. (2006): Grenzschicht-Theorie. Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, New York. ISBN 978-3-540-23004-5. doi:10.1007/978-3-662-07554-8.
- Schmalz, F. (2017): Numerische Untersuchung des Einflusses von Leckageströmungen in einer Turbine auf Sekundärströmungen. Projektarbeit, Leibniz Universität Hannover, Institut für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik (TFD).
- Schnaus, J. (1997): Untersuchung zum Einfluß der Seitenwandneigung und Seitenwandkonturierung auf das Strömungsverhalten von hochbelasteten Turbinengittern. Dissertation, Universität der Bundeswehr, München.
- Sharma, O. P. und Butler, T. L. (1987): Predictions of Endwall Losses and Secondary Flows in Axial Flow Turbine Cascades. In: Journal of Turbomachinery, Band 109(2):S. 229–236. ISSN 0889504X. 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, Band 107(2):S. 248–257. ISSN 07424795. doi:10.1115/1.3239704.

- Snedden, G.; Dunn, D.; Ingram, G. und Gregory-Smith, D. (2009): The Application of Non-Axisymmetric Endwall Contouring in a Single Stage, Rotating Turbine. In: Proceedings of ASME Turbo Expo 2009. Orlando, Florida, USA, S. 10. ISBN 978-0-7918-4888-3. doi:10.1115/GT2009-59169.
- Snedden, G.; Dunn, D.; Ingram, G. und Gregory-Smith, D. (2010): The Performance of a Generic Non-Axisymmetric End Wall in a Single Stage, Rotating Turbine at On and Off-Design Conditions. In: Proceedings of ASME Turbo Expo 2010. ASME, Glasgow, UK, S. 12. ISBN 978-0-7918-4402-1. doi:10.1115/GT2010-22006.
- Stöcker, M. (2007): Untersuchung von Optimierungsverfahren für rechenzeitaufwändige technische Anwendungen in der Motorenentwicklung.
- Storn, Rainer und Price, Kenneth (1997): Differential Evolution – A simple and efficient Heuristic for Global Optimization over continuous Spaces. In: Journal of global optimization, Band 11(4):S. 341–359. URL <http://link.springer.com/article/10.1023/A:1008202821328>.
- Sun, H.; Li, J.; Song, L. und Feng, Z. (2014a): Non-Axisymmetric Turbine Endwall Aerodynamic Optimization Design: Part I — Turbine Cascade Design and Experimental Validations. In: Proceedings of ASME Turbo Expo 2014. ASME, Düsseldorf, Deutschland, Band 2B, S. 12. ISBN 978-0-7918-4561-5. doi:10.1115/GT2014-25362.
- Sun, H.; Song, L.; Li, J. und Feng, Z. (2014b): Non-Axisymmetric Turbine Endwall Aerodynamic Optimization Design: Part II — Turbine Stage Design and Unsteady Flow Characteristics Analysis. In: Proceedings of ASME Turbo Expo 2014, Band 2B:S. V02BT39A007. doi:10.1115/GT2014-25364.
- Tabak, E.G. (2002): Vortex stretching in incompressible and compressible fluids. In: Fluid Dynamics II: Notes on Vortex Stretching, NYU, New York, USA.
- Tang, H.; Liu, S. und Luo, H. (2014): Design Optimization of Profiled Endwall in a High Work Turbine. In: Proceedings of ASME Turbo Expo 2014. ASME, Düsseldorf, Deutschland, Band 2C, S. 13. ISBN 978-0-7918-4562-2. doi:10.1115/GT2014-26190.
- Teichel, S. H. (2018): Optimized Design of Mixed Flow Compressors for an Active High-Lift System. Dissertation, Leibniz Universität Hannover. doi:10.15488/3524.
- Traupel, W. (1960): Thermische Turbomaschinen, Band 2. Springer Verlag, Berlin, Heidelberg. ISBN 978-3-662-30446-4. doi:10.1007/978-3-662-30446-4.
- Turgut, Ö und Camci, C. (2011): A Nonaxisymmetric Endwall Design Methodology for Turbine Nozzle Guide Vanes and its Computational Fluid Dynamics Evaluation. In: Proceedings of ASME 2011 International Mechanical Engineering Congress and Exposition. Denver, USA.

- VDI-Wärmeatlas (2006): Berechnungsgrundlagen für Druckverlust, Wärme- und Stoffübergang, Band 10. Springer-Verlag, Berlin, Deutschland.
- Verstraete, T. (2008): Multidisciplinary Turbomachinery Component Optimization Considering Performance, Stress, and Internal Heat Transfer. Dissertation, University of Ghent.
- Verstraete, T. (2013): Design Optimization: Methods and Applications. In: ERCOFTAC Meeting/Course, April 10-11.
- Verstraete, T.; Coletti, F.; Bulle, J.; Van der Wielen, T. und Arts, T. (2013): Optimization of a U-Bend for Minimal Pressure Loss in Internal Cooling Channels—Part I: Numerical Method. In: Journal of Turbomachinery, Band 135(5).
- Verstraete, Tom (2010a): Introduction to Optimization and Multidisciplinary Design. In: Periaux, Jacques und Verstraete, T (Hg.) Introduction to Optimization and Multidisciplinary Design in Aeronautics and Turbomachinery: May 31-June 4, 2010, Von Karman Institute for Fluid Dynamics, Rhode Saint Genèse, Belgium. ISBN 978-2-87516-009-6.
- Verstraete, Tom (2010b): Multidisciplinary Optimization of Turbomachinery Components using Differential Evolution. In: Periaux, Jacques und Verstraete, T (Hg.) Introduction to Optimization and Multidisciplinary Design in Aeronautics and Turbomachinery: May 31-June 4, 2010, Von Karman Institute for Fluid Dynamics, Rhode Saint Genèse, Belgium. ISBN 978-2-87516-009-6.
- Vogt, H.-F. (2006): Wasserkanalversuche zum Einfluß der Schaufelform und Seitenwandkontur auf die Sekundärströmungen in thermischen Turbinen. Dissertation, Universität Stuttgart.
- Wang, H. P.; Olson, S. J.; Goldstein, R. J. und Eckert, E. R. G. (1997): Flow Visualization in a Linear Turbine Cascade of High Performance Turbine Blades. In: Journal of Turbomachinery, Band 119(1):S. 1. ISSN 0889504X. doi:10.1115/1.2841006.
- Yuan, X.; Tanuma, T.; Zhu, X.; Lin, Z. und Nomura, D. (2010): A CFD Approach to Fluid Dynamic Optimum Design of Steam Turbine Stages With Stator and Rotor Blades. In: Proceedings of ASME Turbo Expo 2010. ASME, Glasgow, UK, S. 2209–2218. ISBN 978-0-7918-4402-1. doi:10.1115/GT2010-22477.

A Berechnung von Bewertungsgrößen

A.1 Berechnung des Massenstroms

Der Massenstrom des Axialturbinenprüfstandes wird mittels eines Venturi-Einsatzes in der Zuluftleitung der Turbine realisiert. Die Berechnung des Massenstroms folgt daher der DIN EN ISO 5167-4, worauf die folgende Berechnung beruht. Die Berechnung des Massenstroms erfolgt mittels

$$\dot{m} = \epsilon C E \frac{\Pi}{4} d_{Venturi}^2 \sqrt{2\rho_{fLP}}. \quad (A.1)$$

Aus den Durchmessern des Venturi-Einsatzes im engsten Querschnitt $d_{Venturi} = 0,2549$ und vor dem Venturi-Einsatz $D_{Venturi} = 0,506$ kann das Nebenverhältnis mit

$$\beta = \frac{d_{Venturi}}{D_{Venturi}} \quad (A.2)$$

und der Zulaufgeschwindigkeitsfaktor E mit

$$E = \frac{1}{\sqrt{1 - \beta^4}} \quad (A.3)$$

berechnet werden. Die Expansionszahl ϵ berechnet sich weiterhin durch

$$\epsilon = \frac{\left(\kappa \cdot \tau^{\frac{2}{\kappa}}\right)}{(\kappa - 1)} \cdot \frac{(1 - \beta^4)}{\left(1 - \beta^4 \tau^{\frac{2}{\kappa}}\right)} \cdot \frac{\left(1 - \tau^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right)}{(1 - \tau)}, \quad (A.4)$$

wobei das Druckverhältnis durch

$$\tau = \frac{p_{1,Venturi} - \Delta p_{Venturi}}{p_{1,Venturi}} \quad (A.5)$$

definiert ist. Die mathematische Beschreibung des Durchflusskoeffizienten erfolgt mit Hilfe der Kalibrierdaten der Physikalisch Technischen Bundesanstalt durch

$$C = A_c \cdot e^{B_c \cdot Re} + C_c \cdot e^{D_c \cdot Re} \quad (A.6)$$

mit den Konstanten

$$\begin{aligned} A_c &= 0,08732 \\ B_c &= -4,029 \cdot 10^{-6} \\ C_c &= 0,9896 \\ D_c &= -9,18 \cdot 10^{-10}. \end{aligned} \quad (A.7)$$

A.2 5-Loch-Sonden

Die Auswertung der Messdaten von 5-Loch-Sonden erfolgt am Institut für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik (TFD) in standardisierter Weise und ist ausführlich von Aschenbruck et al. (2015) beschrieben. Dieser Anhang beschreibt lediglich die wichtigsten Punkte der 5-Loch-Sonden Auswertung. Die Kalibrierung der Sonden erfolgt mit Hochgeschwindigkeitswindkanal (HGK) des TFD. Die Referenzwerte $p_{t,Prandtl}$ und $p_{s,Prandtl}$ der homogenen Strömung werden durch eine Prandtl-Sonde erfasst. Im Rahmen der Kalibrierung wird die Sonde in den Windkanal eingebracht und mechanisch so verfahren, dass bei unterschiedlichen Anströmungen des Gier- und Nickwinkels die Drücke p_1 bis p_5 am Sondenkopf gemessen werden. Diese bilden die Grundlage der Kalibrierkoeffizienten des Nickwinkels γ

$$PAC = \frac{p_4 - p_5}{p_1 - (p_2 + p_3 + p_4 + p_5) / 4} \quad (\text{A.8})$$

und des Gierwinkels α

$$YAC = \frac{p_2 - p_3}{p_1 - (p_2 + p_3 + p_4 + p_5) / 4}. \quad (\text{A.9})$$

