

Forschungsbericht 2024-03

**Modulübergreifende
aerodynamische
Verdichterauslegung**

Thomas Dygutsch

Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt
Institut für Antriebstechnik
Köln



DLR

Deutsches Zentrum
für Luft- und Raumfahrt

Forschungsbericht 2024-03

Modulübergreifende aerodynamische Verdichterauslegung

Thomas Dygutsch

Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt
Institut für Antriebstechnik
Köln

120 Seiten
99 Bilder
7 Tabellen
83 Literaturstellen



Herausgeber:

Deutsches Zentrum
für Luft- und Raumfahrt e. V.
Wissenschaftliche Information
Linder Höhe
D-51147 Köln

ISSN 1434-8454
ISRN DLR-FB-2024-03
Erscheinungsjahr 2024

DOI: [10.57676/vgpj-fj48](https://doi.org/10.57676/vgpj-fj48)

Erklärung des Herausgebers

Dieses Werk wird unter den Bedingungen der Creative Commons Lizenz vom Typ Namensnennung 4.0 International, abrufbar über <https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/legalcode> , zur Nutzung überlassen.

Lizenz



Creative Commons Attribution 4.0 International

Gasturbinen, Verdichter, Übergangskanal, Aerodynamik, Optimierung

Thomas DYGUTSCH
DLR, Institut für Antriebstechnik, Köln

Modulübergreifende aerodynamische Verdichterauslegung

Technische Universität Berlin

Das zukünftige Wachstum des Luftverkehrs sowie die Verschärfung der Emissionsziele zum Schutz des Klimas machen die (Weiter-) Entwicklung effizienter Antriebssysteme zu einer Herausforderung. Gegenüber dem in der Entwicklung von Fluggasturbinen bisher üblichen modularen Ansatz bietet ein integratives Design der Komponenten ein erhebliches Potential zur Leistungs- bzw. Wirkungsgradsteigerung. Dies gilt insbesondere für das hinsichtlich Wirkungsgrad und Betriebsverhalten kritische Verdichtungssystem.

Die vorliegende Arbeit soll einen Beitrag zum erweiterten Verständnis des Gesamtsystems Verdichter, bestehend aus den Modulen Nieder- und Hochdruckverdichter sowie dem Verdichterübergangskanal, leisten. Der Fokus liegt dabei auf dem Übergangskanal und dessen Interaktion mit den Verdichtern. In den Voruntersuchungen wird das Modul des Übergangskanals isoliert betrachtet. Eine aggressive Kanalkonfiguration, die durch Sekundärströmungseffekte und Strömungsablösungen gekennzeichnet ist, wird durch eine Endwandkonturierung und 3D-gestaltete Stützstrebe stabilisiert. Anschließend wird der Einfluss aggressiver Kanalkonfigurationen auf den Nieder- und Hochdruckverdichter anhand eines mehrwelligen, vielstufigen Verdichtungssystems untersucht. Unter Einsatz moderner Optimierungsverfahren wird der negative Einfluss von Interaktionseffekten durch eine modulübergreifende Betrachtung des Verdichtersystems minimiert. Neben der Kanallänge und -formgebung werden ebenfalls die angrenzenden Leitgitter sowie die erste Stufe des Hochdruckverdichters an die geänderten Strömungsbedingungen angepasst. Weiterhin wird eine Variation der Austrittsleitgitter des Niederdruckverdichters über den Umfang zur Minderung der Umfangsstörungen im statischen sowie im Totaldruck untersucht. Die durchgeführten Studien zeigen ein erhebliches Potential zur axialen Bauraumreduktion des Verdichtungssystems.

Gas turbines, compressors, inter compressor duct, aerodynamics, optimization

(Published in German)

Thomas DYGUTSCH

German Aerospace Center (DLR), Institute of Propulsion Technology, Cologne

Cross-module Aerodynamic Compressor Design

Technical University of Berlin

The future growth of air traffic and the tightening of emission targets to protect the climate make the advancement of efficient propulsion systems a challenge. Compared to the modular approach that has been common in the development of aircraft gas turbines to date, an integrative design of the components offers considerable potential for increasing performance. This applies in particular to the compression system, which is critical in terms of efficiency and operating behavior.

The present work is intended to contribute to a broader understanding of the overall compression system, consisting of the low- and highpressure compressor modules and the inter compressor duct. The focus is on the compressor duct and its interaction with the compressors. In the preliminary studies, the inter compressor duct module is considered in isolation. An aggressive duct configuration characterized by secondary flow effects and flow separation is stabilized by endwall contouring and 3D-designed support struts. Then, the negative influence of aggressive duct configurations on the low and high pressure compressor is investigated using a multi-shaft, multi-stage compression system. Using advanced optimization techniques, the influence of interaction effects is minimized by considering the compression system across modules. In addition to the channel length and shape, the adjacent guide vanes and the first stage of the high pressure compressor are also adapted to the changed flow conditions. Furthermore, a variation of the outlet guide vanes of the low pressure compressor over the circumference to reduce the circumferential disturbances in static as well as in total pressure is investigated. The studies carried out show a considerable potential for axial installation space reduction of the compression system.

Modulübergreifende aerodynamische Verdichterauslegung

vorgelegt von

M. Sc.

Thomas Christian Dygutsch

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

Doktor der Ingenieurwissenschaften

- Dr.-Ing. -

genehmigte Dissertation

Promotionsausschuss:

Vorsitzender: Prof. Dr.-Ing. Flávio Silvestre

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Dieter Peitsch

Gutachter: Dr.-Ing. Alexander Hergt

Tag der wissenschaftlichen Aussprache: 15. Dez. 2023

Berlin 2024

Kurzfassung

Das zukünftige Wachstum des Luftverkehrs sowie die Verschärfung der Emissionsziele zum Schutz des Klimas machen die (Weiter-) Entwicklung effizienter Antriebssysteme zu einer Herausforderung. Gegenüber dem in der Entwicklung von Fluggasturbinen bisher üblichen modularen Ansatz bietet ein integratives Design der Komponenten ein erhebliches Potential zur Leistungs- bzw. Wirkungsgradsteigerung. Dies gilt insbesondere für das hinsichtlich Wirkungsgrad und Betriebsverhalten kritische Verdichtungssystem.

Die vorliegende Arbeit soll einen Beitrag zum erweiterten Verständnis des Gesamtsystems Verdichter, bestehend aus den Modulen Nieder- und Hochdruckverdichter sowie dem Verdichterübergangskanal, leisten. Der Fokus liegt dabei auf dem Übergangskanal und dessen Interaktion mit den Verdichtern. In den Voruntersuchungen wird das Modul des Übergangskanals isoliert betrachtet. Eine aggressive Kanalkonfiguration, die durch Sekundärströmungseffekte und Strömungsablösungen gekennzeichnet ist, wird durch eine Endwandkonturierung und 3D-gestaltete Stützstrebe stabilisiert. Anschließend wird der Einfluss aggressiver Kanalkonfigurationen auf den Nieder- und Hochdruckverdichter anhand eines mehrwelligen, vielstufigen Verdichtungssystems untersucht. Unter Einsatz moderner Optimierungsverfahren wird der negative Einfluss von Interaktionseffekten durch eine modulübergreifende Betrachtung des Verdichtersystems minimiert. Neben der Kanallänge und -formgebung werden ebenfalls die angrenzenden Leitgitter sowie die erste Stufe des Hochdruckverdichters an die geänderten Strömungsbedingungen angepasst. Weiterhin wird eine Variation der Austrittsleitgitter des Niederdruckverdichters über den Umfang zur Minderung der Umfangsstörungen im statischen sowie im Totaldruck untersucht. Die durchgeführten Studien zeigen ein erhebliches Potential zur axialen Bauraumreduktion des Verdichtungssystems.

Danksagung Dieses Projekt wurde vom Clean Sky 2 Joint Undertaking (JU) im Rahmen des Forschungs- und Innovationsprogramms Horizon 2020 der Europäischen Union unter dem Grant Agreement Nr. 945541 gefördert.

Haftungsausschluss Die in dieser Arbeit dargestellten Ergebnisse, Meinungen, Schlussfolgerungen etc. sind ausschließlich die des Autors/der Autoren und geben nicht unbedingt den Standpunkt der JU wieder; das JU haftet nicht für die Verwendung der hierin enthaltenen Informationen.



Abstract

The future growth of air traffic and the tightening of emission targets to protect the climate make the advancement of efficient propulsion systems a challenge. Compared to the modular approach that has been common in the development of aircraft gas turbines to date, an integrative design of the components offers considerable potential for increasing performance. This applies in particular to the compression system, which is critical in terms of efficiency and operating behavior.

The present work is intended to contribute to a broader understanding of the overall compression system, consisting of the low- and highpressure compressor modules and the inter compressor duct. The focus is on the compressor duct and its interaction with the compressors. In the preliminary studies, the inter compressor duct module is considered in isolation. An aggressive duct configuration characterized by secondary flow effects and flow separation is stabilized by endwall contouring and 3D-designed support struts. Then, the negative influence of aggressive duct configurations on the low and high pressure compressor is investigated using a multi-shaft, multi-stage compression system. Using advanced optimization techniques, the influence of interaction effects is minimized by considering the compression system across modules. In addition to the channel length and shape, the adjacent guide vanes and the first stage of the high pressure compressor are also adapted to the changed flow conditions. Furthermore, a variation of the outlet guide vanes of the low pressure compressor over the circumference to reduce the circumferential disturbances in static as well as in total pressure is investigated. The studies carried out show a considerable potential for axial installation space reduction of the compression system.

Acknowledgement This project has received funding from the Clean Sky 2 Joint Undertaking (JU) under the European Union's Horizon 2020 research and innovation program under grant agreement no. 945541.

Disclaimer The results, opinions, conclusions, etc. presented in this work are those of the author(s) only and do not necessarily represent the position of the JU; the JU is not responsible for any use made of the information contained herein.



Vorwort

Die vorliegende Arbeit ist während meiner Zeit am Institut für Antriebstechnik des Deutschen Zentrums für Luft- und Raumfahrt in Köln entstanden. Mein herzlicher Dank gilt allen Kollegen/-innen, die mich in dieser Zeit begleitet und auf vielfältige Art und Weise unterstützt haben.

Prof. Dr.-Ing. Dieter Peitsch und Dr.-Ing. Alexander Hergt danke ich für ihr Engagement rund um meine Promotion, für das Interesse an der Arbeit sowie für die abschließende Begutachtung.

Meinen Abteilungsleitern Dr.-Ing. Eberhard Nicke und Dr.-Ing. Christian Tiedemann danke ich für die Ermöglichung der Arbeit sowie für die vielfältige Unterstützung.

Meinem Gruppenleiter Dr.-Ing. Christian Voß möchte ich für seine engagierte Betreuung sowie seinen pragmatischen Blick auf die Dinge danken, welche entscheidend zum Gelingen der Arbeit beigetragen haben.

Die Promotion fand im Rahmen des Forschungsprojektes *Advanced Geared Engine Configuration* als Teil des Luftfahrtförderprogrammes *Clean Sky 2* in Kooperation mit der MTU Aero Engines AG und GKN Aerospace statt. Für die erfolgreiche und angenehme Zusammenarbeit möchte ich mich insbesondere bei Dr.-Ing. Harsimar Sahota bedanken.

Die Tätigkeit in meiner Abteilung *Fan und Verdichter* hat mir stets große Freude bereitet. Ich danke Euch für die durchweg freundliche, offene und hilfsbereite Arbeitsatmosphäre, die vielen sehr inspirierenden Kaffeerunden und die Zeit neben der Arbeit. Über die Jahre sind hieraus viele sehr gute Freundschaften entstanden, wofür ich sehr dankbar bin.

Meinen Eltern danke ich dafür, dass Sie mich auf diesen Pfad gebracht und mich unablässig in allen Belangen unterstützt haben.

Meiner Frau danke ich für Ihren liebevollen Rückhalt und dafür, dass sie immer an mich geglaubt und mich motiviert hat.

Köln, Dezember 2023

Thomas Dygutsch

Für meine Eltern.

Inhaltsverzeichnis

Abkürzungsverzeichnis	XIII
1. Einleitung	1
1.1. Hintergrund	1
1.2. Motivation	1
1.3. Zielsetzung	3
2. Stand der Forschung	5
2.1. Sekundärströmung	7
2.1.1. Effekt gekrümmter Endwände	7
2.1.1.1. Druckgradient	7
2.1.1.2. Stromlinienkrümmung	8
2.1.1.3. Kombination aus Stromlinienkrümmung und Druckgradient	11
2.1.2. Effekt von Stützstreben	12
2.2. Randbedingungen	13
2.2.1. Eintrittsbedingungen	13
2.2.2. Zapfluft	16
2.3. Designphilosophien	17
2.3.1. Modulares Design	18
2.3.1.1. Konventionell	18
2.3.1.2. Integrativ	19
2.3.1.3. Strömungsbeeinflussung	19
2.3.1.3.1. Endwandkonturierung	19
2.3.1.3.2. Grenzschichtabsaugung	20
2.3.2. Modulübergreifendes Design	20
2.3.2.1. Variation Austrittsleitgitter über den Umfang	21
2.3.2.2. Variation Eintrittsleitgitter über den Umfang	21
3. Vehikel und Methoden	23
3.1. Clean Sky 2	23
3.1.1. ICD Rig A und B	23
3.1.2. 2-Wellen-Verdichtersystem (2WVS)	25
3.1.3. Anmerkung zur Geheimhaltung	25

3.2. Methoden	26
3.2.1. Simulationsumgebung	26
3.2.2. Optimierungsumgebung	27
4. Modulare Betrachtung: Verdichterübergangskanal	29
4.1. Modellierung	29
4.2. Einfluss Baulänge	30
4.3. Einfluss 3D-Gestaltung	33
4.3.1. Geometrische Parametrisierung	34
4.3.2. Kriterium für Ausmaße von Sekundärströmungen und Ablösungen.	35
4.3.3. Zielfunktionen und Nebenbedingungen	35
4.3.4. Analyse der Ergebnisse.	37
4.3.5. Effekte der 3D-Gestaltung	41
5. Modulübergreifende Betrachtung: Verdichtersystem	45
5.1. Modellierung	45
5.2. Geometrische Parametrisierung	46
5.3. Zielfunktionen und Nebenbedingungen	48
5.4. Verdichtersystem.	49
5.4.1. Wirkungsgrad vs. Länge	49
5.4.2. Verdichterkennfeld	51
5.5. Verdichtermodule im Auslegungspunkt	53
5.5.1. Niederdruckverdichter	53
5.5.1.1. Stufen- und Gitterkenngrößen	54
5.5.1.2. Profilbetrachtung	55
5.5.1.3. Sekundärströmung.	56
5.5.2. Übergangskanal	57
5.5.3. Hochdruckverdichter	60
5.5.3.1. Stufen- und Gitterkenngrößen	62
5.5.3.2. Profilbetrachtung	65
5.6. Betrachtung im angedrosselten Zustand.	67
5.6.1. Nieder- und Hochdruckverdichter.	67
5.6.1.1. Stufenkennlinien	67
5.6.1.2. Stufen- und Gitterkenngrößen	69
5.6.1.3. Versagensmechanismen.	71

5.6.2. Übergangskanal	72
6. Umfangsbetrachtung: Leitgitteranpassung	75
6.1. Modellierung	75
6.2. Geometrische Parametrisierung	77
6.3. Zielfunktionen und Nebenbedingungen	77
6.4. Gitter- und Passagenvariation	80
6.5. Einfluss auf statische Druckstörung am Niederdruckverdichter	82
6.6. Einfluss auf Sekundärströmungen	84
6.7. Einfluss auf Totaldruckstörung am Hochdruckverdichter	88
6.8. Instationäre Betrachtung.	88
7. Zusammenfassung.	93
A. Anhang	97
A.1. Modulare Betrachtung	97
A.2. Modulübergreifende Betrachtung	98
A.3. Umfangsbetrachtung	103
Literaturverzeichnis	107
Abbildungsverzeichnis.	113
Tabellenverzeichnis	120

Abkürzungsverzeichnis

Lateinische Symbole

A	Fläche	m^2
c_p	spezifische Wärmekapazität	$\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$
c_p	statischer Druckkoeffizient	-
$C_{\Delta s}$	Entropieproduktion	-
d_{max}	maximale Profildicke	m
DF	Diffusionszahl = $1 - \frac{U_2}{U_1} + \frac{ \Delta U_\theta }{2U_1} \cdot \frac{t}{s}$	-
DH	de Haller Zahl = $\frac{U_2}{U_1}$	-
h	Enthalpie	J
h,H	Kanalhöhe	m
L	Länge	m
m	Masse	kg
\dot{m}	Massenstrom	kg s^{-1}
M	Machzahl	-
M_{mer}	meridionale Machzahl	-
N	Drehzahl	min^{-1}
p	statischer Druck	Pa
p_t	Totaldruck = $p + q$	Pa
q	dynamischer Druck bzw. Staudruck = $\frac{\rho}{2} \cdot U^2$	Pa
r, R	Radius	m
ΔR	Radiendifferenz zwischen Nieder- und Hochdruckverdichter	m
s	Entropie	$\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$
s	Sehnenlänge	m
T	Temperatur	K
t	Teilung	m

U	Strömungsgeschwindigkeit	m s^{-1}
y^+	dimensionsloser Wandabstand	-

Griechische Symbole

η_{is}	isentropen Wirkungsgrad = $\frac{c_p T_1 (\Pi_t^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1)}{\Delta h}$	-
θ	Steigungswinkel des Übergangskanals	°
μ	dynamische Viskosität	N s m^{-2}
Π_t	Totaldruckverhältnis = $\frac{p_{t,2}}{p_{t,1}}$	-
ρ	Dichte	kg m^{-3}
τ_w	Wandschubspannung	N m^{-2}
ω	Totaldruckverlustbeiwert = $\frac{p_{t,1} - p_{t,2}}{q_1}$	-
ω_t	Totaldruckverlustbeiwert = $\frac{p_{t,1} - p_{t,2}}{p_{t,1}}$	-

Koordinatensysteme

x, r, θ	Zylindrisch
x, y, z	Kartesisch

Indizes

1	Eintritt
2	Austritt
G	Gehäuse
max	Maximum
N	Nabe
ref	Referenzwert

Abkürzungen

2WVS	2-Wellen-Verdichtersystem (Abschnitt 3.1.2)
ADP	Aerodynamischer Design Punkt
AL	Arbeitslinie
BK	Brennkammer
BP	Betriebspunkt

CFD	Computational Fluid Dynamics
DSG	Designzahl
EWK	Endwandkonturierung
HB	Harmonic Balance, instationäres Simulationsverfahren (Abschnitt 3.2.1)
HDT	Hochdruckturbine
HDV	Hochdruckverdichter
HK	Hinterkante
ICD	Verdichterübergangskanal (Inter Compressor Duct)
IDL	Leerlaufzahl
IFCD	Fan-Verdichter-Übergangskanal (Inter Fan-Compressor Duct)
IGV	Eintrittsleitgitter (Inlet Guide Vane)
ITD	Turbinenübergangskanal (Inter Turbine Duct)
NACA	National Advisory Committee for Aeronautics
NDT	Niederdruckturbine
NDV	Niederdruckverdichter
NSL	BP nahe der Stabilitätsgrenze
OGV	Austrittsleitgitter (Outlet Guide Vane)
OVR	Überlastzahl
PG	Pumpgrenze
PGA	Pumpgrenzabstand
PRT	Teillastzahl
RANS	Reynolds-gemittelte Navier-Stokes Gleichung
TAG	Turbinenaustrittsgehäuse
TRACE	CFD-Löser, am DLR entwickelt (Abschnitt 3.2.1)
VK	Vorderkante

1. Einleitung

1.1. Hintergrund

Gasturbinen sind ein essentieller Teil der heutigen kommerziellen Luftfahrt. Ihre hohe Leistungsdichte bei gleichzeitig hohen Wirkungsgraden prädestiniert sie für den Einsatz im weltweiten Luftverkehr. Neben neuen Antriebskonzepten für den regionalen Luftverkehr ist die Gasturbine auf Mittel- und Langstrecke auf absehbare Zeit alternativlos. Im Hinblick auf das stetige Wachstum des Luftverkehrs sowie auf die Verschärfung der Emissionsziele zur Eindämmung des Klimawandels, ist eine weitere Effizienzsteigerung der eingesetzten Gasturbinen notwendig.

Da die Entwicklung moderner, effizienter Turbofan Triebwerke ein hochkomplexer und interdisziplinärer Prozess ist, wird dieser bisher auf die unterschiedlichen Module wie beispielsweise Fan, Nieder- und Hochdruckverdichter, heruntergebrochen (Abb. 1-1). Dies führt zu einer Reduktion der Komplexität, wodurch die detaillierte Auslegung mittels hochauflösender Simulationsverfahren mit bisherigen Rechenkapazitäten erst möglich wird. Ein Vorteil der Modularität besteht in der Entwicklung von Triebwerksfamilien mit einer ganzen Reihe an Schubklassen. Die Austauschbarkeit der Module untereinander ermöglicht weiterhin ein Re-Design einzelner Komponenten. Die Modularität hat jedoch ihren Preis. Modulschnittstellen werden zu künstlichen Designgrenzen. Eine Aufhebung der Modulgrenzen bietet daher weiteres Optimierungspotential für zukünftige Entwicklungen. Die Aufschlüsselung des Gesamtsystems Gasturbine auf einzelne Module findet bereits im Vorauslegungsprozess statt, wie Jarrett et al. (2009) am Beispiel eines Verdichtersystems - bestehend aus Niederdruckverdichter, Übergangskanal und Hochdruckverdichter - zeigen. Für jedes einzelne Modul existieren Randbedingungen, unter deren Einhaltung das Design-Optimum der Komponente erzielt wird. Beispielhafte Größen sind hier die Machzahl und der Drallwinkel am Austritt des Niederdruckverdichters als auch am Eintritt des Hochdruckverdichters. Doch die Auslegung einzelner Module in ihrem jeweiligen Optimum führt nicht automatisch zu einem optimalen Gesamtsystem. Ghisu et al. (2011a, 2011b) beschreiben in Ihrer Arbeit die Entwicklung eines Designsystem für eine integrative Vorauslegung, welches auf das Verdichtersystem eines Kerntriebwerks angewendet wird. Systematisch werden die Vorteile einer integrativen Auslegung behandelt, welche sich in einem größeren Designraum niederschlagen. Sind die einzelnen Module bereits an Ihre Designgrenzen gebracht worden, bietet das integrative Design durch steigende Rechenkapazitäten weitere Freiheiten und Wirkungsgradzuwächse.

1.2. Motivation

Das Modul des Verdichterübergangskanals (engl. *inter compressor duct - ICD*) zwischen Nieder- und Hochdruckverdichter verbindet die beiden Verdichter aerodynamisch miteinander und erfüllt mit Hilfe von Stützstreben üblicherweise eine wichtige strukturmechanische Funktion: Die Kraftübertragung zwischen Triebwerk und Flugzeugstruktur. Die Vortriebskraft der Wellen wird durch eine Festlagerung auf die Stützstreben und von diesen über die vordere Triebwerksaufhängung

(engl. *engine mount*) an den Pylon und damit auf das Flugzeug übertragen (Abb. 1-1). Die hintere Aufhängung am Turbinenaustrittsgehäuse überträgt keine Axialkräfte und stellt die Fixierung des Triebwerkes sicher.

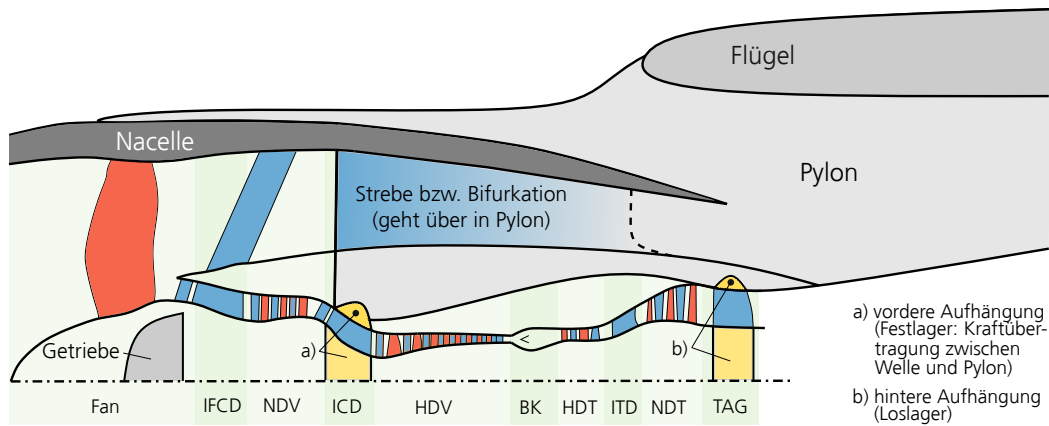


Abb. 1-1 Schematische Darstellung der Module sowie der Kraftübertragung zwischen Triebwerk und Flugzeugstruktur anhand des Turbofan Triebwerkes PW1100G-JM, angelehnt an Pratt & Whitney (2015).

Die Forschung an Verdichterübergangskanälen begann in den 1990er Jahren mit umfangreichen, experimentellen Arbeiten von Bailey (1997) und Britchford (1998) von der Loughborough University. Seither erfährt dieses Forschungsfeld wachsendes Interesse. Anfangs beschränkte sich die Forschung auf unbeschauelte Übergangskanäle, später kam es dann zur Berücksichtigung von Stützstreben, welche das Strömungsfeld aufgrund ihrer Abmaße maßgeblich prägen. Der Forschungsschwerpunkt liegt auf der Reduktion der Baulänge des Kanals und damit auf einer steileren bzw. aggressiveren Ausführung. Aufgrund der Kanalkrümmungen ist das Strömungsfeld geprägt durch radiale wie auch axiale Komponenten des Druckgradienten. Dies resultiert in hohen aerodynamischen Verlusten in Form von Sekundärströmungen und Strömungsablösungen, welche durch eine Kanalverkürzung verstärkt werden.

Getrieben wird die Entwicklung immer steilerer Übergangskanäle zum einen, um das Gewicht und damit den Kraftstoffverbrauch bestehender Triebwerksfamilien zu optimieren, zum anderen führt die Forschung an neuen Triebwerksgenerationen mit sehr großen Nebenstrom-Verhältnissen zu einer steigenden Radiendifferenz zwischen Nieder- und Hochdruckverdichter. Der ebenfalls steigende Fan-Rotor-Durchmesser resultiert durch die Begrenzung der relativen Machzahl an den Rotorblattspitzen in einer Absenkung der Niederdruckwellendrehzahl. Um den Energieeintrag des Niederdruckverdichters konstant zu halten, muss dieser daher auf größeren Radien betrieben werden. Der Gewichtsanteil des Übergangskanalmoduls am Gesamttriebwerk beträgt 3-4% (Donus et al., 2010). Kürzere und damit aggressivere Kanäle tragen somit zu Gewichts- und Effizienzsteigerungen bei. Allerdings konzentriert sich die Forschung bisher auf eine modulare Betrachtung des Kanals und vernachlässigt damit die Wechselwirkung zwischen den angrenzenden Modulen. Um den Einfluss einer Längenreduktion auf die angrenzenden Verdichterkomponenten evaluieren zu können, müssen diese mit in die Betrachtung inkludiert werden. Nicht zuletzt, da im Hinblick auf Wirkungsgrad und Betriebsverhalten, der Verdichter innerhalb der Gasturbine als besonders kritisch anzusehen ist (Grieb, 2009).

Aus dem Design des Übergangskanals ergeben sich sowohl Stromauf- als auch Stromabeffekte auf den Nieder- bzw. Hochdruckverdichter. Diese lassen sich in zwei Kategorien unterteilen: Radial- und umfangsgerichtete Effekte bzw. Störungen. Die radialen Effekte werden durch die starke konvexe/konkave Krümmung der Kanalwände im Übergangskanal hervorgerufen und führen zu einer Umverteilung der Belastung im Nieder- und Hochdruckverdichter. Die umfangsgerichteten Effekte lassen sich auf die strukturelle Stützstrebe zurückführen. Stromauf der Strebe bildet sich ein Potentialfeld aus, welches zu einer ungleichmäßigen Belastung des Niederdruckverdichters über den Umfang führt. Stromab kommt es zu Totaldruckverlusten in Form von Sekundärströmungen, welche durch das Zusammenwirken von Stützstrebe und Endwand entstehen. Bei hochaggressiven Konfigurationen kann es sogar zu Strömungsablösungen innerhalb des Kanals kommen. Durch derartige Strömungsverluste erfährt der Hochdruckverdichter eine über den Umfang mit der Anzahl an Stützstreben periodische Störung in der Zuströmung, welche zu einer lokal erhöhten Belastung des Verdichters führt.

Auf der einen Seite ziehen die radialen Effekte eine Designanpassung der angrenzenden Laufgitter nach sich, um die Verlagerung der Belastung aufzufangen. Andererseits erfordern die umfangsgerichteten Effekte eine Anpassung der angrenzenden Leitgitter, um den Laufgittern von Nieder- und Hochdruckverdichter eine homogenere Ab- bzw. Zuströmung zu gewährleisten. Dies ist insbesondere für ein stabiles Betriebsverhalten bei Einlaufstörungen wichtig. Ein inhomogener, statischer Gegendruck am Austritt des Niederdruckverdichters führt zu einem signifikant schwächeren Abklingen von Einlaufstörungen (Grieb, 2009). Statt über die Lauflänge im Niederdruckverdichter abzuklingen, durchläuft die Störung diesen nahezu ungehindert und trifft auf den Hochdruckverdichter.

1.3. Zielsetzung

Die vorliegende Arbeit leistet einen Beitrag zum erweiterten Verständnis des Gesamtsystems Verdichter, welches aus den Modulen Niederdruckverdichter, Übergangskanal und Hochdruckverdichter besteht. Dafür wird eingangs das Modul des Übergangskanals isoliert betrachtet, um anschließend anhand einer Gesamtsystembetrachtung den Einfluss auf Nieder- und Hochdruckverdichter zu ermitteln. Die zuvor bereits umrissenen Interaktionseffekte zwischen den Modulen werden dafür eingehend betrachtet und die Auswirkungen auf das Betriebsverhalten der Verdichterkomponenten untersucht. Unter Nutzung moderner Optimierungsverfahren wird der Einfluss der Interaktionseffekte mittels einer modulübergreifenden Betrachtung des Gesamtverdichtersystems minimiert. Durch ein systematisches Abfahren verschiedener Übergangskanallängen wird der radiale Einfluss auf die Verdichter und speziell auf die angrenzenden Gitter ermittelt. Daraufhin werden ausgesuchte Geometrien einer Betrachtung der umfangsgerichteten Störungen unterzogen und deren Einfluss minimiert, um einen hocheffizienten Betrieb der Verdichter bei stabilem Betriebsverhalten zu erreichen.

Ziel ist es neuartige, hochaggressive Übergangskanalkonfigurationen zu ermöglichen, welche durch eine kürzere Bauweise zur Effizienzsteigerung des Systems Flugzeug beitragen.