Der Kalibrierkoeffizient des Totaldrucks p_t berechnet sich durch

$$TPC = \frac{p_{t,Prandtl} - p_1}{p_1 - (p_2 + p_3 + p_4 + p_5) / 4}, \quad (\text{A.10})$$

der des statischen Druckes p_s mit

$$SPC = \frac{p_{s,Prandtl} - (p_2 + p_3 + p_4 + p_5) / 4}{p_1 - (p_2 + p_3 + p_4 + p_5) / 4}. \quad (\text{A.11})$$

Im Rahmen der Auswertung werden zunächst Werte für die Mach-Zahl geschätzt. Mithilfe der Schätzung können durch die Verwendung der Kalibrierkoeffizienten YAC und PAC Werte für die Winkel berechnet werden. Aus den nun bekannten Werten werden unter Verwendung des TPC und des SPC die Drücke berechnet. Die Mach-Zahl errechnet sich daraufhin durch

$$Ma = \sqrt{\frac{2}{\kappa - 1} \cdot \left(\frac{p_t^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}{p_s} - 1 \right)}. \quad (\text{A.12})$$

Die berechneten Werte werden für eine iterative Berechnung als Startlösung verwendet. Die Unsicherheit aufgrund der Iteration wird in den Messunsicherheitsbetrachtung der 5-Loch-Sonden nicht beachtet, da diese als vernachlässigbar klein angenommen wird.

A.3 Messunsicherheitsbetrachtung

Experimentelle Untersuchungen unterliegen zwingenderweise einer Messunsicherheit, welche z.B. aus Einflüssen der Messkette entstehen. Analog zur Auswertung der 5-Loch-Sonden erfolgt die Berechnung der Messunsicherheiten am Institut für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik (TFD) in standardisierter Weise. Grundlage der Berechnungen ist der „Leitfaden zur Angabe der Unsicherheit beim Messen“, DIN V ENV 13005 (1999). Es erfolgt eine Berechnung von erweiterten Messunsicherheiten mit einem Grad des Vertrauens von 95%. Eine ausführliche Beschreibung der Messunsicherheitsberechnung nach den Vorgaben des TFD gibt die Arbeit von Kluge (2013), auf denen die folgenden Ausführungen basieren.

Unsicherheiten einzelner Messdaten setzen sich fort, wenn mehrere dieser Messgrößen (x_1, x_2, \dots, x_n) zur Berechnung einer neuen Größe y verwendet werden. Da dies für die meisten betrachteten Kennzahlen der Fall ist, werden die Unsicherheiten zunächst auf die Standardunsicherheit u zurückgeführt und nach den Regeln der Fehlerfortpflanzungsrechnung zur kombinierten Unsicherheit u_c berechnet. Aus der kombinierten Unsicherheit u_c und dem Grad des Vertrauens (95%, $k = 1,97$) errechnet sich die erweiterte Standardunsicherheit U :

$$U = u_c \cdot k. \quad (\text{A.13})$$

Die Unsicherheit normalverteilter Größen ist durch

$$u_x = \pm \frac{U}{k} \quad (\text{A.14})$$

definiert. Hierfür muss jedoch bereits die erweiterte Standardunsicherheit U aus Datenblättern, Berechnungen, o.ä. bekannt sein. Die Student-Verteilung wird für Größen mit empirischen Standardabweichungen s_x verwendet, indem auf die Standardabweichung des Mittelwerts der Messreihe bezogen wird:

$$u_x = s_{\bar{x}} = \pm \frac{s_x}{\sqrt{n}}. \quad (\text{A.15})$$

Unbekannte systematische Unsicherheiten werden der Rechteckverteilung

$$u_x = \frac{\delta_x}{\sqrt{3}} \quad (\text{A.16})$$

zugeordnet.

Für die Berechnung des Messunsicherheitsbetrages wird weiterhin eine Gewichtung G_i der Messunsicherheiten entsprechend deren Verteilung und der Sensitivitätskoeffizient c_i verwendet:

$$u_i = G_i \cdot c_i \cdot u_{xi}. \quad (\text{A.17})$$

Der Sensitivitätskoeffizient selbst ist durch die partiellen Ableitungen der Ergebnisgröße nach der Einflussgröße definiert:

$$c_i = \frac{\delta y}{\delta x_i} \quad (\text{A.18})$$

A.3 Messunsicherheitsbetrachtung

für $y = f(x_1, x_2, \dots, x_3)$.

Die erweiterte Messunsicherheit der Ergebnisgröße U_y unter Beachtung der Fehlerfortpflanzungsrechnung wird mit

$$U_y = \pm k \cdot \sqrt{\sum_i u_i^2} \quad (\text{A.19})$$

berechnet.

B Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten des Turbinengehäuses

Bei der Berechnung des Wärmeverlustes wird in diesem Fall die Fläche des Turbinengehäuses als Zylinder angenommen. Mit einem äquivalenten Gehäusedurchmesser von $d_G = 1 \text{ m}$ und einer äquivalenten Gehäuselänge von $L_G = 2 \text{ m}$ berechnet sich die Mantelfläche des Turbinengehäuses durch

$$A_G = \pi d_G L_G = 6,28 \text{ m}^2 \quad (\text{B.1})$$

und die mittlere Gehäusetemperatur mit

$$T_G = \frac{\frac{T_{G,in,90} + T_{G,in,270}}{2} + \frac{T_{G,out,90} + T_{G,out,270}}{2}}{2}, \quad (\text{B.2})$$

welche das arithmetische Mittel der vier Temperaturmessstellen abbildet. Aufgrund des Aufstellortes des in dieser Arbeit untersuchten Turbinenprüfstandes in einer Versuchshalle wird die Annahme getroffen, dass um das Turbinengehäuse herum keine erzwungene Strömung, z.B. durch eine Lüftung vorliegt. Daher kann bei der Berechnung der Wärmeverluste die erzwungene Konvektion vernachlässigt werden. Es werden Wärmeverluste über freie Konvektion und Strahlung betrachtet, die im Folgenden näher beschrieben werden.

Freie Konvektion

Zur Berechnung der freien Konvektion unter der Annahme, dass das Turbinengehäuse ein perfekter Zylinder ist, wird eine charakteristische Länge benötigt. Diese ist laut dem VDI-Wärmeatlas (2006) durch den Gehäusedurchmesser und damit durch

$$l = d_G \quad (\text{B.3})$$

gegeben. Die Grashof-Zahl wird dann durch

$$Gr = \frac{g l_G^3 \beta_\infty |T_G - T_{Halle}|}{\nu^2} \quad (\text{B.4})$$

bestimmt. Hierbei beschreibt ν die kinematische Viskosität, β_∞ den isobaren Volumenausdehnungskoeffizient und g die Erdbeschleunigung. Der isobare Wärmekoeffizient ist in diesem Fall durch

$$\beta_\infty = \frac{1}{T_{Halle}} \quad (\text{B.5})$$

gegeben. Die Berechnung der Prandtl-Zahl erfolgt durch

$$Pr = \frac{\nu \rho c_p}{\lambda} \quad (\text{B.6})$$

mit λ als Wärmeleitfähigkeit und ρ als Dichte der Luft in der Versuchshalle. Aus der Grashof- und der Prandtl-Zahl kann durch

$$Ra = Gr \cdot Pr \quad (\text{B.7})$$

die Rayleigh-Zahl ermittelt werden. Nun kann mit

$$Nu = \left[0,6 + \frac{0,387 Ra^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + (0,559/Pr)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right]^2 \quad (\text{B.8})$$

die Nusselt-Zahl für einen waagerechten Zylinder berechnet werden, woraus sich wiederum der Wärmeübergangskoeffizient

$$\alpha_K = \frac{\lambda Nu}{l} \quad (\text{B.9})$$

berechnet. Der Wärmeverlust berechnet sich sodann durch

$$Q_{V,K,W} = \alpha_K A_G (T_G - T_{Halle}). \quad (\text{B.10})$$

Strahlung

Das Turbinengehäuse kann bei der Berechnung des Wärmeverlustes durch Strahlung als ein eingeschlossener Zylinder betrachtet werden. Neben der mittleren Gehäusetemperatur und der Mantelfläche des Turbinengehäuses wird für die Berechnung der Wärmeverlustleistung durch Strahlung der Emissionskoeffizient benötigt. Dieser berechnet sich bei der Annahme eines eingeschlossenen Körpers durch

$$\frac{1}{\epsilon_{1,2}} = \frac{1}{\epsilon_1} + \left(\frac{1}{\epsilon_2} - 1 \right) \frac{A_1}{A_2}, \quad (\text{B.11})$$

wenn der Index 1 den eingeschlossenen Körper beschreibt. Da in diesem Fall die Fläche A_1 sehr viel kleiner ist als A_2 und der Emissionskoeffizient des angestrichenen Gehäuses mit 0,9 abgeschätzt werden kann, wird

$$\epsilon_{1,2} = 0,9 \quad (\text{B.12})$$

gewählt.

Unter Verwendung der Stefan-Boltzmann-Konstante

$$\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \frac{W}{m^2 K^4} \quad (\text{B.13})$$

berechnet sich der Wärmeverlust durch Strahlung aus

$$Q_{V,S,W} = A_G \epsilon_{1,2} \sigma (T_G^4 - T_{Halle}^4). \quad (B.14)$$

Der gesamte Wärmeverlust über Strahlung und Konvektion ist dann durch

$$Q_{V,W,ges} = Q_{V,K,W} + Q_{V,S,W} \quad (B.15)$$

gegeben.