2. Stand der Forschung

Das Forschungsfeld der Verdichterübergangskanäle ist gemessen an der Turbomaschinenforschung noch verhältnismäßig jung. Die Grundlagen hierfür basieren jedoch auf Forschungen im Bereich der Diffusoren und dem Verständnis von Strömungen an gekrümmten Flächen, welche bis in die 1930er Jahre zurückreichen. Die ersten systematischen Untersuchungen an Verdichterübergangskanälen fanden in den 1990er Jahren statt, in denen der Einfluss der Kanal-Eintrittsbedingungen im Fokus stand. Zunehmend trat das Interesse an aggressiveren Konfigurationen in den Vordergrund. Im Zuge dessen kam es zu weitreichenden, integrativen Überlegungen. Bei diesen ging es zum Beispiel darum das Austrittsleitgitter (engl. *outlet guide vane (OGV)*) des Niederdruckverdichters in den gekrümmten Kanal zu integrieren. Je kürzer und damit aggressiver die Kanäle geworden sind, umso wichtiger wird es, die Interaktionseffekte zwischen Übergangskanal und angrenzenden Verdichtern zu beachten. Aktuelle Studien befassen sich daher mit dem Einfluss des letzten Niederdruckverdichters (NDV) Rotors auf den Kanal.

Um die unterschiedlichen Kanalgeometrien untereinander vergleichbar zu machen, wird an dieser Stelle eine Definition der wichtigsten Kenngrößen in Abb. 2-1 gegeben, welche im weiteren Verlauf der Arbeit verwendet wird. Die Charakterisierung der Übergangskanalgeometrie ist abhängig von der zu überwindenden mittleren Radiendifferenz ΔR und der Kanallänge L . Hieraus bildet sich die dimensionslose Kennzahl $\Delta R/L$. Diese gibt Auskunft über die mittlere Steigung der Kanalgeometrie. In diesem Zusammenhang wird auch oftmals von der Aggressivität gesprochen. Zur Bestimmung

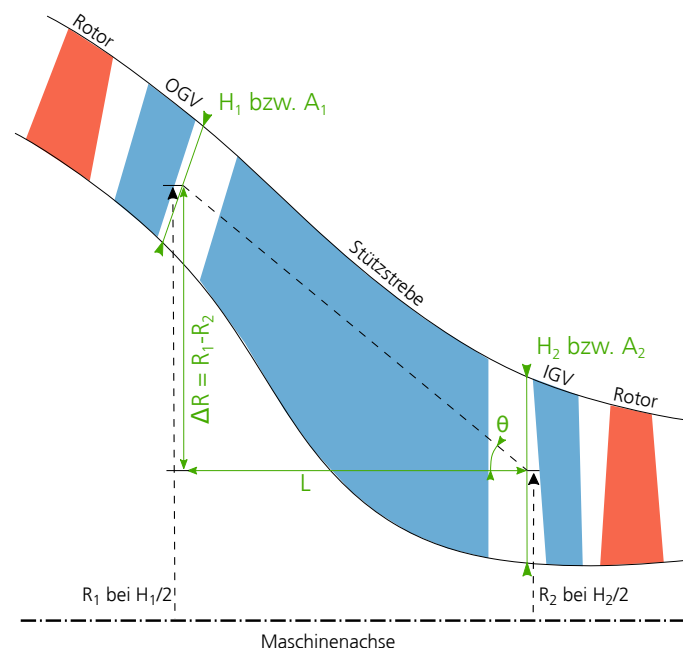


Abb. 2-1 Geometrische Charakteristika eines Verdichterübergangskanals: Steigung $\Delta R/L$ und Flächenverhältnis A_2/A_1 .

wird der mittlere Radius der letzten NDV Schaufelhinterkante sowie der ersten Hochdruckverdichters (HDV) Schaufelvorderkante verwendet. Aus diesen Größen ergibt sich der Steigungswinkel θ

= $\tan(\Delta R/L)$. Eine weitere Kennzahl ist das Verhältnis der Austritts- zur Eintrittsquerschnittsfläche A_2/A_1 . Die betrachteten Flächen an den Schaufelkanten von OGV und IGV stehen in guter Näherung senkrecht zur mittleren Stromlinie. Anhand dieser Kenngröße lässt sich eine Aussage über den Charakter des Strömungszustandes im Kanal treffen. Es gibt drei mögliche Zustände:

- beschleunigte Strömung ($A_2/A_1 < 1$),
- gleichbleibende Strömung ($A_2/A_1 = 1$),
- verzögerte Strömung ($A_2/A_1 > 1$).

Aus einer beschleunigten Strömung resultiert ein negativer Druckgradient entlang einer Stromlinie (Bernoulli- bzw. Euler-Gleichung), welcher stabilisierend auf die Grenzschicht wirkt. Ein positiver Druckgradient entsteht durch eine Verzögerung der Strömung, wodurch die Grenzschicht instabil wird und es zu Strömungsablösungen kommen kann. Eine gleichbleibende Strömung, welche weder beschleunigt noch verzögert wird, unterliegt keinem Druckgradienten und erfährt daher keinen (de-)stabilisierenden Einfluss. Der Effekt von negativen und positiven Druckgradienten auf die Grenzschicht wird in Abschnitt 2.1.1.1 näher behandelt.

Eine Einordnung von Übergangskanalkonfigurationen aus Forschung und aktuellen Triebwerkskonfigurationen wird in Abb. 2-2 gegeben. Hier ist das Flächenverhältnis über der Steilheit des Kanals aufgetragen. Es sei angemerkt, dass es in der Literatur keine einheitliche Definition der geometrischen Kenngrößen gibt, was einen Vergleich unterschiedlicher Konfigurationen erschwert. Trotz dessen macht die Darstellung die Tendenzen klar sichtbar. Es zeigt sich, dass die Aggressivität von

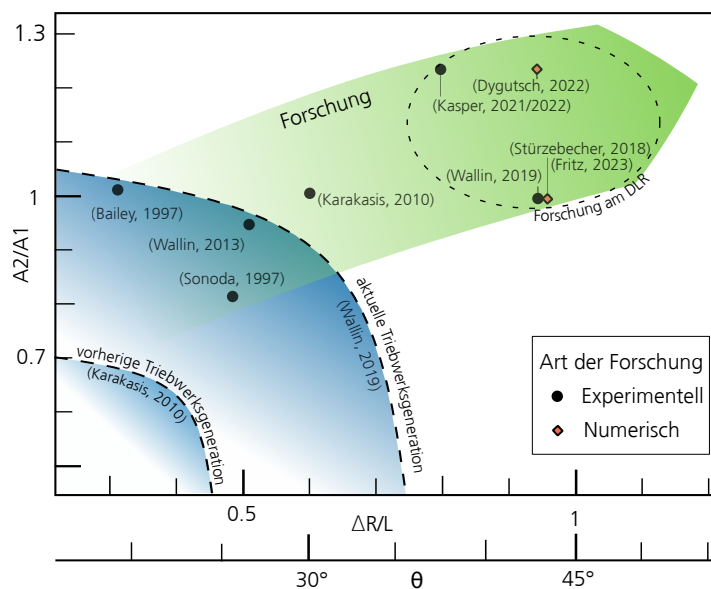


Abb. 2-2 Einordnung von Übergangskanälen aus Forschungs- und Triebwerkskonfigurationen anhand der Steigung $\Delta R/L$ und des Flächenverhältnis A_2/A_1 .

bereits im Flugbetrieb befindlichen Übergangskanälen signifikant gesteigert werden konnte. Zeigen ältere Triebwerke noch sehr konservative Designs mit stark beschleunigenden Flächenverhältnissen und Neigungswinkeln unter 25° , so weisen moderne Konfigurationen bereits Flächenverhältnisse um die eins und Neigungswinkel bis 35° auf.

Ein ähnliches Bild zeigt sich in den Kanalkonfigurationen, welche in der Forschung experimentell untersucht worden sind. Von den frühen Untersuchungen bis heute sind die Kanäle bedeutend steiler geworden und erreichen inzwischen Neigungswinkel bis zu 45° . Dies entspricht einem $\Delta R/L = 1$. Die untersuchten Flächenverhältnisse liegen zumeist bei Werten um die eins.

2.1. Sekundärströmung

Im Übergangskanal kommt es zur Überlagerung zweier strömungsmechanischer Effekte. Das Strömungsfeld wird maßgeblich durch die starke Krümmung der Endwände und den Einfluss der Stützstreben geprägt. Es resultiert ein komplexes, von dreidimensionalen Sekundärströmungseffekten geprägtes Strömungsverhalten.

2.1.1. Effekt gekrümmter Endwände

Aufgrund der konkaven und konvexen Krümmungen der Endwände in Hauptströmungsrichtung (die i.d.R. konstante Krümmung der Endwände in Umfangsrichtung sei hier unberücksichtigt) entsteht ein Druckgradient. Dieser weist Komponenten in radialer als auch in Strömungsrichtung auf. Die Geometrie der Endwände führt außerdem zu einer Umlenkung der Strömung, wodurch es zu einer Krümmung der Stromlinien kommt. Die Kombination beider Effekte prägt die Strömung in gekrümmten Kanälen. Je aggressiver ein Übergangskanal ausgelegt ist, desto stärker treten diese Effekte in Erscheinung. Hierfür ausschlaggebend ist die Kenngröße $\Delta R/L$.

2.1.1.1. Druckgradient

Nikuradse (1929) war einer der ersten, der das Verhalten turbulenter Strömungen im Wasser unter Einwirkung konstanter, positiver und negativer Druckgradienten in Strömungsrichtung untersucht hat. Grundlage hierfür waren experimentelle Untersuchungen an konvergenten (negativer Druckgradient) und divergenten (positiver Druckgradient) linearen Strömungskanälen mit variierten Öffnungswinkeln. Die Ergebnisse der vermessenen Kanalströmung sind in Abb. 2-3 anhand der dimensionslosen Geschwindigkeit U/U_{\max} aus Symmetriegründen über die halbe Kanalhöhe aufgetragen. Es zeigt sich, dass turbulente Geschwindigkeitsprofile unter dem wachsenden Einfluss eines negativen Druckgradienten bauchiger werden. Ein positiver Druckgradient führt hingegen zu einem flacheren Profil. Die Ergebnisse lassen ebenfalls Rückschlüsse auf das Verhalten der Grenzschicht zu: Ein negativer Druckgradient führt zu dünneren und ein positiver Druckgradient zu dickeren Grenzschichten. Somit konnte gezeigt werden, dass der Druckgradient einen signifikanten Einfluss auf das Verhalten der turbulenten Grenzschicht hat. Nikuradse (1929) zeigte weiterhin, dass der positive Druckgradient ab einem Öffnungswinkel $\geq 5^\circ$ so stark wird, dass es zu Rückströmgebieten und somit zu Strömungsablösungen kommt.

Tieferegehende Studien zum Verständnis des Verhaltens turbulenter Grenzschichten sind von Schaubauer und Klebanoff (1951) an einem gekrümmten, divergenten Windkanal durchgeführt worden. Aufgrund der sich ändernden Krümmung ist die Grenzschicht im Gegensatz zu den Untersuchungen Nikuradeses einem ansteigenden, positiven Druckgradienten ausgesetzt. Die Untersuchungen bestätigten den von Nikuradse (1929) gemessenen Zusammenhang zwischen Druckgradient und Form des Grenzschicht-Geschwindigkeitsprofils. Die Grenzschicht beginnt nach dem Übergang in

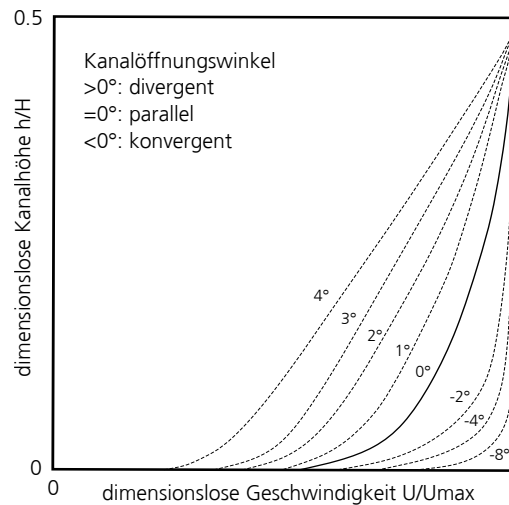


Abb. 2-3 Geschwindigkeitsprofil einer turbulenten Strömung in einem rechteckigen Kanal mit variiertem Öffnungswinkel unter Einfluss konstanter Druckgradienten, angelehnt an Nikuradse (1929).

die Krümmung aufzudicken bis sie aufgrund des zu hohen Druckgradienten anfängt abzulösen. Die Untersuchungen von Nikuradse (1929) und Schubauer und Klebanoff (1951) geben einen Überblick darüber, wie sich ein positiver bzw. negativer Druckgradient mit konstantem Vorzeichen auf die turbulente Grenzschicht auswirkt. Der Effekt des axialen Druckgradienten wird jedoch noch durch die Stromlinienkrümmung überlagert.

2.1.1.2. Stromlinienkrümmung

Bailey (1997) gibt in seiner Arbeit einen weitreichenden Überblick zu dem Thema der Stromlinienkrümmung und deren Einfluss auf das Verhalten der Grenzschicht. Wichtig in diesem Zusammenhang ist die sehr detaillierte Zusammenfassung der frühen, experimentellen Forschungsergebnisse durch Bradshaw (1973).

In einem Experiment an zwei unterschiedlich stark gekrümmten Kanälen stellte Wilcken (1930) fest, dass Krümmungen einen wesentlichen Einfluss auf die Entwicklung der turbulenten Grenzschicht haben. Die Messungen ergaben, dass konvexe Oberflächen einen dämpfenden Einfluss auf die Turbulenz haben. Das Grenzschichtwachstum wird dadurch im Vergleich zur ebenen Platte verlangsamt. Turbulente Grenzschichten auf konkaven Flächen hingegen erfahren eine starke Anregung der Turbulenz, weshalb es an derartigen Flächen zu einem sehr schnellen Anstieg der Grenzschichtdicke kommt.

Eine Erklärung der Physik hinter diesem Geschehen lieferte von Karman (1934) in einer der ersten qualitativen Betrachtungen des Phänomens. Diese stellt exemplarisch den Sachverhalt vereinfacht dar:

Betrachtet wird ein Fluidelement in einer achsensymmetrischen Strömung auf einer Kreisbahn. Auf das Element wirkt eine externe Kraft in radialer Richtung, wodurch es eine radiale Ablenkung erfährt. Das Fluidelement bewegt sich anfangs mit der Geschwindigkeit U_1 auf dem Radius r_1 und

wird durch das Gleichgewicht von Druckgradient und Zentrifugalkraft

$$\frac{\partial p}{\partial r} = \frac{\rho U_1^2}{r_1} \quad (2-1)$$

auf der Bahn gehalten. Nach dem Wirken der externen, radialen Kraft befindet sich das Element auf einem größeren Radius r_2 und bewegt sich mit der Geschwindigkeit U'_1 . Bei Annahme einer reibungsfreien Strömung muss der Drehimpuls des abgelenkten Fluidelementes bei einer Radienänderung erhalten bleiben:

$$U'_1 \cdot r_2 = U_1 \cdot r_1. \quad (2-2)$$

Daher ergibt sich U'_1 auf dem Radius r_2 zu:

$$U'_1 = U_1 \cdot \frac{r_1}{r_2}. \quad (2-3)$$

Die Änderung der Geschwindigkeit ist somit proportional zur Radienänderung r_1 / r_2 . Auf dem Radius r_2 entsteht so ein Geschwindigkeitsunterschied zwischen den Elementen mit der Geschwindigkeit U_2 und dem gestörten Element mit der Geschwindigkeit U'_1 . Daraus resultiert ein Ungleichgewicht zwischen der Zentrifugalkraft des gestörten Fluidelementes und dem Druckgradienten, der nötig wäre um das Element auf der Trajektorie mit dem Radius r_2 zu halten:

$$\frac{\rho U_1'^2}{r_2} \neq \frac{\rho U_2^2}{r_2}. \quad (2-4)$$

Es kann zwischen dem

$$\text{Fall 1: } \frac{\rho U_1'^2}{r_2} > \frac{\rho U_2^2}{r_2} \quad (\text{instabil}) \quad (2-5)$$

und

$$\text{Fall 2: } \frac{\rho U_1'^2}{r_2} < \frac{\rho U_2^2}{r_2} \quad (\text{stabil}). \quad (2-6)$$

unterschieden werden.

Im instabilen Fall 1 ist die Zentrifugalkraft des gestörten Elements größer als die Zentripetalkraft, welche aufgrund des Druckgradienten wirkt. Somit verbleibt das Fluidelement nicht auf der Trajektorie mit Radius r_2 , sondern wird aufgrund der hohen Zentrifugalkraft weiter nach außen zu größeren Radien abgelenkt. Setzt man Gl. (2-3) in Gl. (2-5) ein, ergibt sich

$$\frac{\rho U_1^2 r_1^2}{r_2^3} > \frac{\rho U_2^2}{r_2}, \quad (2-7)$$

woraus die Bedingung

$$|U_1 r_1| > |U_2 r_2| \quad (2-8)$$

folgt. Gilt Gl. (2-8) liegt ein instabiler Strömungszustand vor, bei dem das betrachtete Fluidelement immer weiter aus seiner initialen Bahn ausgelenkt wird.

Im stabilen Fall 2 ist die Zentrifugalkraft des gestörten Elements kleiner als die Zentripetalkraft, welche durch den Druckgradienten verursacht wird. Die Zentrifugalkraft reicht daher nicht aus, um

das Fluidelement auf dem Radius r_2 zu halten. Somit wird es wieder in Richtung seiner Ausgangslage zurückgelenkt. Analog zu Gl. (2-8) folgt:

$$|U_1 r_1| < |U_2 r_2|. \quad (2-9)$$

Gilt die Bedingung nach Gl. (2-9) kann eine gekrümmte Strömung als stabil angesehen werden. Allgemein lässt sich formulieren, dass eine Strömung mit über den Radius ansteigendem Drehimpuls als stabil betrachtet werden kann. Andersherum liegt bei kleiner werdendem Drehimpuls mit steigendem Radius ein instabiler Strömungszustand vor. Stabile Zustände liegen demnach beispielsweise bei einer konstanten und einer linear ansteigenden Geschwindigkeitsverteilung vor (oben in Abb. 2-4). Bei einer linear abfallenden Geschwindigkeitsverteilung kommt es zu Instabilitäten aufgrund des sinkenden Drehimpulses mit steigendem Radius.

Die so gemachten Betrachtungen lassen sich ebenfalls auf turbulente Grenzschichten an gekrümmten Flächen übertragen. Dazu ist in Abb. 2-5 eine kreisförmige Kanalströmung mit ausgebildeten turbulenten Grenzschichten dargestellt. Die Endwände bestehen aus konvex und konkav gekrümmten Oberflächen. Die sich dort einstellenden Grenzschichtgeschwindigkeitsprofile sind beispielhaft in Abb. 2-4 (unten) skizziert. Für die konvexe Oberfläche (blau) ergibt sich ein Profil mit ansteigender Geschwindigkeit und ebenfalls ansteigendem Drehimpuls über steigenden Radius. Der ansteigende Drehimpuls führt nach Gl. 2-9 zu einer stabilen Strömung und das gestörte Fluidelement wird wieder zurück in seine Ausgangslage geführt. Für die konkave Oberfläche (grün) ergibt sich ein gespiegeltes Geschwindigkeitsprofil. In diesem Fall sinkt die Geschwindigkeit mit steigendem Radius, was zu einem teilweise abnehmendem Drehimpuls führt. Der sinkende Drehimpuls führt nach Gl. 2-8 zu einem instabilen Strömungszustand.

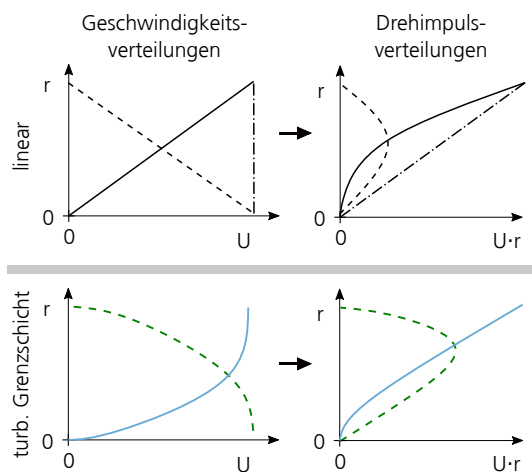


Abb. 2-4 Beispielhafte quantitative Betrachtung der Veränderung des Drehimpulses in Abhängigkeit generischer Geschwindigkeitsprofile. Oben: Lineare Verläufe. Unten: Verlauf innerhalb einer turbulenten Grenzschicht.

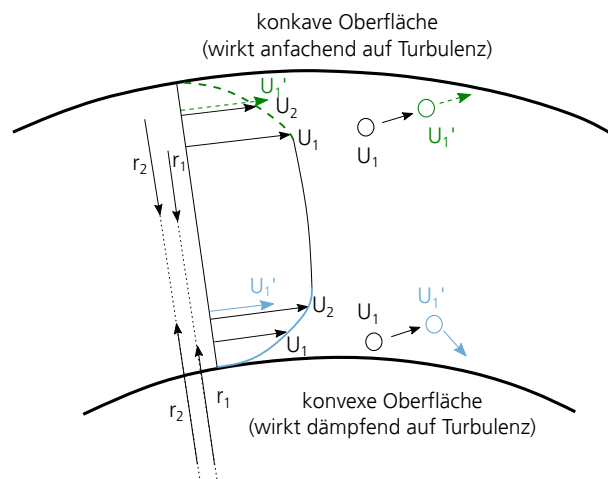


Abb. 2-5 Wirkweise konvexer und konkaver Endwände auf eine turbulente Grenzschicht in kreisförmiger Kanalströmung, angelehnt an Bailey (1997).

Zusammengefasst lässt sich sagen, dass es durch konvexe, gekrümmte Oberflächen zu einem sta-

bilisierenden Einfluss auf die turbulente Grenzschicht kommt. An konkaven Flächen hingegen führt die destabilisierende Wirkung zu einer ansteigenden Grenzschichtdicke.

2.1.1.3. Kombination aus Stromlinienkrümmung und Druckgradient

In der Historie sind die Effekte der Stromlinienkrümmung und des Druckgradienten in Strömungsrichtung meist separat voneinander untersucht worden. Ein Beispiel einer Forschungsarbeit, in der beide Effekte gemeinsam betrachtet werden, ist die Arbeit von Baskaran et al. (1987). In dieser wird das Verhalten der Grenzschicht über einen gekrümmten Hügel betrachtet. Die Abfolge einer konkaven und einer anschließenden konvexen Krümmung führt erst zu einem positiven Druckgradienten, welcher nach der Krümmungsänderung in einen negativen umschlägt.

Die entgegengesetzte Abfolge von konvexen und konkaven Krümmungen an Nabe und Gehäuse führt in einem Verdichterübergangskanal zu einem ungleich komplexeren Strömungsfeld. Schematisch ist dies im oberen Teil von Abb. 2-6 dargestellt. Das resultierende Druckfeld ist durch Gebiete

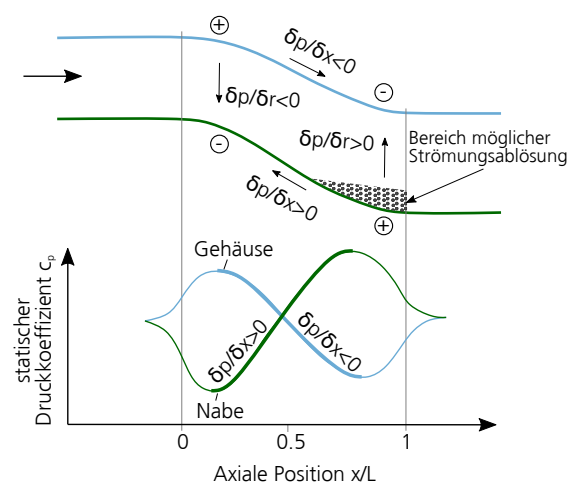


Abb. 2-6 Oben: Wirkung der konkaven und konvexen Krümmungen auf das statische Druckfeld ((+): hoher Druck; (-): geringer Druck) und die so induzierten Komponenten des Druckgradienten in radialer Richtung wie auch in Strömungsrichtung. Pfeile deuten die Richtung des Druckgefälles an. Unten: Statische Druckverteilung an Nabe und Gehäuse, angelehnt an Bailey (1997).

hohen (+) und geringen (-) Drucks angedeutet. Der resultierende Druckgradient hat daher nicht nur eine Komponente in Strömungs-, sondern auch in radialer Richtung. Das sich so ausbildende Strömungsfeld ist von Bandyopadhyay und Ahmed (1993) an einem rechteckigen, s-förmigen Kanal untersucht worden. Jedoch führt die Art der Bauweise des Kanals zu einer von den Sekundärströmungseffekten der Endwände dominierten Strömung, was die Messergebnisse wenig Aussagekräftig macht.

Die Experimente von Britchford, Carrotte et al. (1994) zeigen das Strömungsverhalten an einem ringförmigen Verdichterübergangskanal. Die Messungen des statischen Drucks an den Endwänden zeigen, dass sich, wie im unteren Teil von Abb. 2-6 zu sehen, an der Nabe eine positive und am Gehäuse eine negative Komponente des Druckgradienten in Strömungsrichtung einstellt. Üblicherweise wird die Verteilung des statischen Drucks über den statischen Druckkoeffizienten c_p

dargestellt:

$$c_p = \frac{p - p_1}{p_{t,1} - p_1}. \quad (2-10)$$

Dieser bildet ein Delta zwischen dem anliegenden statischen Druck p und dem Druck in der Eintrittsebene p_1 . Bezogen wird dieser auf den Staudruck am Eintritt.

Aufgrund der negativen Komponente des Druckgradienten in Strömungsrichtung an der Nabe kommt es zu einer Aufdickung der Grenzschicht. Die Stromlinienkrümmung sorgt in der ersten konvexen Krümmung für eine stabilisierende Wirkung. Die zweite konkave Krümmung wirkt jedoch destabilisierend auf die Strömung. An dieser Stelle fallen die destabilisierenden Wirkungen der Komponente des Druckgradienten in Strömungsrichtung und der Stromlinienkrümmung zusammen. Es kommt zu einer starken Aufdickung der Grenzschicht. Des Weiteren wirkt in dieser Krümmung die radiale Komponente des Druckgradienten von der Nabe aus in Richtung Gehäuse. Die Grenzschicht wird also von der Nabe weggedrückt.

Die positive Komponente des Druckgradienten in Strömungsrichtung am Gehäuse wirkt beschleunigend und führt zu einer nahezu konstanten Grenzschichtdicke. Durch die größeren Radien am Gehäuse ist allgemein die Wirkung der Krümmung dort nicht so stark ausgeprägt wie an der Nabe. Potentiell ist die erste Rechtskrümmung in Strömungsrichtung am Gehäuse für die Grenzschicht am kritischsten, da hier die radiale Komponente des Druckgradienten als auch die destabilisierende Wirkung der Stromlinienkrümmung zusammenfallen.

Abschließend betrachtet ist die konkave Krümmung an der Nabe die Stelle, an der die Grenzschicht am stärksten aufdickt. Folglich kommt es hier am ehesten zu Strömungsablösungen.

2.1.2. Effekt von Stützstreben

Die Stützstrebe (engl. *strut*) im Verdichterübergangskanal ist ein integrales Bauteil und erfüllt mehrere wichtige Aufgaben. Zum einen dient sie als Strukturelement, über welches die Kräfte vom Kerntriebwerk an die Flugzeugstruktur (Abb. 1-1) weitergeleitet werden (Rolls-Royce, 2005). Zum anderen werden durch die Stützstrebe diverse Versorgungsleitungen, wie z.B. Öl oder Druckluft bereitgestellt. In den bisherigen Betrachtungen ist der Effekt der Stützstrebe auf die Sekundärströmung bisher ausgeklammert worden, um die strömungsmechanischen Mechanismen besser voneinander trennen zu können.

Den Stützstreben liegen meist ungewölbte NACA Profile mit einer relativen Dicke d_{\max} / s zwischen 12% und 30% zugrunde, wie Bailey et al. (1997), Sonoda et al. (1997) und Karakasis et al. (2010) zu entnehmen ist. Hierbei entspricht d_{\max} der maximalen Profildicke und s der Sehnenlänge. Die erforderliche Dicke definiert sich durch die durchmesserstärkste Versorgungsleitung (Karakasis et al., 2010). Aufgrund der damit verhältnismäßig dicken Stützstreben kommt es zu einer starken Verblockung des freien Strömungskanals. Die bisherige Betrachtung der Sekundärströmungseffekte im Übergangskanal fand im Zweidimensionalen statt. Durch die Stützstrebe lässt sich diese Betrachtungsweise nicht länger aufrechterhalten. Das statische Druckfeld des Kanals wird in unmittelbarer Nähe der Stützstrebe von dessen Druckfeld überlagert (Abb. 2-7). Das Zusammenspiel dieser Effekte macht eine dreidimensionale Betrachtung unabdingbar. Wie aus der Superposition der statischen Druckverteilungen hervorgeht, schwächt die Präsenz der Strebe den Druckgradienten am Gehäuse ab; er bleibt jedoch negativ. Anders sieht es an der Nabe aus. Hier verstärkt die Stützstrebe den positiven Druckgradienten noch weiter und schwächt damit die Stabilität der Grenzschicht. Die Ef-

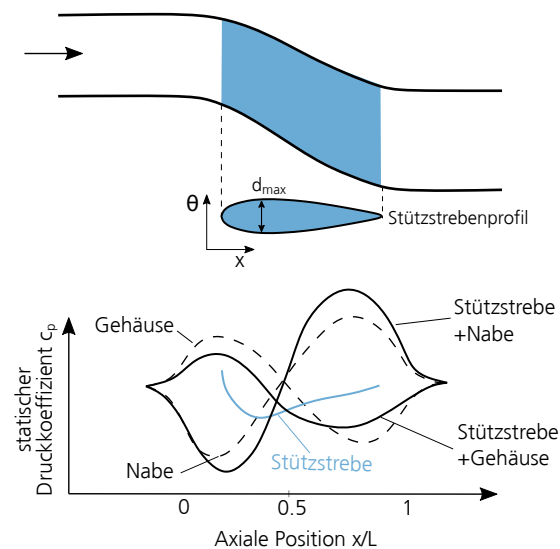


Abb. 2-7 Statische Druckverteilung an Nabe und Gehäuse superpositioniert mit der Druckverteilung einer Stützstrebe, angelehnt an Bailey (1997).

fekte im Bereich der Nabe sind in Abb. 2-8 zu sehen. Durch die Stützstrebengeometrie kommt es im Bereich der Vorderkante bis zur dicksten Stelle der Strebe zu einer Beschleunigung der Strömung, welche mit der Beschleunigung über die konvex gekrümmte Kanalendwand zusammenfällt.