Validierung der Wärmeübertragungskoeffizienten

Für die Berechnung der Wärmeübertragungskoeffizienten wurde der Emissionskoeffizient des angestrichenen Gehäuses mit $\epsilon_{1,2} = 0,9$ abgeschätzt. Weiterhin wurden Annahmen zur Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten getroffen, sodass dieser während der Berechnung der Wärmeverluste im Mittel einen Wert von $\alpha_K = 5$ angenommen hat. Der Gesamtwärmeübergangskoeffizient berechnet sich, mit der Umformung des Emissionskoeffizienten $\epsilon_{1,2}$ in einen Wärmeübergangskoeffizienten

$$\alpha_S = \epsilon_{1,2} \sigma (T_G + T_{Halle}) \cdot (T_G^2 + T_{Halle}^2), \quad (B.16)$$

nach Marek und Nitsche (2012) zu

$$\alpha_{ges} = \alpha_S + \alpha_K = 11,80 \frac{W}{m^2 K} \quad (B.17)$$

und entspricht damit der Summe aus dem Wärmeübergangskoeffizienten der Strahlung und der freien Konvektion. Anhand einer Abkühlkurve der ruhenden Turbine soll nun die Abschätzung des Emissions- und des Wärmeübergangskoeffizienten validiert werden.

Abbildung B.1 zeigt die Abkühlkurve des Gehäuses nach dem Stillstand der Turbine über mehr als 4,5 Stunden sowie die Hallentemperatur in diesem Zeitraum. Die Turbinenkonfiguration wurde vorher an einem thermisch hoch belasteten Betriebspunkt über mehrere Stunden vermessen, sodass ein thermisches Gleichgewicht des Turbinengehäuses vor dem Abfahren sichergestellt ist.

Mithilfe des Newtonschen Abkühlungsgesetzes kann ein proportionaler Zusammenhang zwischen der Abkühlgeschwindigkeit $-\frac{dT}{dt}$ und der aktuellen Temperaturdifferenz zwischen Gehäuse- und Hallentemperatur mit dem Proportionalitätsfaktor k hergestellt werden. Das Newtonsche Abkühlungsgesetz kann durch einige Umformungen von

$$-\frac{dT}{dt} = k \cdot (T_G - T_{Halle}) \quad (B.18)$$

nach

$$k = \frac{1}{t} \cdot \ln \left(\frac{T_A - T_{Halle}}{T_G - T_{Halle}} \right) \quad (B.19)$$

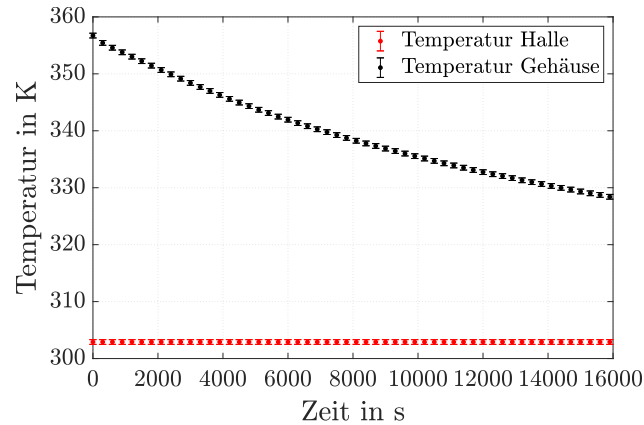


Abbildung B.1: Abkühlkurve des Turbinengehäuses über ca. 4,5 Stunden. Die Fehlerbalken zeigen das 95%-Konfidenzintervall. Zur besseren Übersichtlichkeit ist nur jeder fünfte Datenpunkt abgebildet.

umgeformt werden, wobei T_A der Temperatur des Turbinengehäuses zu Beginn des Abkühlvorganges entspricht.

Weiterhin ist der Proportionalitätsfaktor k von der Fläche $A_G = 6,28 \text{ m}^2$, der Wärmekapazität von Grauguss $c = 460 \frac{\text{J}}{\text{kg K}}$, sowie der Masse des Turbinengehäuses $m = 3000 \text{ kg}$ abhängig. Nach Marek und Nitsche (2012) gilt, dass α_{ges} mit

$$\alpha_{ges} = \frac{k \cdot c \cdot m}{A_G} \quad (\text{B.20})$$

berechnet werden kann. Für den betrachteten Fall ergibt sich ein Proportionalitätsfaktor von

$$k = 5,318 \frac{1}{\text{s}} \quad (\text{B.21})$$

und damit der Gesamtwärmeübergangskoeffizienten zu

$$\alpha_{ges} = 11,68 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ K}}. \quad (\text{B.22})$$

Durch den Vergleich des abgeschätzten Wärmeübergangskoeffizienten und die Berechnung über die Abkühlkurve des Turbinengehäuses kann gezeigt werden, dass die zur Berechnung der Wärmeverluste getroffenen Annahmen für die untersuchte Turbine gültig sind.

C Weitere Ergebnisse des Referenztestfalles

Anhang B zeigt die vorliegenden Ergebnisse des Referenztestfalles für die Drehzahllinien und Messebene, die nicht im Hauptteil der Arbeit diskutiert werden. Sowohl für die Kennfelduntersuchungen als auch für die Strömungsfelduntersuchungen zeigen die Abbildungen neben den experimentellen Daten die Ergebnisse der numerischen Simulationen und vom Siemens Auslegungstool 3dv.

C.1 Kennfeldmessungen

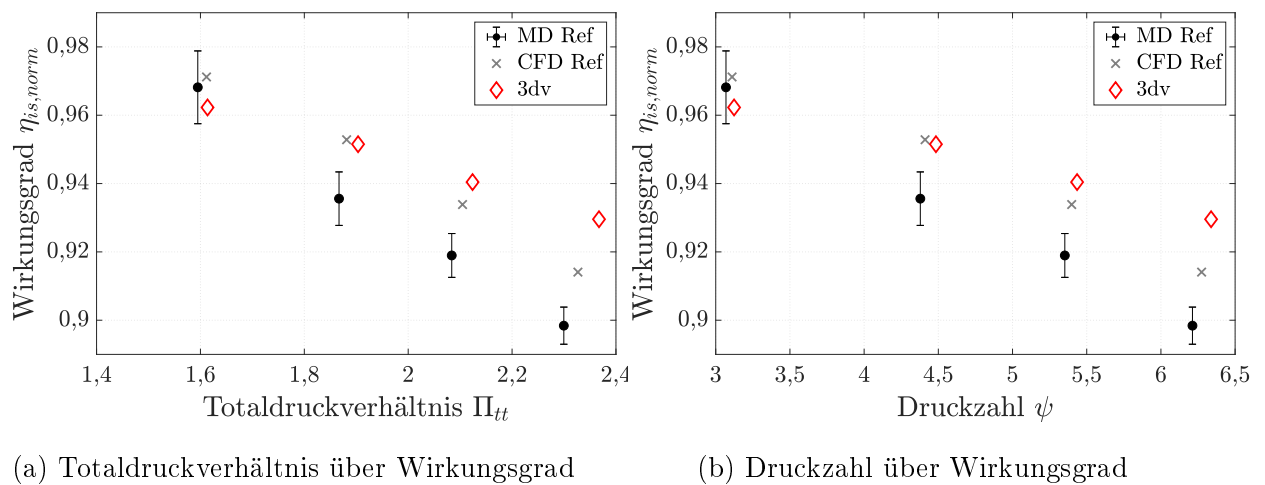


Abbildung C.1: Kennfeldmessungen (MD) im Vergleich mit den Auslegungsdaten (3dv) und den numerischen Ergebnissen (CFD) für $N_{red} = 4200 \text{ min}^{-1}$

C.1 Kennfeldmessungen

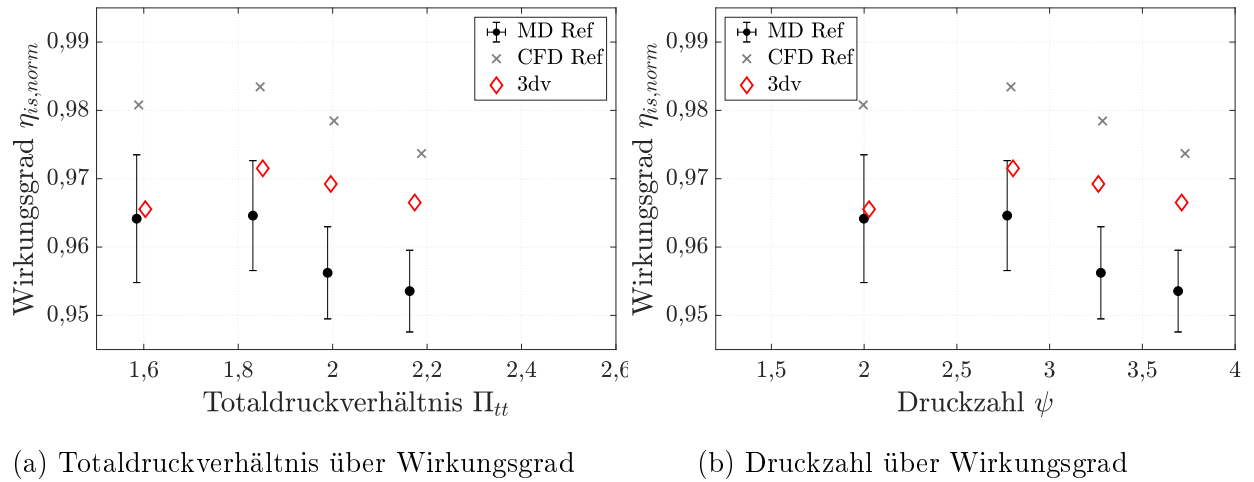


Abbildung C.2: Kennfeldmessungen (MD) im Vergleich mit den Auslegungsdaten (3dv) und den numerischen Ergebnissen (CFD) für $N_{red} = 5175 \text{ min}^{-1}$