Dies führt zu einer Stabilisierung des Strömungsfeldes und der Grenzschicht. Ab der dicksten Stelle der Stützstrebe d_{\max} kommt es zu einer Strömungsverzögerung, welche abhängig von der relativen Dicke der Stützstrebe d_{\max} / s ist. Je höher das Verhältnis aus maximaler Dicke zu Sehnenlänge, desto stärker ist die Verzögerung. In diesem Bereich fällt die Verzögerung, welche durch die Stützstrebe hervorgerufen wird, zusammen mit der Verzögerung des Strömungskanals. Dies führt besonders bei aggressiven Konfigurationen häufig zu Strömungsablösungen z.B. in Form einer Hinterkanteneckenablösungen (Karakasis et al., 2010; Naylor et al., 2010; Sonoda et al., 1997, 1998).

In den Arbeiten von Sonoda et al. (1997, 1998) zeigt sich weiterhin, dass es durch die Stützstrebe zur Bildung eines Hufeisenwirbels sowohl am Gehäuse als auch an der Nabe kommt. Für die Nabe ist ein solches Wirbelpaar in Abb. 2-8 zu sehen. Durch das gegenläufige Wirbelpaar wird Fluid aus der Wandgrenzschicht in die Freiströmung gepumpt. Dies führt zu einem Gebiet geringen Totaldruckes, welches stromab der Stützstrebehinterkante beobachtet werden kann. Die Totaldruckverluste, welche mit den Wirbeln einhergehen, sind abhängig von der Grenzschichtdicke der Zuströmung.

2.2. Randbedingungen

2.2.1. Eintrittsbedingungen

Die Strömungsphysik im Kanal ist direkt abhängig davon, welche Strömungsbedingungen am Kanaleintritt vorliegen. Einflussfaktoren, welche eine immanente Rolle spielen, sind die Grenzschichtdicke sowie der Drall der Strömung. Diese Faktoren sind getrieben von der stromauf liegenden

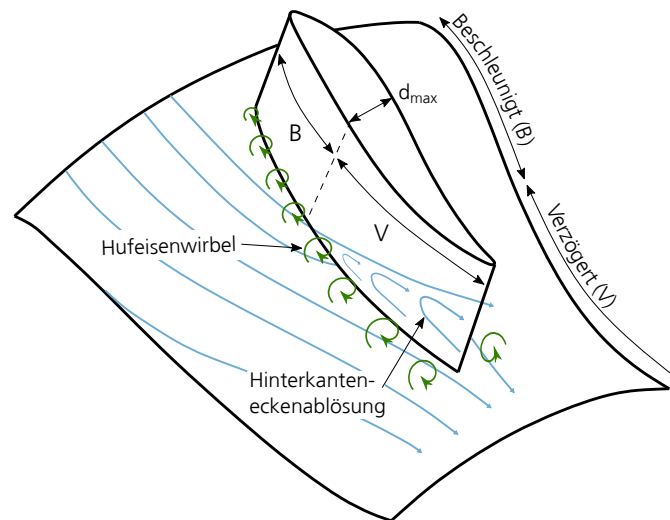


Abb. 2-8 Sekundärströmungseffekte an einem Übergangskanal mit Stützstrebe mit markierten Bereichen in denen die Strömung beschleunigt bzw. verzögert wird, angelehnt an Naylor et al. (2010).

Verdichterstufe und einer üblicherweise dort erfolgenden Zapfluftentnahme. Im Folgenden werden die einzelnen Phänomene sowie die Interaktion mit einer stromaufliegenden Stufe näher beleuchtet.

Grenzschichteinfluss

Der Einfluss der Grenzschichtdicke auf das Verhalten eines beschauften Übergangskanals ist von Sonoda et al. (1997, 1998) untersucht worden. Unterschiedlich dicke Zulaufgrenzschichten sind sowohl numerisch als auch experimentell betrachtet worden. Mit steigender Dicke der Zulaufgrenzschicht wächst die Größe des Hufeisenwirbels (Abschnitt 2.1.2) und damit das Gebiet geringen Totaldrucks an der Nabe an. Außerdem steigt auch die Grenzschichtdicke in der Mitte der Passage zwischen den Stützstreben mit steigender Dicke der Zulaufgrenzschicht an. Dies resultiert insgesamt in einer deutlichen Steigerung der Totaldruckverluste über den Kanal. Ein ähnliches Bild zeigt sich ebenfalls in der Arbeit von Walker et al. (2020).

Drall

Bailey und Carrotte (1996) haben den Einfluss von Drall behafteter Strömung auf einen unbeschauften Übergangskanal untersucht. Hierzu kann der Stator der stromauf liegenden Stufe entfernt werden, sodass die drallbehaftete Abströmung des Rotors den Kanal durchströmt.

Es zeigte sich, dass die tangentielle Geschwindigkeitskomponente U_θ (oft auch als Drall bezeichnet) innerhalb des Kanals in Maschinenachsenrichtung zunimmt. Zurückzuführen ist dies auf den Erhalt des Drehimpulses:

$$m_1 \cdot U_{\theta,1} \cdot r_1 = m_2 \cdot U_{\theta,2} \cdot r_2. \quad (2-11)$$

Kommt es an Nabe und Gehäuse zu einer Radienreduktion, wie es bei einem Verdichterübergangskanal typisch ist, muss sich bei Vernachlässigung der Reibungsverluste sowie bei Annahme konstanter Masse die tangentielle Geschwindigkeitskomponente ändern. Dabei ist die Änderung von $U_{\theta,2}$

proportional zur Änderung der Radien r_1 / r_2 :

$$U_{\theta,2} = U_{\theta,1} \cdot \frac{r_1}{r_2}. \quad (2-12)$$

Gilt die Bedingung

$$h_2 \geq h_1 \quad (2-13)$$

für die Änderung der Kanalhöhe $h=r_{\text{Gehäuse}}-r_{\text{Nabe}}$ von Eintritt zu Austritt, dann folgt, dass r_1 / r_2 von Nabe zu Gehäuse abnimmt:

$$\frac{r_{\text{Nabe},1}}{r_{\text{Nabe},2}} > \frac{r_{\text{Gehäuse},1}}{r_{\text{Gehäuse},2}}. \quad (2-14)$$

Daraus resultiert bei Annahme einer über den Radius konstanten tangentialen Geschwindigkeitskomponente $U_{\theta,1}$ am Eintritt, dass $U_{\theta,2}$ an der Nabe größer ist als am Gehäuse. Die Änderung der tangentialen Geschwindigkeit nimmt damit von Nabe zu Gehäuse hin ab. Die Bedingung nach Gl. (2-13) gilt für alle Flächenverhältnisse $A_2 \geq A_1$. Des Weiteren gilt sie ebenfalls für leicht beschleunigende Flächenverhältnisse $A_2 < A_1$ und somit für die Mehrzahl aller Verdichterübergangskanäle (Abb. 2-2).

Ein Fluidelement, welches drallbehaftet den Kanal durchquert, legt eine längere Strecke zurück, als wenn es den Kanal axial durchströmt (Abb. 2-10). Hierdurch verringert sich die auf die Strömung

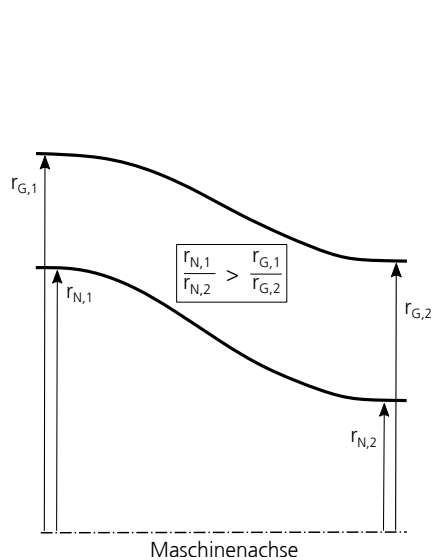


Abb. 2-9 Zusammenhang der Radienverhältnisse zwischen Ein- und Austritt des Kanals für Nabe (N) und Gehäuse (G).

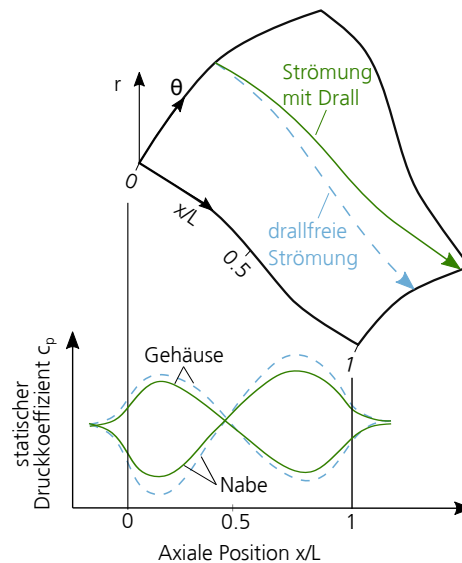


Abb. 2-10 Einfluss von drallbehafteter Strömung an den Endwänden auf den Verlauf des statischen Druckkoeffizienten c_p .

wirkende Krümmung der Endwände, wodurch es zu einer Beeinflussung der Druckgradientenkomponente in axialer Richtung kommt. Sowohl am Gehäuse als auch an der Nabe wird der Druckgradient reduziert. Der Einfluss an der Nabe ist dominanter als am Gehäuse. Der hier vorherrschende positive Druckgradient wird daher stärker minimiert. Der positive Effekt des Dralls wird jedoch besonders in Nabennähe von einem starken Anstieg der Totaldruckverluste begleitet (Abdalla und Soundranayagam, 1989; Bailey und Carrotte, 1996; Gao et al., 2015).

Die Wirkung einer drallbehafteten Strömung auf einen mit Stützstreben beschaufelten Übergangs-

kanal wurde von Gao et al. (2015) untersucht. Es zeigte sich eine starke Abhängigkeit der Sekundärströmung in Form einer Hinterkanteneckenablösung vom jeweiligen Zuströmwinkel.

Im Allgemeinen sind Verdichterübergangskanäle für eine drallfreie, axiale Strömungsführung ausgelegt, um die Verluste gering zu halten und dem nachfolgenden Eintrittsleitgitter (engl. *inlet guide vane (IGV)*) die ebenfalls benötigte axiale Zuströmung bereitzustellen. Die Möglichkeit einer drallbehafteten Zuströmung des Kanals würde eine umlenkende Stützstrebe erfordern, aber auch eine Entlastung der letzten Niederdruckverdichterstufe ermöglichen (Abschnitt 2.3.1.2).

Stromaufliegende Stufe

Die ersten veröffentlichten Untersuchungen des Einflusses einer stromaufliegenden Stufe auf einen Übergangskanal sind durch Britchford, Manners et al. (1994) durchgeführt worden. Die Stufe setzt sich dabei aus einem Rotor und einem Austrittsleitgitter zusammen. Im direkten Vergleich wurde der Kanal auch noch einmal ohne Rotor und Austrittsleitgitter vermessen. Es zeigte sich, dass die Nachläufe der Austrittsleitgitter die nabenseitige Strömung stabilisieren, indem niederenergetisches Fluid aus den Nachläufen durch den radialen Druckgradienten in Richtung Nabe strömt und die dortige Grenzschicht re-energetisiert. Die Strömungsgeschwindigkeit im Nachlauf ist dabei höher als die in der Grenzschicht. In einer weiteren Untersuchung desselben Kanals von Bailey et al. (1997) wurde der Totaldruckverlust über den Übergangskanal ermittelt. Durch die vorgeschaltete Verdichterstufe kam es zu einem deutlichen Verlustanstieg. Jedoch konnte nicht zwischen den Ausmischungsverlusten in den Nachläufen und einer Veränderung der eigentlichen Kanalverluste differenziert werden. In der Arbeit von Karakasis et al. (2010) konnten die Ergebnisse von Britchford, Manners et al. (1994) und Bailey et al. (1997) bestätigt werden. Im Vergleich zu einer ungestörten Anströmung führte die Stufe zu einer Erhöhung der Totaldruckverluste um 54%. Weiterhin konnte gezeigt werden, dass der Rotor aufgrund des statischen Druckfeldes der Stützstrebe einen über den Umfang varierten Gegendruck sieht. Dies führt zu einer unstetigen Belastung des Rotors.

Walker et al. (2020) untersuchten den Einfluss der radialen Massenstromverteilung, welche durch den Rotor vor dem Übergangskanal erzeugt wird. Hierbei wird ein Profil mit konstantem Totaldruck in der Hauptströmung mit einem nabenschwachen Totaldruckprofil - dem eines Fan ähnlichen - verglichen. Das nabenschwache Profil zeigt höhere Verluste über den Kanal, welche aus einem stärker ausgeprägten Nachlaufgebiet des Austrittsleitgitters resultieren.

Die Austrittsleitgitter und deren Nachläufe haben großen Einfluss auf die Strömung im Übergangskanal und sollten daher in allen Betrachtungen von Übergangskanälen berücksichtigt werden. Aus keiner der Studien lässt sich eine direkte Beeinflussung der Strömung im Übergangskanal durch die instationäre Rotordynamik nachweisen. Allerdings kommt es durch das statische Druckfeld der Stützstrebe zu einem über den Umfang variierenden Gegendruck des Rotors. Bei Studien zur Längenreduktion sollten diese Fakten nicht außer Acht gelassen werden.

2.2.2. Zapfluft

Üblicherweise findet sich in der letzten Stufe des Niederdruckverdichters eine Zapfluftentnahme, welche der aerodynamischen Entkopplung von Nieder- und Hochdruckteil des Verdichters dient. Diese kann als Rotor-Absaugung (hinter dem Rotor) oder als Stator-Absaugung (hinter dem Stator) ausgeführt sein.

Siggeirsson et al. (2021) untersuchten den Einfluss einer Rotor-Absaugung auf einen Verdichterübergangskanal ($\Delta R/L = 0.42$; $A_2/A_1 = 0.67$) numerisch als auch experimentell. Hierzu wird Zapfluft zwischen 0% und 40% des Eintrittsmassenstroms am Gehäuse entnommen. Der Rotor des NDV wird mittels eines Drallerzeugers simuliert. Je mehr Zapfluft entnommen wird, desto weniger Impuls liegt in der nabenseitigen Grenzschicht vor. Die nabennahe Strömung hinter dem Austrittsleitgitter verlagert sich aufgrund der Abblasung in radialer Richtung zur Kanalmitte hin. Dies führt hinter dem Übergangskanal bzw. vor dem Hochdruckverdichter zu einem Rückgang des Totaldrucks an der Nabe und zu einer Erhöhung am Gehäuse. Keiner der betrachteten Betriebspunkte zeigt Anzeichen einer Ablösung im Übergangskanal. Wie bereits in Abschnitt 2.2.1 erwähnt, führt eine Aufdickung der Zulaufgrenzschicht zu einer Aufweitung des Hufeisenwirbels und höheren Totaldruckverlusten. Aufgrund der Absaugung kommt es vor dem Austrittsleitgitter zu einer Verminderung der axialen Geschwindigkeit. Da jedoch die Umfangsgeschwindigkeitskomponente erhalten bleibt, führt eine Zapflufteutnahme zu einer Veränderung des Zuströmwinkels, wodurch es im Austrittsleitgitter zu Strömungsablösungen kommt.