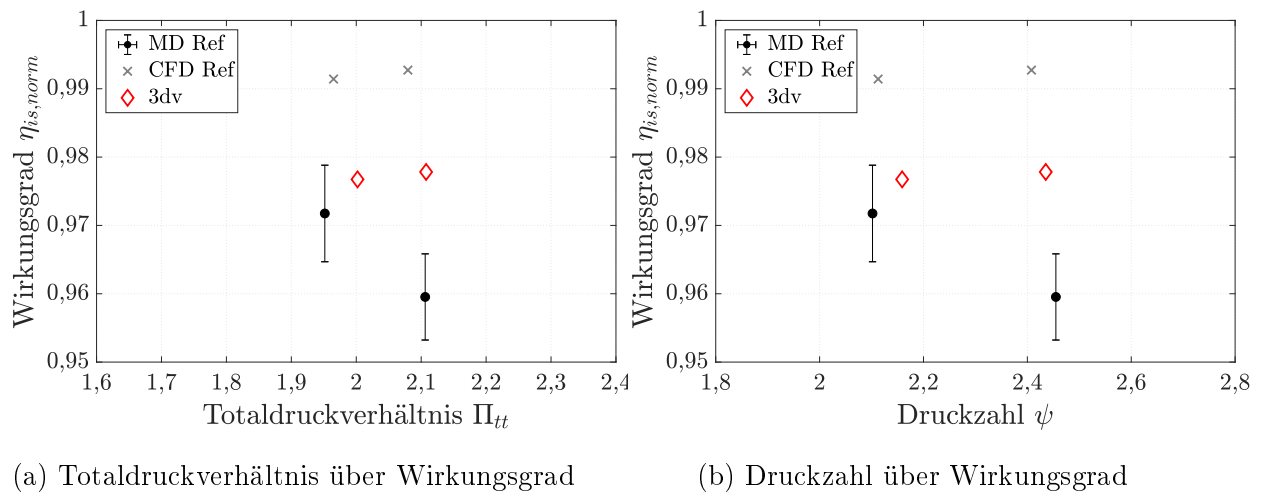


Abbildung C.3: Kennfeldmessungen (MD) im Vergleich mit den Auslegungsdaten (3dv) und den numerischen Ergebnissen (CFD) für $N_{red} = 6325 \text{ min}^{-1}$

C.2 Sondenmessungen

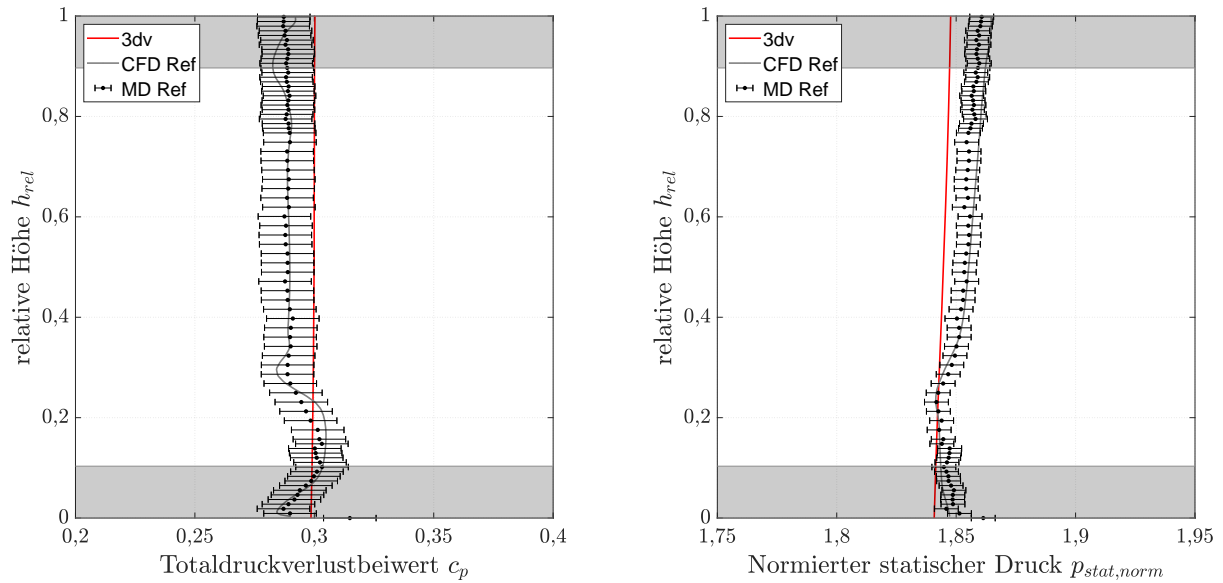


Abbildung C.4: Sondenmessungen (MD) des Druckes in ME 2.12 im Vergleich mit den Auslegungsdaten (3dv) und der CFD für OP12

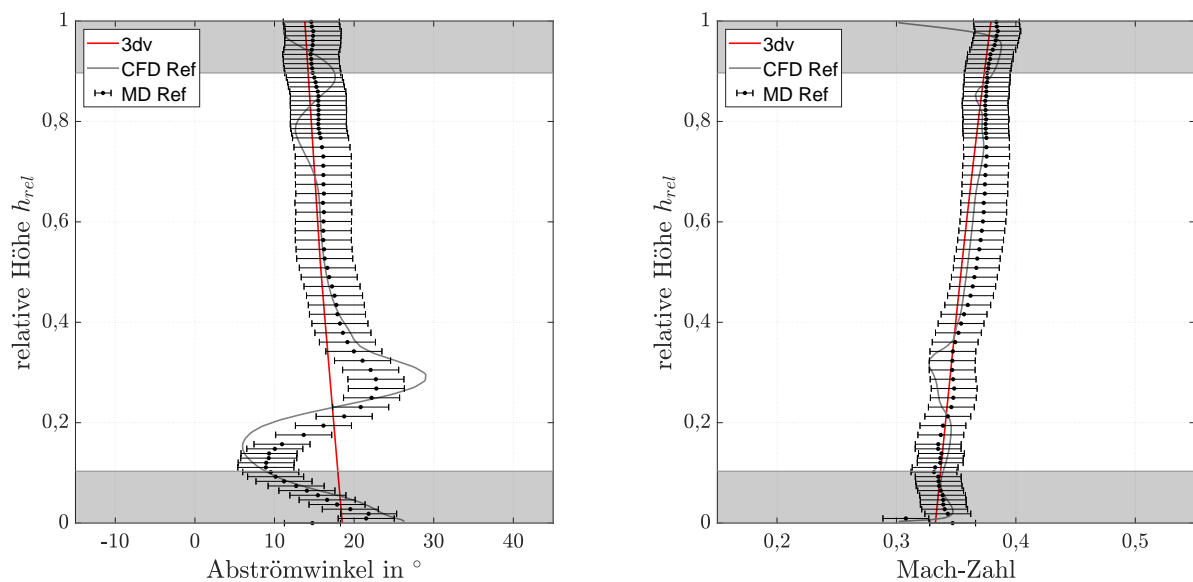


Abbildung C.5: Sondenmessungen (MD) des Abströmwinkels und der Mach-Zahl in ME 2.12 im Vergleich mit den Auslegungsdaten (3dv) und der CFD für OP12

C.2 Sondenmessungen

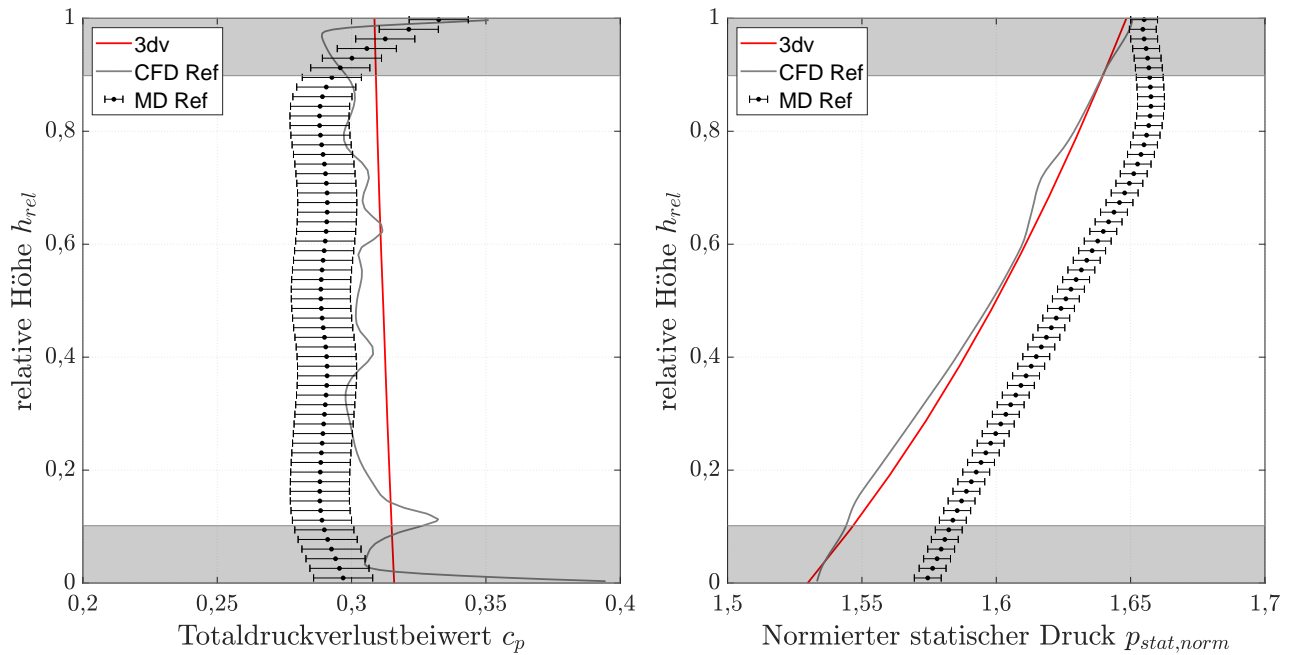


Abbildung C.6: Umfangsmittelung der Sondenmessungen (MD) des Druckes in ME 2.21 im Vergleich mit den Auslegungsdaten (3dv) und der CFD für OP12

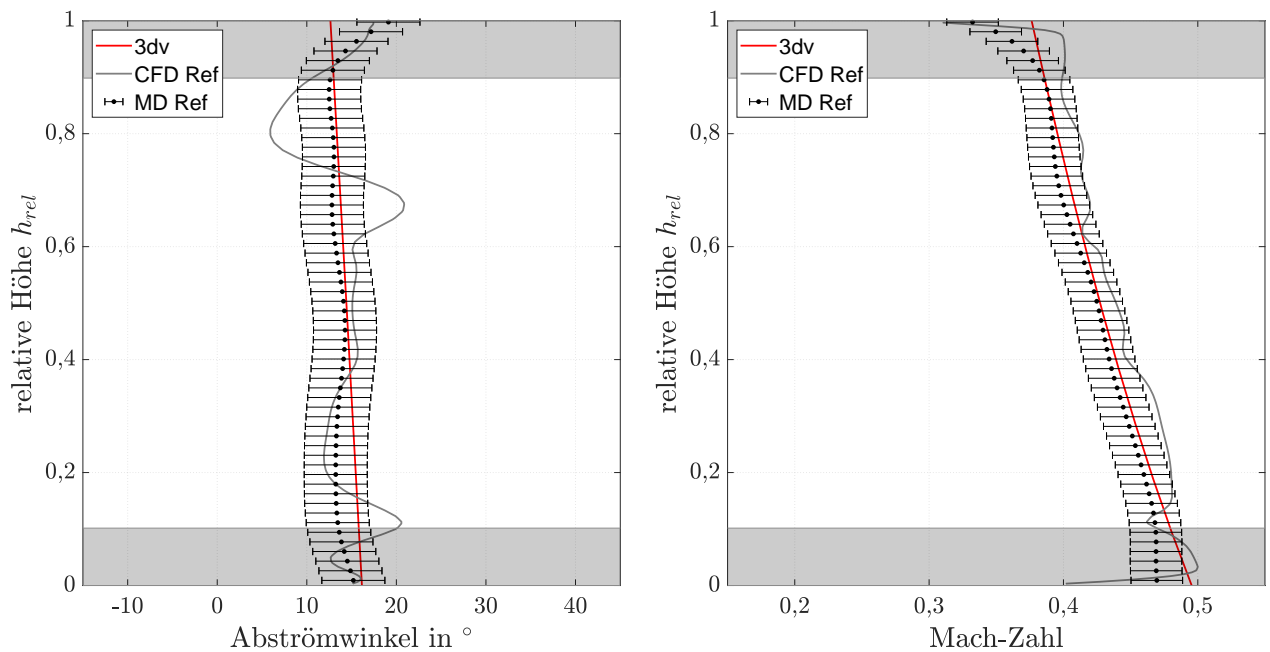


Abbildung C.7: Umfangsmittelung der Sondenmessungen (MD) des Abströmwinkels und der Mach-Zahl in ME 2.21 im Vergleich mit den Auslegungsdaten (3dv) und der CFD für OP12

C.2 Sondenmessungen

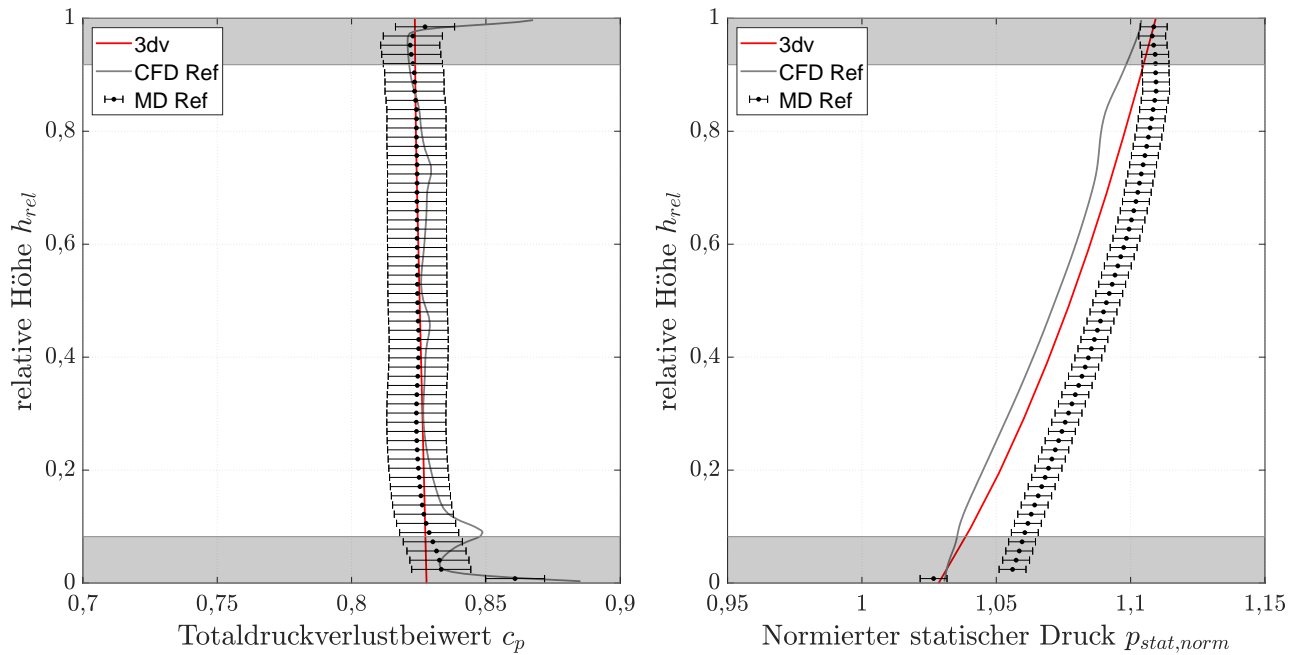


Abbildung C.8: Umfangsmittelung der Sondenmessungen (MD) des Druckes in ME 2.41 im Vergleich mit den Auslegungsdaten (3dv) und der CFD für OP12

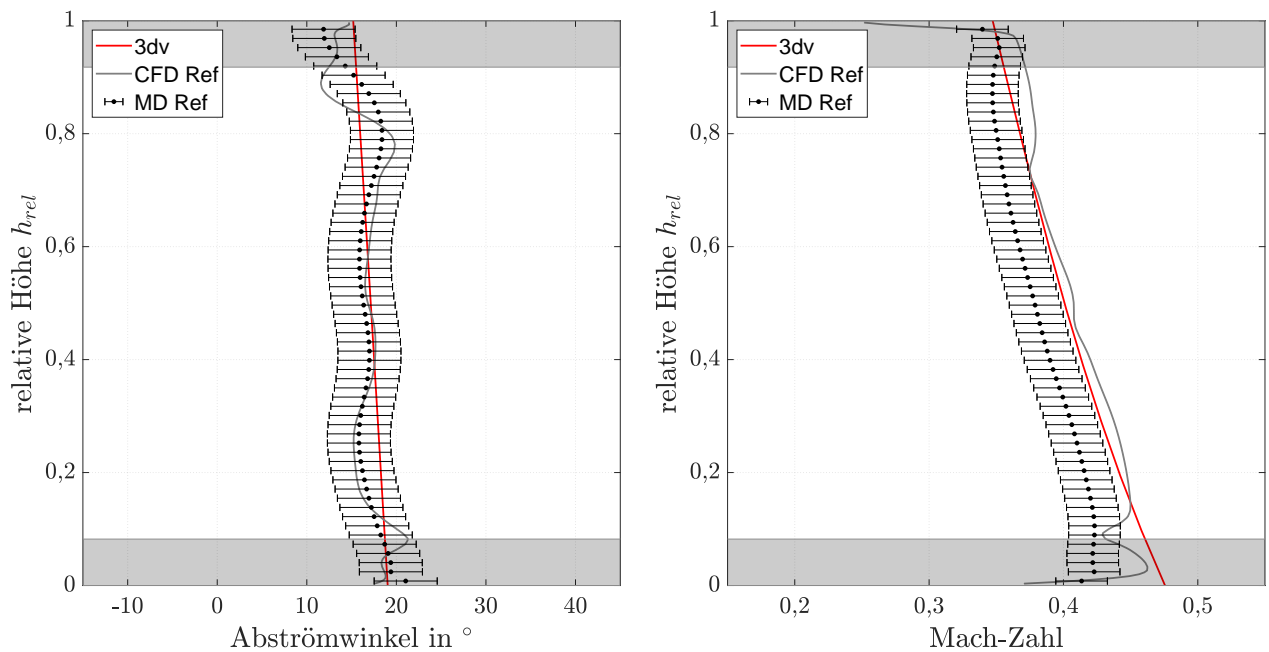


Abbildung C.9: Umfangsmittelung der Sondenmessungen (MD) des Abströmwinkels und der Mach-Zahl in ME 2.41 im Vergleich mit den Auslegungsdaten (3dv) und der CFD für OP12