Eine weitere Betrachtung einer Rotor-Absaugung ist von Spanelis und Walker (2022) durchgeführt worden ($\Delta R/L = 0.5$; $A_2/A_1 = 0.75$). Im Unterschied zur vorher genannten Studie von Siggeirsson et al. (2021) wurde statt eines Drallerzeugers eine vollständige NDV Stufe mit Rotor verwendet. Der Effekt der radialen Strömungsverlagerung hinter dem Austrittsleitgitter als auch hinter dem Übergangskanal, wie bereits durch Siggeirsson et al. (2021) beobachtet, tritt auch hier auf. Da der Verdichterübergangskanal jedoch ohne Stützstreben ausgeführt ist, ist eine Beurteilung des Zapflufteinflusses auf die Sekundärströmung des Kanals nicht möglich.

2.3. Designphilosophien

Das Design von Verdichterübergangskanälen hat sich im Verlauf der Zeit gewandelt. Wurde anfangs noch an konservativen Konfigurationen im Hinblick auf die Kanalsteilheit geforscht, gibt es ein zunehmend gesteigertes Interesse integrative und damit aggressivere Kanalkonfigurationen zu untersuchen. Diese ermöglichen es die gleiche Radiendifferenz bei verringerter axialer Baulänge zu überwinden. Andersherum ist es ebenso möglich bei konstanter axialer Länge größere Radiendifferenzen zu überwinden. Wie eingangs bereits erwähnt, ist dies gerade vor dem Hintergrund von Konfigurationen mit großem Nebenstromverhältnis wichtig, da hier die Radiendifferenz zwischen Nieder- und Hochdruckverdichter mit steigendem Nebenstromverhältnis zunimmt.

Der weitgehend größte Teil der Forschung beschäftigt sich mit einer modularen Einzelbetrachtung des Übergangskanals, wohingegen es bisher wenige Untersuchungen zu Interaktionseffekten zwischen den Komponenten gibt (modulübergreifender Ansatz). Wie eingangs erwähnt, existieren für jedes einzelne Modul Randbedingungen, unter deren Einhaltung das Design-Optimum der Komponente erzielt wird. Hier sind beispielsweise die Machzahl und der Drallwinkel am NDV Austritt bzw. am HDV Eintritt zu nennen. Typische Werte sind bei Walsh und Fletcher (2004), Grieb (2009) und Kurzke und Halliwell (2018) zu finden. Jedoch führt die Auslegung einzelner Module in ihrem jeweiligen Optimum nicht automatisch zu einem optimalen Gesamtsystem.

2.3.1. Modulares Design

Innerhalb der modularen Betrachtung des Kanals kann zwischen konventionellen und integrativen Designs unterschieden werden. Im konventionellen Fall wird die Verkürzung des Übergangskanals durch ein aggressives Design des Strömungskanals erreicht. Eine axiale Verkürzung geht hier mit stärkeren Krümmungen einher. Die integrativen Maßnahmen versuchen die so erzielte Längeneinsparung noch weiter zu treiben, indem angrenzende Schaufelreihen in die Krümmung des Übergangskanal verschoben werden. Ein bisher wenig beachtetes Designfeature ist der Einsatz von Endwandkonturierungen an Nabe und Gehäuse des Kanals, um lokal Einfluss auf die Strömung zu nehmen. Sofern nicht anderweitig daraufhingewiesen wird, handelt es sich bei den betrachteten Kanälen um 360°-Gitter-Ringraumgeometrien.

2.3.1.1. Konventionell

Numerisch als auch experimentell haben Ortiz Dueñas et al. (2007) den Einfluss der axialen Baulänge anhand dreier unbeschaufelter Übergangskanäle in Linearkaskaden-Bauweise ($\Delta R/L = 0.50, 0.67, 0.78$; $A_2/A_1 = 1.0$) untersucht. Die Kanäle besitzen identische Flächenverhältnisse und Radienänderungen ΔR . Das Referenzdesign mit $\Delta R/L = 0.50$ und die beiden verkürzten Varianten mit $\Delta R/L = 0.67$ und $\Delta R/L = 0.78$ werden auf Totaldruckverluste und Strömungsablösungen hin untersucht. Die Randzonenverluste steigen mit abnehmender Baulänge. Der Referenzkanal ist frei von Ablösungen. Durch die Kanalverkürzung auf $\Delta R/L = 0.67$ kommt es aufgrund von lokal auftretenden starken Krümmungen zu einer gehäuseseitigen Ablösung. Bei der kürzesten Variante löst die Strömung sowohl an der Naben- als auch Gehäusewand ab.

Naylor et al. (2010) haben die Untersuchungen von Ortiz Dueñas et al. (2007) fortgeführt ($\Delta R/L = 0.67$; $A_2/A_1 = 1.0$). Der Übergangskanal in Linearkaskaden-Bauweise aus den vorherigen Studien ist mit einer Stützstrebe versehen worden. Aus dem Vergleich zwischen dem Kanal mit und ohne Strebe ergibt sich ein um 88% gesteigerter Totaldruckverlust, welcher unter anderem auf eine nabenseitige Hinterkanteneckenablösung an der Stützstrebe zurückzuführen ist. Durch eine Anpassung der Kanalgeometrie nach der Flächenregel mit Hilfe einer konturierten Endwand entsteht an der Stelle der größten Verblockung, verursacht durch die Stützstrebe, eine Aufweitung des Kanals. Diese führt zu einer Verringerung der Strömungsverzögerung im Kanal, wodurch der Totaldruckverlust um 10% gesenkt werden kann.

Eine Optimierung einer rotationssymmetrischen Übergangskanalgeometrie mit Stützstreben ist von Wallin und Eriksson (2006) durchgeführt worden ($\Delta R/L = 0.50$; $A_2/A_1 = 1.0$). Bei gleichbleibender axialer Länge ist der Totaldruckverlust optimiert worden. Das Ergebnis zeigt ein der Flächenregel ähnliches Resultat: Eine deutliche Aufweitung des Kanals an der Stelle der größten Stützstrebenverblockung und eine damit einhergehende Absenkung des Totaldruckverlustes um 16%.

Weitere Kanalgeometrieoptimierungen sind in den Arbeiten von Ghisu et al. (2007) und Wu et al. (2013) zu finden.

Bei den Untersuchungen von Walker et al. (2014) ist die Verwendung einer umlenkenden Stützstrebe analysiert worden ($\Delta R/L = 0.5$; $A_2/A_1 = 1$). Hierdurch ergibt sich die Möglichkeit das Austrittsgitter und somit die letzte Stufe des Niederdruckverdichters zu entlasten. Entgegen herkömmlicher Auslegungen von Übergangskanälen kommt es nicht zu einer axialen, sondern einer drallbehafteten Anströmung des Kanals. Die durch den Drall implizierte tangentielle Geschwindigkeitskomponente

steigt über den Verlauf des Übergangskanals und die damit verbundene Radienabnahme an. Die Ausprägung dieses Effektes ist von der relativen Radienänderung abhängig und somit besonders stark an der Nabe ausgeprägt (vgl. den Dralleinfluss in Abschnitt 2.2.1). Mittels einer umlenkenden Stützstrebe konnten im Experiment 75% des Dralls entnommen werden ohne signifikant höhere Verluste oder Strömungsablösungen im Übergangskanal zu generieren.

2.3.1.2. Integrativ

In den Studien von Walker et al. (2012) ist eine geometrische Integration des Austrittsleitgitters in die erste Krümmung des unbeschaukelten Übergangskanals untersucht worden ($\Delta R/L = 0.625$; $A_2/A_1 = 1.0$). Die axiale Systembaulänge (Austrittsleitgitter und Übergangskanal) kann mit diesem Vorgehen um 20% verkürzt werden. Der Totaldruckverlust über das Austrittsleitgitter und den Übergangskanals ist, verglichen mit dem nicht integrierten Design, nahezu identisch. Die Leistungsfähigkeit des stromaufliegenden Rotors des Niederdruckverdichters wird durch die Integration nicht beeinflusst. In einer numerischen Studie haben Wallin et al. (2011) wie bereits bei Walker et al. (2014) die Möglichkeit umlenkender Stützstreben untersucht. In diesem Fall wird auf ein Austrittsleitgitter ($\Delta R/L = 0.5$; $A_2/A_{1, \text{eff.}} = 1$) verzichtet. Aufgrund des Dralls in der Zuströmung wird statt der Eintrittsfläche A_1 die effektive Eintrittsfläche $A_{1, \text{eff.}}$ berücksichtigt. Mittels einer Verdopplung der Strebenanzahl kann die notwendige Umlenkung erreicht werden. Es zeigen sich jedoch starke Sekundärverluste sowie Inzidenzprobleme im Off-Design, welche zu Strömungsablösungen führen. Mit diesem Designansatz kann die Gesamtverdichterlänge potentiell um eine Schaufelreihe verkürzt werden.

Die Kombination von umlenkenden Splitter-Schaufeln mit strukturellen, aber ebenfalls umlenkenden Stützstreben ist von Wallin et al. (2015) sowohl numerisch als auch experimentell untersucht worden ($\Delta R/L = 0.5$; $A_2/A_{1, \text{eff.}} = 1.06$). Im Vergleich zu herkömmlichen Designs (Austrittsleitgitter + Stützstrebe) ergibt sich im Auslegungspunkt ein geringerer Totaldruckverlust. Im Off-Design zeigt sich aufgrund großer Inzidenzvariationen ein erhöhtes Risiko für Strömungsablösungen auf den Splitter-Schaufeln.

Von Walker et al. (2021) ist der Übergangskanal zwischen Fan und Niederdruckverdichter experimentell auf die Möglichkeit einer Integration von Austrittsleitgitter und Stützstrebe untersucht worden ($\Delta R/L = 0.4$; $A_2/A_1 = 0.9$). Hierzu wird die Stützstrebe umlenkend ausgeführt und in die Reihe der Austrittsleitgitter "geschoben". Die neue Stützstrebengeometrie ergibt sich aus der Einhüllenden des davorliegenden Austrittsleitgitters und der Strebe. Die Austrittsleitgitter-Stützstrebenreihe ist so angepasst, dass der Rotor vom Stützstrebedruckfeld nicht beeinflusst wird. Im Vergleich zu einem Design mit nicht-integrierten Stützstreben steigen jedoch die Totaldruckverluste im Auslegungsfall.

2.3.1.3. Strömungsbeeinflussung

2.3.1.3.1. Endwandkonturierung

In den Untersuchungen von Naylor et al. (2010) an Übergangskanälen in Linearkaskaden-Bauweise wurde mittels einer zur Stützstrebenskelettlinie symmetrischen Endwandkonturierung die in Abschnitt 2.3.1.1 genannte Eckenablösung an der Stützstrebenhinterkante unterdrückt ($\Delta R/L = 0.5$; $A_2/A_1 = 1.0$). Hierbei zeigte sich, dass die Nabenkonturierung gegenüber der Gehäusekonturierung einen deutlich höheren Einfluss auf die Verluste hat. Die Nabenkonturierung beeinflusst die Verzögerung im kritischen hinteren Teil der Stützstrebe und macht es möglich, die Eckenablösung zu

unterdrücken.

Von Karakasis et al. (2010) ist eine ähnlich gestaltete, nabenseitige Endwandkonturierung unter Einfluss einer stromaufliegenden Stufe untersucht worden ($\Delta R/L = 0.625$; $A_2/A_1 = 1.0$). Ohne Einfluss der Stufe führt die Endwandkonturierung zu einer starken Querströmung an der Nabe innerhalb der Stützstrebenpassage. Unter Einfluss der Stufe wird die Grenzschicht durch die Nachläufe der Austrittsleitgitter jedoch re-energetisiert (siehe Abschnitt 2.2.1) und die nabenseitige Strömung durchläuft den Kanal in axialer Richtung.

2.3.1.3.2. Grenzschichtabsaugung

Mittels einer Grenzschichtabsaugung an der nabenseitigen Endwand haben Walker et al. (2011) eine weitere Verkürzung des unbeschaukelten Kanals aus der Arbeit von Walker et al. (2012) auf $\Delta R/L = 0.7$ erreichen können. Die optimale Position der Grenzschichtabsaugung liegt kurz vor der Stelle, an der die Strömungsablösung auftritt (bei ca. 35%-40% der Kanallänge). Durch die Entnahme von Zapfluft kann das niederenergetische Grenzschichtfluid abgesaugt werden, wodurch höherenergetisches Fluid aus der Hauptströmung die Grenzschicht re-energetisiert. Somit kann ein Ablösen der Strömung verhindert werden.

2.3.2. Modulübergreifendes Design

Die modulübergreifende Betrachtungsweise des Übergangskanals bezieht Einflüsse und deren mögliche Interaktionseffekte auf angrenzende Module mit ein: Den Nieder- und Hochdruckverdichter.

Die bisher vorgestellten Untersuchungen betrachten die Strömung innerhalb des Übergangskanals und vernachlässigen dabei die Stromauf- und Stromabwirkung auf die angrenzenden Verdichter. Es existieren zwar Publikationen, welche die letzte Stufe des NDVs mit einbeziehen, allerdings wird hierbei der Einfluss des Kanals auf den Rotor vernachlässigt. Hierzu sei beispielsweise auf die Arbeiten von Naylor et al. (2010), Ortiz Dueñas et al. (2007) verwiesen. Die Arbeit von Karakasis et al. (2010) bezieht zusätzlich die erste Stufe eines nachgeschalteten Hochdruckverdichters - bestehend aus Eintrittsleitgitter, Rotor und Stator - mit ein. Jedoch wird auch hier kein Einfluss des Übergangskanals auf den Verdichter ermittelt. Die der Interaktion zugrunde liegenden Effekte sind:

1. **Störung im statischen Gegendruck des NDV**, hervorgerufen durch die Bildung eines Potentialfeldes aufgrund der Aufstauwirkung der Stützstreben.
2. **Totaldruckstörung des HDV**, getrieben durch Sekundärströmungsverluste im Übergangskanal.

Nicht nur beeinflusst die Gestaltung des Austrittsleitgitters die Strömung innerhalb des Übergangskanals, sondern auch die Gitter und der davor befindliche Rotor werden durch die Aufstauwirkung der Stützstrebe beeinflusst. Somit kommt es zu einer umfangunsymmetrischen Androsselung des Niederdruckverdichters, was sowohl die Leistungsfähigkeit als auch die aerodynamische Stabilität negativ beeinflusst (Wadia et al., 1999). Weiterhin hat ein inhomogener Gegendruck Einfluss auf die Störanfälligkeit des Gesamtverdichtersystems, wie bereits in Abschnitt 1.2 erwähnt. Der Hochdruckverdichter erfährt ebenfalls eine Leistungsbeeinflussung aufgrund der umfangunsymmetrischen Sekundärströmungseffekten aus dem Kanal und dem breiten Nachlauf der Stützstrebe. Um derlei Umfangasymmetrien zu vermindern, bietet sich der Einsatz von über den Umfang variierten Austritts- und Eintrittsleitgittern an.

2.3.2.1. Variation Austrittsleitgitter über den Umfang

Mittels eines zweidimensionalen Strömungsmodells, basierend auf der Potentialtheorie, haben Cerri und O'Brien (1989) die Stator-Stützstreben Interaktion untersucht. Die Konfiguration besteht aus 37 Statoren und fünf Streben. Sowohl die Staffelungswinkel der Statoren als auch die Umfangsposition der Streben ist Gegenstand einer Optimierung. Ziel ist es die Druckstörung - verursacht durch die Strebe - an der axialen Position der Hinterkante des Rotors zu minimieren. Die Änderung der Staffelungswinkel ist auf $\pm 4^\circ$ beschränkt, um Strömungsablösungen zu vermeiden. Weiterhin sind die Autoren der Meinung, dass eine Änderung des Staffelungswinkels um mehr als 4° ein Re-Design der Schaufelprofile (Skelettlinie und Dickenverteilung) erfordert. Das Resultat sind mehrere mögliche Umstaffelungsgesetze, welche alle zu einer Verringerung der statischen Druckstörung führen.