C.2 Sondenmessungen

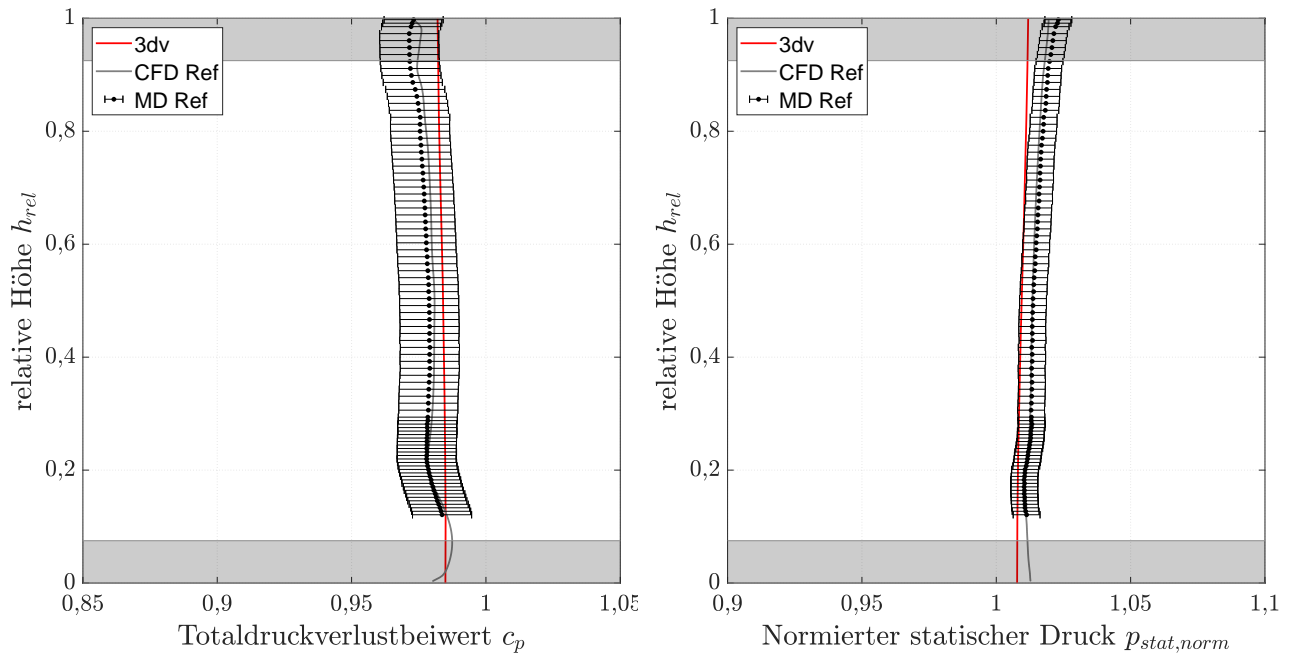


Abbildung C.10: Sondenmessungen (MD) des Druckes in ME 2.42 im Vergleich mit den Auslegungsdaten (3dv) und der CFD für OP12

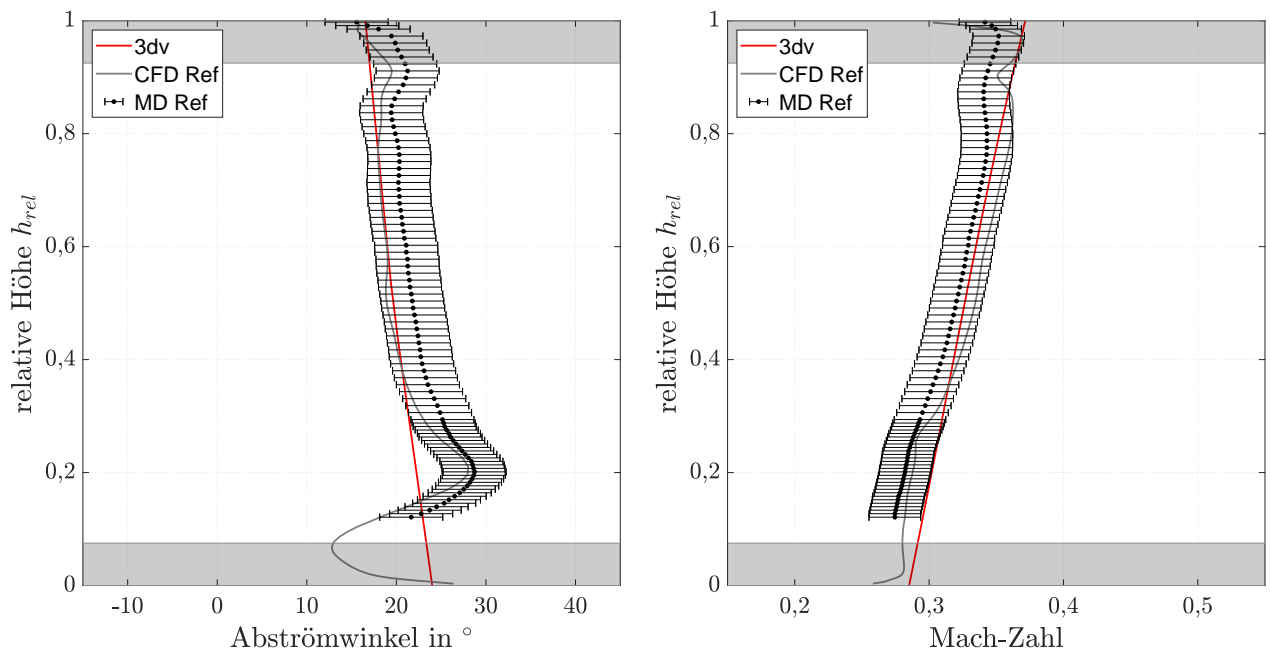
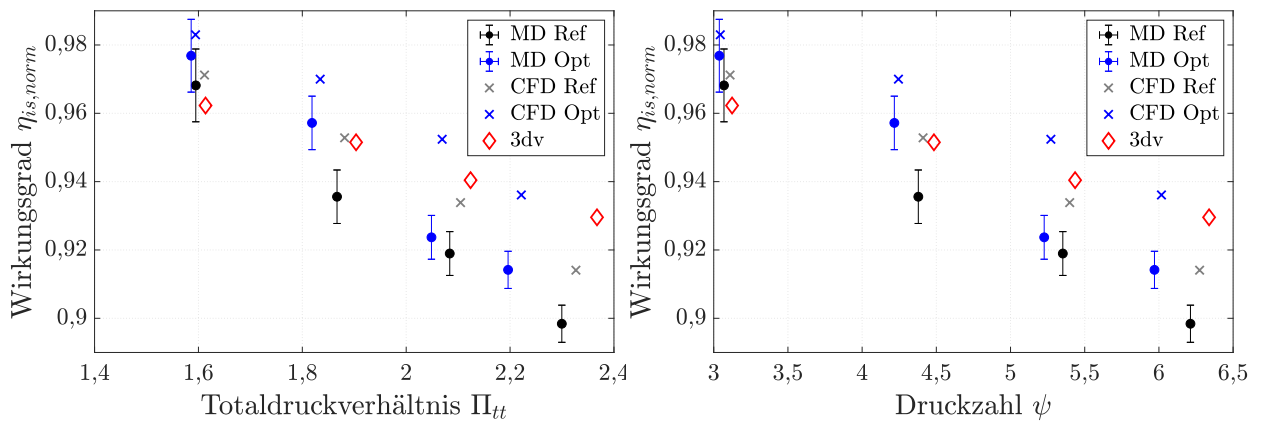


Abbildung C.11: Sondenmessungen (MD) des Abströmwinkels und der Mach-Zahl in ME 2.42 im Vergleich mit den Auslegungsdaten (3dv) und der CFD für OP12

D Weitere Ergebnisse des optimierten Testfalles

Anhang C zeigt die vorliegenden Ergebnisse des optimierten Testfalles für die Drehzahllinien und Messebene, welche nicht im Hauptteil der Arbeit diskutiert werden. Sowohl für die Kennfelduntersuchungen als auch für die Strömungsfelduntersuchungen zeigen die Abbildungen neben den experimentellen Daten die Ergebnisse der numerischen Simulationen und vom Siemens Auslegungstool 3dv. Zur besseren Vergleichbarkeit mit den Ergebnissen des Referenztestfalles sind in den Kennfelderergebnissen auch die Ergebnisse des Referenztestfalles enthalten.

D.1 Kennfeldmessungen



(a) Totaldruckverhältnis über Wirkungsgrad

(b) Druckzahl über Wirkungsgrad

Abbildung D.1: Kennfeldmessungen (MD) im Vergleich mit den Auslegungsdaten (3dv) und den numerischen Ergebnissen (CFD) für $N_{red} = 4200 \text{ min}^{-1}$

D.1 Kennfeldmessungen

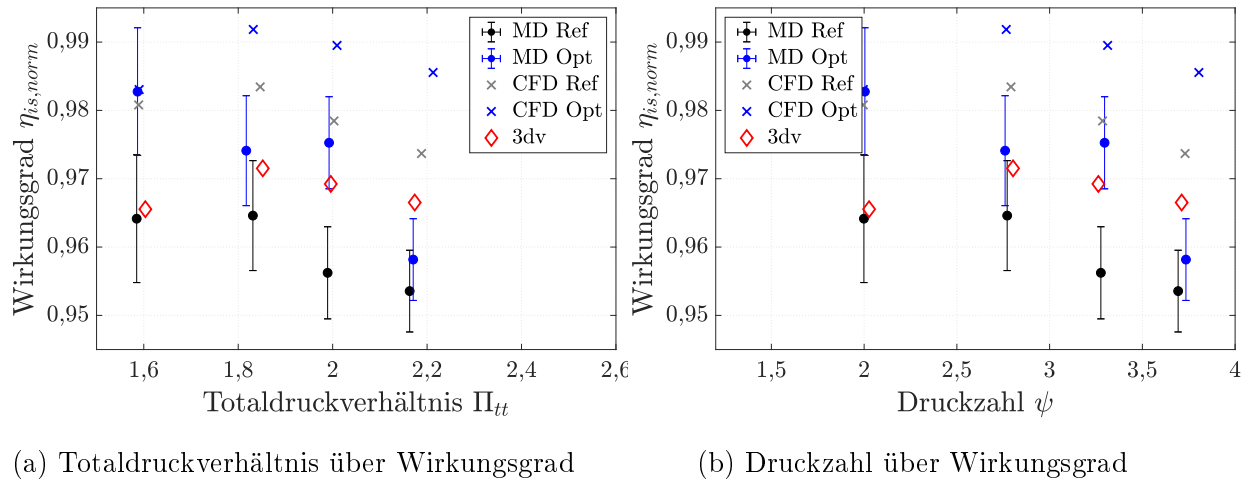


Abbildung D.2: Kennfeldmessungen (MD) im Vergleich mit den Auslegungsdaten (3dv) und den numerischen Ergebnissen (CFD) für $N_{red} = 5175 \text{ min}^{-1}$

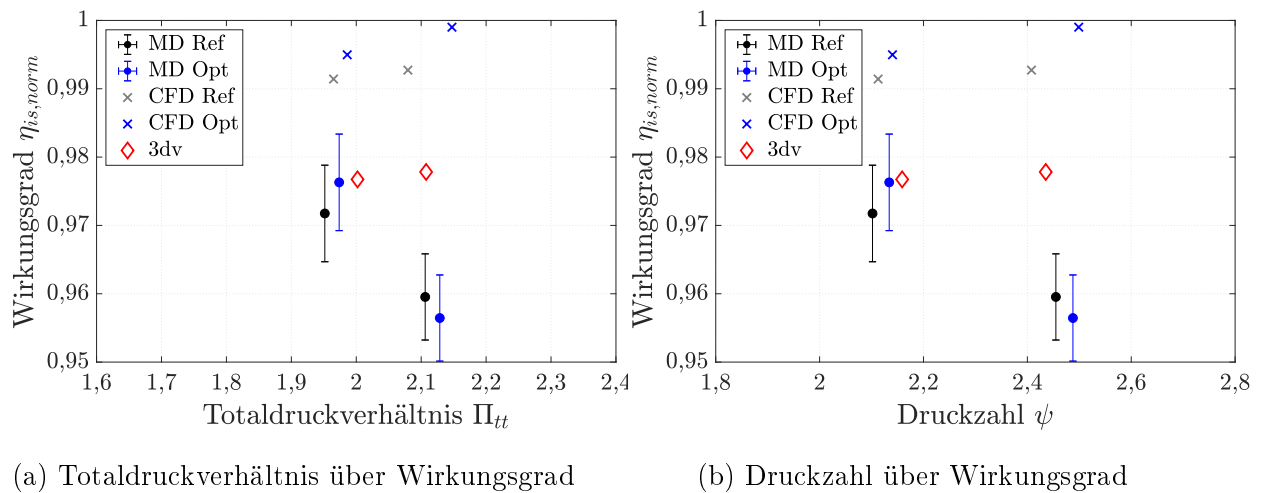


Abbildung D.3: Kennfeldmessungen (MD) im Vergleich mit den Auslegungsdaten (3dv) und den numerischen Ergebnissen (CFD) für $N_{red} = 6325 \text{ min}^{-1}$

D.2 Sondenmessungen

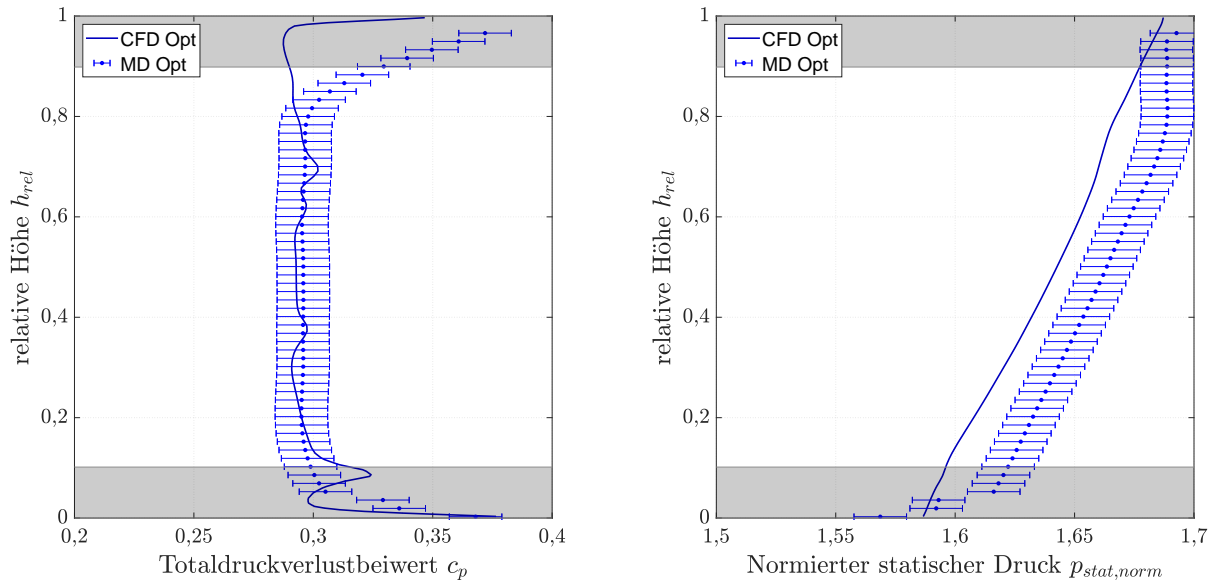


Abbildung D.4: Umfangsmittelung der Sondenmessungen (MD) des Druckes in ME 2.21 im Vergleich mit den Auslegungsdaten (3dv) und der CFD für OP12

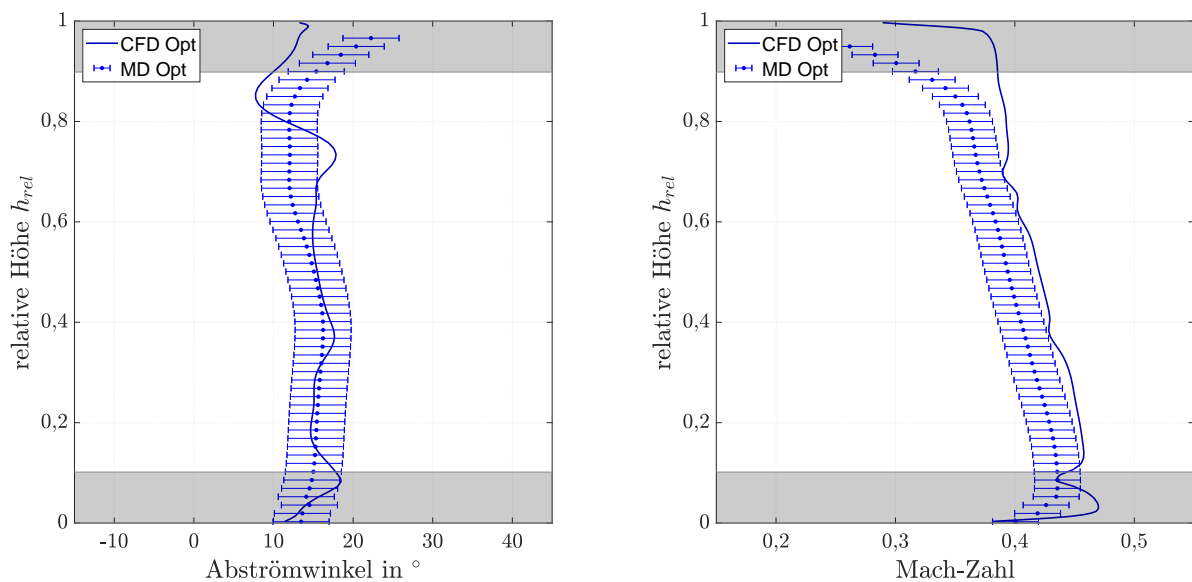


Abbildung D.5: Umfangsmittelung der Sondenmessungen (MD) des Abströmwinkels und der Mach-Zahl in ME 2.21 im Vergleich mit den Auslegungsdaten (3dv) und der CFD für OP12

D.2 Sondenmessungen

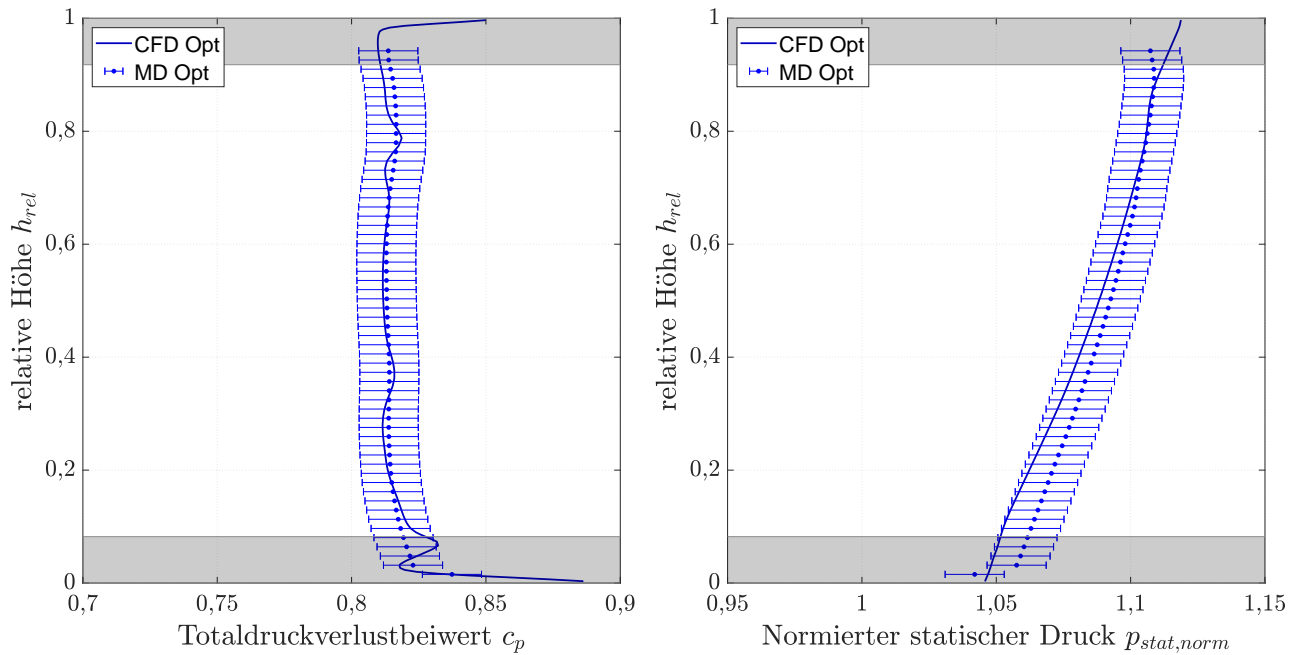


Abbildung D.6: Umfangsmittelung der Sondenmessungen (MD) des Druckes in ME 2.41 im Vergleich mit den Auslegungsdaten (3dv) und der CFD für OP12