Mit der von Cerri und O'Brien (1989) erprobten Methode haben Jones et al. (1996) eine Umstaffelung der Austrittsleitgitter durchgeführt, welche stromauf vor vier gleichmäßig über den Umfang verteilten Stützstreben (drei dünne und eine dicke Strebe) liegen. Die Austrittsleitgitter haben eine wenig ausgeprägte 3D-Gestaltung. Ziel ist die statische Druckstörung des stromauf liegenden Rotors zu minimieren und somit die Vibration des Rotors zu senken. Eine Optimierung hinsichtlich dieser Ziele führt zu einer gleichmäßigeren Inzidenz und Belastung der Statoren über den Umfang. Weiterhin kann der statische Druckaufbau durch die Umstaffelung gesteigert werden. Eine Verschiebung der Statoren über den Umfang relativ zur Vorderkante der Stützstrebe hat Einfluss auf die Belastungsverteilung der zwei Statoren direkt vor der Stützstrebe. Die Ergebnisse der Optimierung werden mittels experimenteller Tests bestätigt.

Wadia et al. (1999) haben eine ähnliche Problematik für eine militärische Fan-Stufe mit dahinterliegender Stützstrebe untersucht. Das Austrittsleitgitter ist durch eine starke 3D-Gestaltung in Form einer Umfangsneigung (engl. *lean*) und einer Vorwärtspfeilung (engl. *sweep*) an Nabe und Gehäuse geprägt. In einer Betrachtung mittels zweidimensionaler CFD werden die Austrittsleitgitter über den Umfang im Staffelungswinkel variiert, was zu einer geringeren statischen Druckstörung hinter dem Rotor führt. Diese Ergebnisse lassen sich jedoch in der 3D-CFD nicht bestätigen. Hier zeigen die angepassten Gitter über den Umfang starke Unterschiede in der Belastung. Auch abschließende experimentelle Untersuchungen zeigen ein nachteiliges Verhalten der umgestaffelten Gitter.

Die Arbeit von Walker et al. (2021) widmet sich, wie bereits in Abschnitt 2.3.1.2 beschrieben, der Integration von Austrittsleitgitter und Stützstrebe im Fall eines Übergangskanals zwischen Fan und Niederdruckverdichter. Im Zuge dessen wird die Wölbung und Teilung der Austrittsleitgitter über den Umfang variiert. Dies führt nicht nur zu einem konstanteren statischen Druck hinter dem Rotor, sondern auch zu einer Angleichung der Gitterbelastung in Form des Diffusionsfaktors.

2.3.2.2. Variation Eintrittsleitgitter über den Umfang

Um einen Verdichter unabhängiger gegenüber Totaldruckstörungen am Eintritt zu machen, haben Chen et al. (1987) untersucht, wie der Staffelungswinkel des Eintrittsleitgitters über den Umfang variiert werden muss, um eine gleichmäßige Axialgeschwindigkeitsverteilung am Verdichtereintritt zu erreichen. Sowohl eine kontinuierliche Änderung über den Umfang als auch eine segmentweise Umstaffelung der Gitter wird betrachtet. Ein Öffnen des Gitters in Bereichen niedrigen Totaldrucks und ein Schließen in Bereichen hohen Totaldrucks führt zu einer Angleichung der Axialgeschwindigkeitsverteilung. Experimentell ist der Einfluss der segmentweisen Umstaffelung der Eintrittsleitgitter

auf das Verdichterverhalten von Schulmeyer (1989) untersucht worden. Auch hier konnte eine Angleichung der Axialgeschwindigkeitsverteilung am Verdichtereintritt gemessen werden, was zu einer Reduktion der Verluste führte. Trotz der Änderungen bleibt der gemittelte Betriebspunkt stabil.

Das radiale Eintrittsplenum eines Radialverdichters zeigt über den Umfang große Unterschiede in der axialen Machzahl und dem Drallwinkel, was zu Fehlanströmungen im Impeller und folglich zu Strömungsablösungen führt. Um die Zuströmung des Impellers zu homogenisieren haben Sezal et al. (2016) über den Umfang individuell gekrümmte Austrittsleitgitter genutzt. Das asymmetrische Design liefert eine homogenere Zuströmung des Impellers und damit höhere Stufenwirkungsgrade und Totaldruckverhältnisse in allen vermessenen Betriebspunkten. Die Senkung der Verluste teilt sich hälftig auf das Plenum und den Impeller auf.

Mittels der Impuls Theorie Analyse (engl. *Actuator Disk*) kann Horlock (1990) zeigen, dass eine Totaldruckstörung durch eine Umfangsva-riation der Eintrittsleitgitter ausgeglichen werden kann. Dies ist möglich, indem der Abströmwinkel der Austrittsleitgitter derart variiert wird, dass die durch den Rotor geleistete Arbeit ebenfalls über den Umfang variiert. Somit kann die Störung durch einen lokal höherem Totaldruckaufbau ausgeglichen werden kann.

3. Vehikel und Methoden

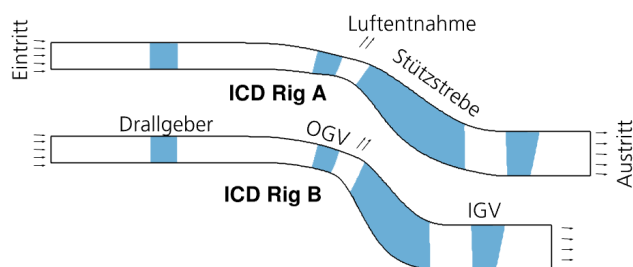
Die in dieser Arbeit durchgeführten numerischen (Optimierungs-) Studien werden an den in diesem Kapitel vorgestellten Modellkonfigurationen aus dem Luftfahrtförderprogramm *Clean Sky 2* realisiert. Dabei handelt es sich um drei Verdichterübergangskanäle, welche sich zum einen in der Steilheit bzw. Aggressivität, aber auch im Detailgrad der betrachteten Konfiguration (Kaskadenbauweise, Zweiwellen-Axialverdichter) unterscheiden. Es wird weiterhin auf die relevanten Betriebspunkte sowie die wichtigsten geometrischen Eckdaten der Kanäle eingegangen. Abschließend wird eine kurze Beschreibung der zur Durchführung der numerischen Studien notwendigen Methoden gegeben.

3.1. Clean Sky 2

Das Luftfahrtförderprogramm *Clean Sky 2* ist Teil des Rahmenprogramms *Horizon 2020* der Europäischen Union. Ziel des Gemeinschaftsvorhabens (engl. *Joint Undertaking*) der Europäischen Kommission und der europäischen Luftfahrtindustrie ist die Reduktion des Ausstoßes von Treibhausgasen (CO_2 , NO_x) und Lärmemissionen (Clean Sky 2 Joint Undertaking, 2022). Um diese Ziele zu erreichen, werden im Teilvorhaben *Engines Integrated Technology Demonstrator* neue Triebwerkstechnologien im Hinblick auf die Emissionsreduktion erforscht und getestet. Teil davon ist die Forschung und Entwicklung für die nächste Generation von Getriebefans am Demonstrator *Advanced Geared Engine Configuration*. Im Rahmen dessen wird an kürzeren bzw. aggressiveren Verdichterübergangskanalkonfigurationen geforscht. Die MTU Aero Engines AG, GKN Aerospace und das DLR Institut für Antriebstechnik haben hierzu gemeinsam drei einzigartige Testrigs ausgelegt. Die Durchführung der experimentellen Versuche findet am DLR Institut für Antriebstechnik in Köln statt. Die ersten Versuche sind an den ICD Rigs A und B auf dem Ringgitterwindkanal durchgeführt worden, um detaillierte Messungen der Strömung im Übergangskanal zu erheben. Weitere Versuche folgen am 2-Spool-Compressor-Rig, welches auf dem Mehrstufen-Zweiwellen-Axialverdichter-Prüfstand (M2VP) betrieben wird. Mit diesem Rig ist es möglich, Übergangskanalkonfigurationen unter triebwerksnahen Bedingungen zu testen. In dieser Arbeit werden die im Folgenden vorgestellten Rig-Konfigurationen als Basis für numerische Studien verwendet.

3.1.1. ICD Rig A und B

Bei den Modellkonfigurationen ICD Rig A und B (Abb. 3-1) handelt es sich um Verdichterübergangskanäle unterschiedlicher axialer Baulänge, welche als 360° -Gitter-Ringraumgeometrien ausgeführt sind. Sie bestehen aus einem vorgelagerten Drallgeber, welcher die Abströmung des letzten NDV Laufrades nachbildet. Weiterhin besteht die Beschaukelung aus dem OGV des NDV, Stützstreben und dem IGV des HDV. Eine Zusammenfassung der Schaufelzahlen findet sich in Tab. 3-1. Die Drallgeber und die IGVs sind verstellbar gestaltet und weisen Halbspalte an Nabe und Gehäuse auf. Ziel der Auslegung war es, verkürzte Verdichterübergangskanäle, welche außerhalb des bisher in fliegenden Anwendungen zum Einsatz kommenden Bereichs in Bezug auf Steilheit bzw. Aggressivität liegen, zu testen. Weiterhin wurden die Ergebnisse verwendet, um die numerischen CFD Methoden



Tab. 3-1 Schaufelzahlen der Modellkonfigurationen ICD Rig A und B.

Swirler	OGV	Strut	IGV
60	120	10	30

Abb. 3-1 Übergangskanal Modellkonfigurationen ICD Rig A und B.

für die Berechnung in Übergangskanälen zu validieren. Die Arbeiten von Wallin et al. (2019), Kasper et al. (2021), Kasper et al. (2022) und Fritz et al. (2023) geben einen Überblick über die durchgeführten Versuche und Messergebnisse. Konfiguration A stellt eine signifikant steilere Ausführung eines Übergangskanals im Vergleich zu aktuellen fliegenden Anwendungen dar. Die Strömung im OGV als auch im Stützstrebenbereich ist anliegend und zeigt keine Zeichen von Strömungsablösungen. Konfiguration B ist im Vergleich zu A 18% kürzer und 5° steiler. Die Stützstreben beider Kanäle weisen dieselben maximalen Dicken auf. Jedoch unterscheiden sich die Dickenrücklage und die Sehnenlänge (Tab. 3-2). Die Aufweiten der Querschnittfläche zwischen OGV und Stützstrebe führt zu einer anderen Belastungsverteilung als in Konfiguration A. Das OGV erfährt eine erhöhte Belastung wohingegen der ICD durch ein reduziertes Flächenverhältnis entlastet wird. Die star-

Tab. 3-2 Geometrische Kennzahlen der Modellkonfigurationen ICD Rig A und B sowie für drei in der Länge variierte Geometrien. Die Werte für ΔL , $\Delta \theta$ und $\Delta(A_2/A_1)$ beziehen sich auf das ICD Rig A.

Name	ΔL [%]	$\Delta \theta$ [°]	$\Delta(A_2/A_1)$ [%]	rel. Dickenrücklage [%] Nabe/Gehäuse	d_{\max} / s [%] Nabe/Gehäuse
ICD Rig A (Referenz)	-	-	-	40 / 28	16 / 21
ICD Rig B	-18	+5	-19	48 / 29	19 / 24
ICD A01	-23	+7	-	40 / 28	16 / 21
ICD A02	-33	+11	-	40 / 28	16 / 21
ICD A03	-40	+14	-	40 / 28	16 / 21

Tab. 3-3 Definition der Betriebspunkte für die Modellkonfigurationen ICD Rig A und B nach Wallin et al. (2019).

Betriebspunkt	Machzahl vor Drallgeber	Reynoldszahl ($L_{\text{ref}}=0.385\text{m}$)	Inzidenz OGV [°]	Zapfluft
BP _{ADP}	0.32	3,700,000	0	3%
BP _{inz}	0.27	3,700,000	positiv	3%

ke Längenreduktion kann jedoch durch die Entlastung nicht kompensiert werden. Daher kommt es sowohl im OGV als auch im Bereich der Stützstrebe zu Strömungsablösungen (Abb. 4-12a), welche im Design-Prozess vorsätzlich zugelassen wurden, um die CFD Methoden auch für diese kritischen Betriebszustände validieren zu können. Im Betriebspunkt BP_{ADP} liegt die Zuströmmach-

zahl vor dem Drallgeber für beide Konfigurationen bei 0.32, was einer Reynoldszahl von 3,700,000 ($L_{ref} = 0.385\text{m}$) entspricht. 3% des Massenstroms werden hinter dem OGV als Zapfluft entnommen (Wallin et al., 2019). Betrachtet wird des Weiteren der Betriebspunkt BP_{inz} , bei dem das OGV eine positive Inzidenz sieht und damit stärker belastet wird. Dies würde in einem Verdichtungssystem einem angedrosselten Betriebspunkt entsprechen. Eine Übersicht der betrachteten Betriebspunkte ist in Tab. 3-3 zu finden.

3.1.2. 2-Wellen-Verdichtersystem (2WVS)

Die modulübergreifenden Studien der vorliegenden Arbeit werden am 2-Wellen-Verdichtersystem (2WVS) durchgeführt. Sie stellen eine Weiterführung der am 2-Spool-Compressor-Rig durchgeführten Arbeiten dar.

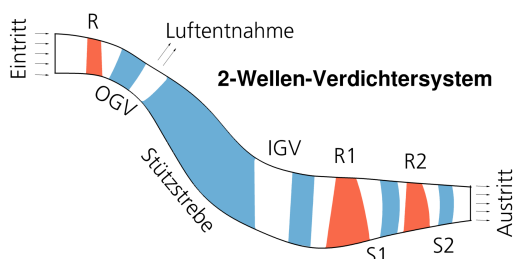


Abb. 3-2 2-Wellen-Verdichtersystem.

Tab. 3-4 Komponentenunterteilung und Schaufelzahlen des 2-Wellen-Verdichtersystems.

NDV		ICD		HDV			
Stufe				Stufe 1		Stufe 2	
R	OGV	Strut	IGV	R1	S1	R2	S2
94	126	9	38	26	48	38	62

Beim 2WVS handelt es sich um ein zweiwelliges, vielstufiges Verdichtungssystem. Es besteht aus einem Nieder- und einem Hochdruckverdichter, welche durch einen Verdichterübergangskanal miteinander verbunden sind. Das Verdichtungssystem ist repräsentativ für die nächste Generation moderner Getriebe-Fan Triebwerke für zivile Luftfahrtanwendungen. Es besteht aus einer NDV Stufe, einem Übergangskanal mit Stützstreben sowie 2.5 HDV Stufen (Abb. 3-2). Zwischen dem NDV und den Stützstreben wird Zapfluft entnommen.

Die zwei Stufen des Hochdruckverdichters (exklusiv IGV) sind bereits anhand der am DLR Institut für Antriebstechnik aufgebauten und entwickelten Profilsystematik aerodynamisch optimiert worden (Schnös, 2020; Schnös und Nicke, 2017; Schnös et al., 2018). Die Schaufelzahlen sind Tab. 3-4 zu entnehmen. Das IGV und die zwei Statoren des HDV sind verdrehbar ausgeführt und weisen daher Halbspalte an Nabe und Gehäuse auf. Drehzahlabhängig werden die Gitter nach dem Verstellgesetz verdreht. Die erste Stufe des HDV ist transsonisch mit einer Zuströmmachzahl $M_{rel} > 1$, wohingegen die NDV Stufe als auch die zweite HDV Stufe subsonisch sind.