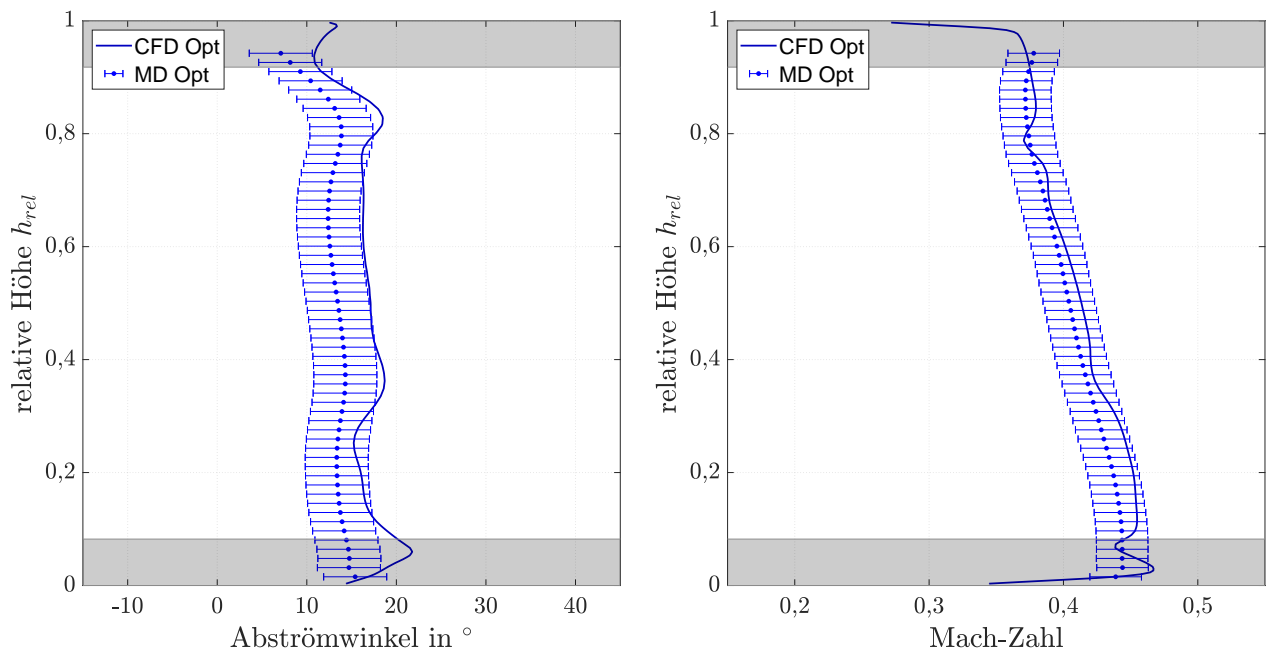


Abbildung D.7: Umfangsmittelung der Sondenmessungen (MD) des Abströmwinkels und der Mach-Zahl in ME 2.41 im Vergleich mit den Auslegungsdaten (3dv) und der CFD für OP12

D.2 Sondenmessungen

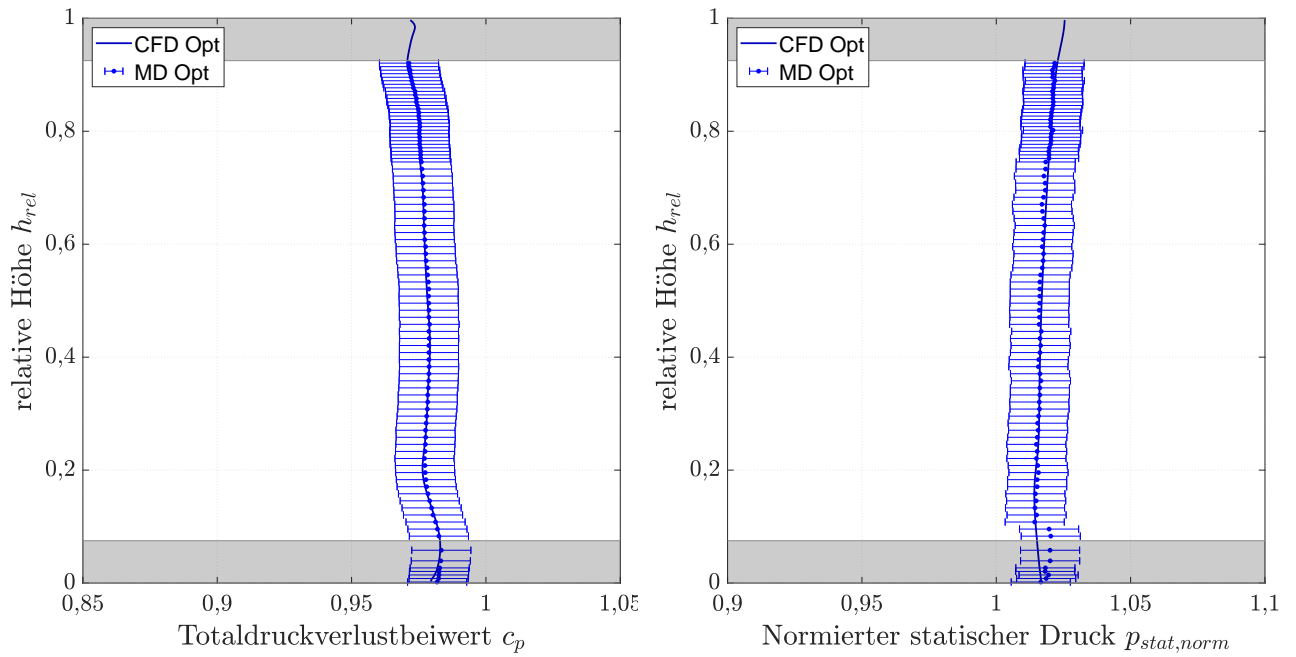


Abbildung D.8: Sondenmessungen (MD) des Druckes in ME 2.42 im Vergleich mit den Auslegungsdaten (3dv) und der CFD für OP12

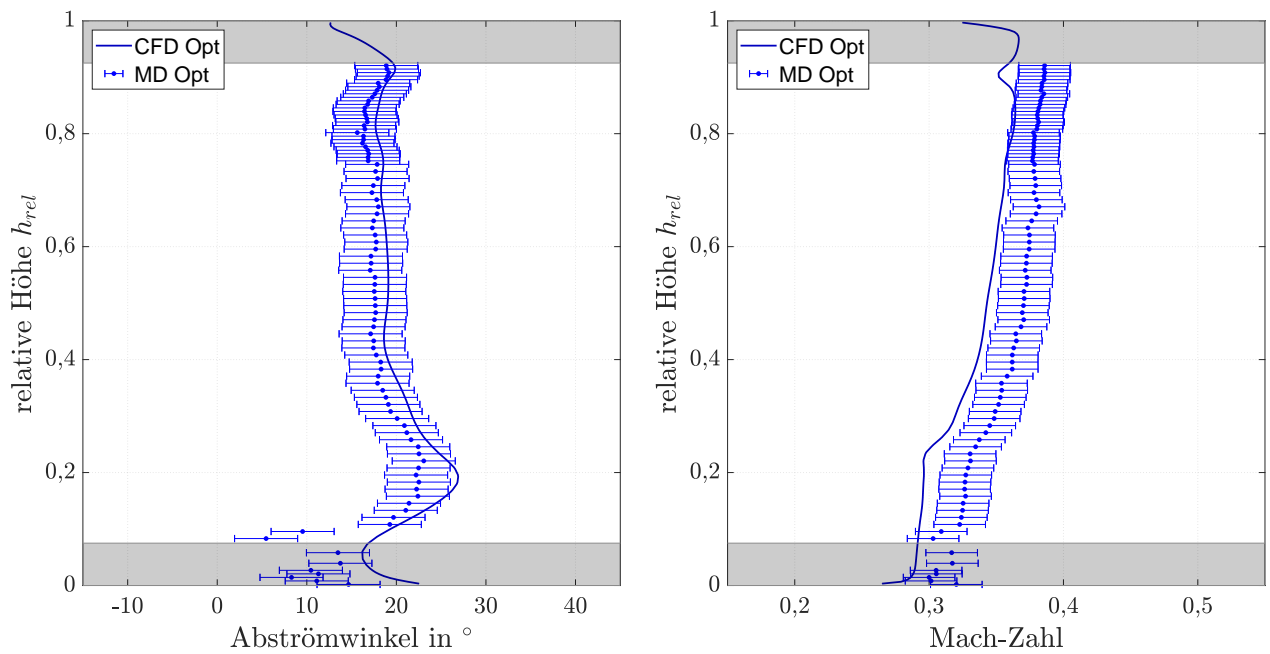


Abbildung D.9: Sondenmessungen (MD) des Abströmwinkels und der Mach-Zahl in ME 2.42 im Vergleich mit den Auslegungsdaten (3dv) und der CFD für OP12

Wissenschaftlicher Werdegang

Persönliche Daten

Name	Simon Leonardo Bittner
Geburtsdatum	16. Februar 1988
Geburtsort	Hannover
Familienstand	verheiratet

Beruflicher Werdegang

Seit 08.2019	Powerplant Engineer (Systemingenieur), MTU Maintenance Hannover GmbH, Langenhagen
10.2015 - 06.2019	Wissenschaftlicher Mitarbeiter, Institut für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik, Leibniz Universität Hannover
05.2015 - 09.2015	Berechnungsingenieur Thermodynamik, M+M Turbinen-Technik GmbH, Bad Salzuffen

Ausbildung

10.2015 - 06.2020	Promotionsstudium an der Leibniz Universität Hannover
04.2014 - 10.2014	Auslandsaufenthalt und Diplomarbeit an der Duke University, Durham, NC, USA
10.2008 - 11.2014	Studium des Maschinenbaus an der Leibniz Universität Hannover. Abschluss: Diplom-Ingenieur (Dipl.-Ing.)
06.2007	Abitur am Gymnasium Lehrte

Hannover, August 2020