Der Übergangskanal des 2WVS entspricht von der Steilheit dem ICD Rig B und dem Flächenverhältnis nach dem ICD Rig A (Tab. 3-5). Die relative Dicke der Stützstrebe d_{max} / s liegt zwischen denen der ICD Rigs. Die Betriebspunkte in Bezug auf Wellendrehzahlkombinationen und Zapfluft sind in Tab. 3-6 zusammengefasst.

3.1.3. Anmerkung zur Geheimhaltung

Zur Wahrung der Geheimhaltungsvereinbarung mit der MTU Aero Engines AG und GKN Aerospace sind die geometrischen Darstellungen der ICD Rigs A und B verzerrt. Des Weiteren werden sämtliche

Tab. 3-5 Geometrische Kennzahlen des 2-Wellen-Verdichtersystems und drei weiterer in der Länge variiertes Geometrien. Die Werte für ΔL , $\Delta\theta$ und $\Delta(A_2/A_1)$ beziehen sich auf das ICD Rig A.

Name	ΔL [%]	$\Delta\theta$ [°]	$\Delta(A_2/A_1)$ [%]	rel. Dickenrücklage [%] Nabe/Gehäuse	d_{\max}/s [%] Nabe/Gehäuse
2WVS	-12	+5	-	36 / 36	17 / 23
2WVS A01	-13	+4	+27	36 / 36	18 / 25
2WVS A02	-29	+10	+31	36 / 36	20 / 32
2WVS A03	-45	+16	+26	36 / 36	22 / 40

Tab. 3-6 Betriebspunkte des 2-Wellen-Verdichtersystems: Wellendrehzahlen und Zapfluft nach Dygutsch et al. (2022).

Bezeichnung der Drehzahlkombination	Betriebspunkt auf Arbeitslinie	NDV n/N [%]	HDV n/N [%]	Zapfluft [%]
IDL - Leerlauf (idle)	BP _{IDL,AL}	35	78	10
PRT - Teillast (part)	BP _{PRT,AL}	75	92	3
DSG - Design (design)	BP _{ADP}	100	100	3
OVR - Überlast (overload)	BP _{OVR,AL}	110	105	3

aerodynamischen Ergebnisgrößen normiert bzw. auf Delta-Basis dargestellt.

3.2. Methoden

Zur Durchführung der numerischen Studien wird auf die Simulationsumgebung TRACE Suite und die Optimierungsumgebung AutoOpti zurückgegriffen.

3.2.1. Simulationsumgebung

Die numerischen Strömungssimulationen werden mittels der am DLR Institut für Antriebstechnik in Kooperation mit der MTU Aero Engines AG entwickelten Simulationsumgebung TRACE Suite durchgeführt. Diese beinhaltet den kompressiblen RANS-Strömungslöser TRACE, welcher speziell für Turbomaschinenanwendungen entwickelt und durch zahlreiche Turbomaschinenanwendungen kalibriert als auch validiert worden ist (Elfert et al., 2017; Reutter et al., 2018; Reutter et al., 2017). Weiterhin verfügt die TRACE Suite über die *postprocessing*-Software POST, welche ein umfangreiches Spektrum an für Turbomaschinen relevanten Auswertungsroutinen bietet. Für die Simulationen in der vorliegenden Arbeit werden am Eintritt des Rechenggebietes radiale Verteilungen von Totaldruck, Totaltemperatur, Strömungswinkeln sowie turbulenten Größen vorgegeben. Am Austritt wird der statische Druck als Randbedingung aufgeprägt. Die Turbulenz wird mittels des $k-\omega$ -Turbulenzmodells mit Erweiterungen für die Rotation und Staupunktkorrektur modelliert (Näheres in Abschnitt 4.1). Zapfluftmassenströme werden über eine Austrittsrandbedingung aufgeprägt.

Da Simulationen zeitlich aufgelöster Strömungen im Zeitbereich nach wie vor einen sehr hohen Re-

chenaufwand, insbesondere für mehrstufige Konfigurationen, darstellen (Reutter et al., 2018; Reutter et al., 2017), wird in dieser Arbeit auf das instationäre Simulationsverfahren Harmonic Balance zurückgegriffen. Dieses ermöglicht die Durchführung von zeitgenauen Simulationen im Frequenzbereich. Für die Simulationen wird lediglich ein Einzelpassagennetz benötigt, was zu einer erheblichen Reduktion des Rechenaufwandes führt. Für weitergehende Erläuterungen zum Harmonic Balance Verfahren sei auf die Arbeiten von Frey et al. (2014), Junge et al. (2015), Junge et al. (2021) und Junge (2022) verwiesen.

3.2.2. Optimierungsumgebung

Für die effiziente Durchführung der Optimierungsstudien wird auf die beim DLR Institut für Antriebstechnik entwickelte Optimierungsumgebung AutoOpti zurückgegriffen. Der Anwendungsschwerpunkt liegt im Turbomaschinenbereich und deren Komponenten (Goinis, 2020; Pottmann, 2021; Siller et al., 2009; Voß et al., 2015).

Die Basis des zugrundeliegenden Optimierungsprozesses bildet ein evolutionärer Algorithmus. In Anlehnung an die in der Natur bei Lebewesen vorkommende natürliche Evolution hat sich dieses Verfahren zur Lösung globaler Optimierungsprobleme durchgesetzt. Ausgehend von einer Anfangspopulation wird durch Selektion, Mutation und Rekombination nach geeigneten Kandidaten gesucht. Das Optimierungsziel wird dabei durch eine oder mehrere Zielfunktionen definiert und kann durch zusätzliche Nebenbedingungen weiter eingeschränkt werden. Evolutionäre Algorithmen sind ein stochastisches Optimierungsverfahren, weswegen keine Gradienteninformationen notwendig sind. Dies hat den Vorteil, dass auch sehr komplexe Formulierungen der Zielfunktionen denkbar sind. Zur Beschleunigung des Optimierungsfortschrittes werden in AutoOpti Metamodelle eingesetzt, welche die bereits vorhandenen Zielfunktionswerte nutzen, um Vorhersagen für vielversprechende neue Kandidaten zu machen. Erst der Einsatz von Metamodellen ermöglicht es, hochdimensionale Parameterräume effizient abzusuchen. Eine ausführliche Beschreibung des Softwarepaketes AutoOpti ist in den Arbeiten von Goinis (2020), Pottmann (2021) und Schmitz (2020) zu finden.

4. Modulare Betrachtung: Verdichterübergangskanal

Die modulare Betrachtung und Auslegung des Verdichterübergangskanals entspricht dem Stand der Technik und hat auch in der Forschung noch immer eine hohe Relevanz (Abschnitt 2.3). Dies hilft, den betrachteten Designraum zu begrenzen, die Komplexität zu reduzieren und wertvolle Rechenzeit zu sparen. Anhand der Modellkonfigurationen ICD Rig A und B wird in diesem Kapitel sowohl der Einfluss der Baulänge abgeschätzt als auch die Möglichkeit untersucht, typische auftretende Verluste mittels einer Endwandkonturierung und 3D-gestalteten Stützstrebe zu reduzieren. Teile der in diesem Kapitel vorgestellten Studien sind bereits in Stürzebecher et al. (2018) veröffentlicht worden.

4.1. Modellierung

Für die Durchführung der numerischen Studien an den Verdichterübergangskanälen ICD A und B werden reduzierte Einzelpassagen-Konfiguration, bestehend aus OGV und Stützstrebe, verwendet (Abb. 4-1). Die Verbindung der beiden Reihen ist durch eine Mischungsebene gegeben und die Netzauflösung beträgt rund 1.2 Millionen Zellen. Die Wandbehandlung findet mittels Wandfunktion statt, wobei der dimensionslose Wandabstand y^+ zwischen 20 und 70 liegt. Vorab durchgeführte Untersuchungen haben gezeigt, dass der Einsatz eines Wandfunktionsnetzes im Vergleich zu einer höher aufgelösten Grenzschicht ("low reynolds") einen vernachlässigbaren Einfluss hat (Stürzebecher et al., 2018).

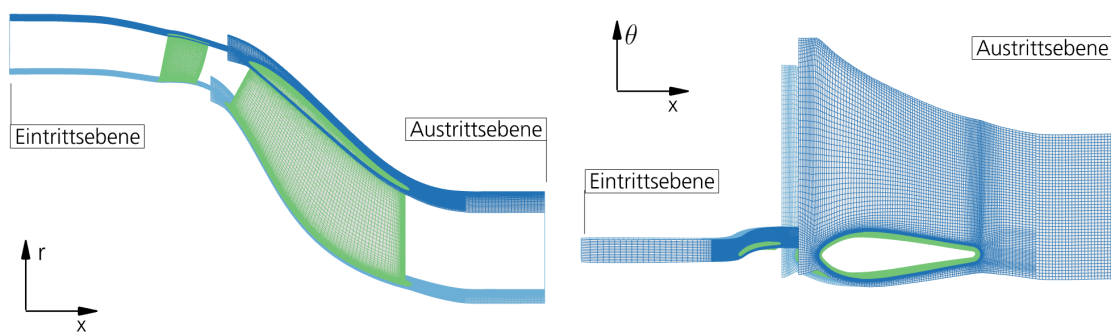


Abb. 4-1 Rechendomäne und -netz am Beispiel der Modellkonfiguration ICD Rig A.

Die stationären 3D CFD RANS Simulationen werden mittels des am DLR entwickelten Strömungslösers TRACE durchgeführt (Abschnitt 3.2.1). In den von Stürzebecher et al. (2018) vorab durchgeführten Untersuchungen wurden unterschiedliche Turbulenzmodelle gegeneinandergehalten. Für ICD Konfigurationen stellte sich die Kombination aus $k-\omega$ Turbulenz-Modell mit Kato-Launders Stau-punktkorrektur sowie der Streamline Curvature (SLC) Rotationseffekterweiterung (Kožulović und Röber, 2006) als sinnvoll heraus. Diese zeigte die am stärksten ausgeprägten Strömungsablösungen und wurde damit als konservativste Variante gewählt. Die dahinter stehende Überlegung ist: Zeigt sich in der Simulation für einen neu gestalteten ICD eine ablösefreie Strömung, so ist durch

die Wahl des konservativsten Setups die Strömung im realen Kanal ebenfalls frei von Ablösungen. Dieses Vorgehen wurde gewählt, da TRACE in dieser Anwendung erstmals für Übergangskanalkonfigurationen eingesetzt worden ist.

4.2. Einfluss Baulänge

Um den Einfluss der Längenreduktion bzw. Aggressivität von ICD Konfigurationen abzuschätzen, wird das ICD Rig A systematisch verkürzt. Im Vordergrund steht hierbei der Einfluss der sich verstärkenden konkaven und konvexen Krümmungen auf die Strömung und die damit einhergehende Entwicklung der Verluste. Betrachtet wird an dieser Stelle nur der BP_{ADP} .

Die für eine solche Studie notwendigen Geometrievariationen finden ausschließlich im Bereich der Stützstrebe statt. Eine aggressivere Kanalgeometrie resultiert aus der Längenreduktion bei gleichbleibender Radiendifferenz zwischen OGV Hinterkante (L1) und IGV Vorderkante (L2). Die Länge wird durch eine Stauchung der Geometrie im Bereich zwischen den in Abb. 4-2 markierten Positionen L1 und L2 erreicht. Die Stauchung wird von L2 aus ausgeführt und klingt bis zur Position L1 ab. Durch die Stauchung wird die Stützstrebe verkürzt. Die maximale Dicke der Strebe reduziert sich im selben Maße. Eine reine Stauchung des Kanals führt jedoch neben einer Längenreduktion ebenfalls zu einer Reduktion der Querschnittsfläche des Strömungskanals. Dies hat zur Folge, dass es zu überhöhten Machzahlen und damit verbundenen starken Verlustanstiegen kommt. Besonders aggressive Verkürzungen können daher zum Sperren des Kanals führen. Um eine derartige Problematik so gut wie möglich zu vermeiden, wird neben der Reduktion der Länge auch gleichzeitig die Gehäuse- und Nabenkontur angepasst. Hierzu werden jeweils vier Stützpunkte an Nabe und Gehäuse in radialer Richtung freigegeben (4-2). Ziel der Studie ist es möglichst kurze bzw. aggressive ICD Konfigurationen mit geringen Strömungsverlusten zu finden. Zur Durchführung der Studie wird die Optimierungsumgebung AutoOpti (Abschnitt 3.2.2) unter Definition von zwei Zielfunktionen angewendet. Zielfunktion 1 ist daher definiert als die Reduktion der axialen Baulänge zwischen

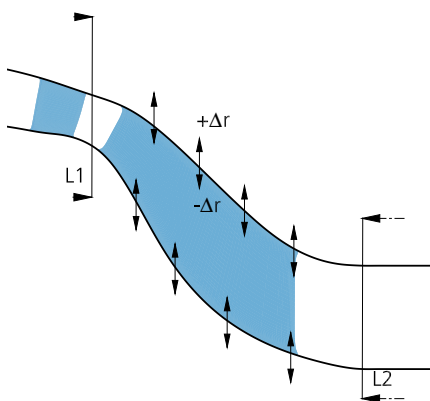


Abb. 4-2 Parametrisierung für Längenverkürzung und radiale Anpassung der Naben- und Gehäusekontur.

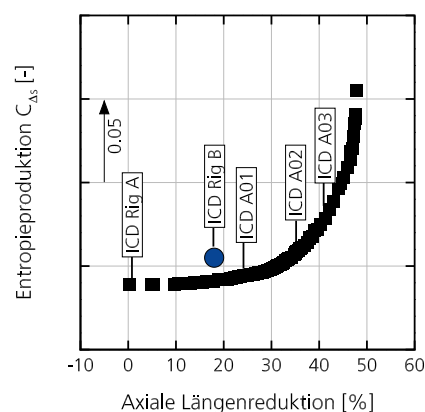


Abb. 4-3 Vergleich der Pareto optimalen Geometrien und ICD Rig B anhand der Zielfunktionen.

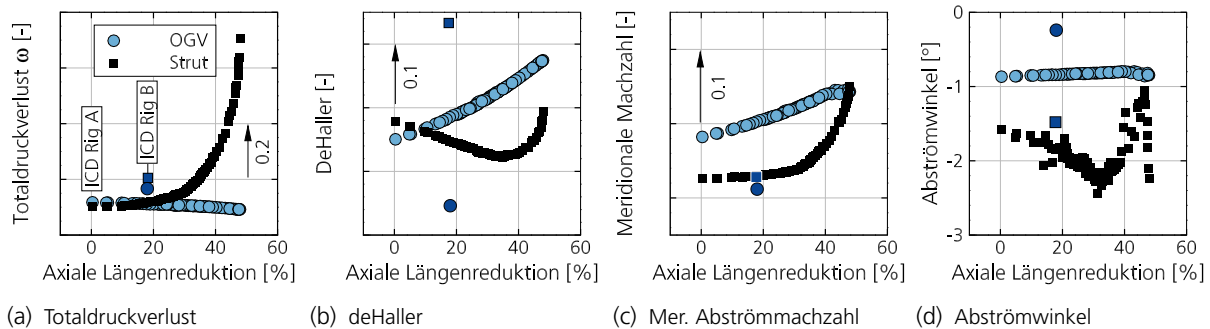


Abb. 4-4 Kennzahlen für OGV und Stützstrebe über axiale Längenreduktion aufgetragen.

L1 und L2 :

$$z1 := \min(L2 - L1)! \quad (4-1)$$

Zielfunktion 2 bildet die Reduktion der Verluste (z.B. auch in Form von Strömungsablösungen) über die Entropieproduktion ab:

$$z2 := \min(C_{\Delta s})! \quad (4-2)$$

Diese ist definiert über:

$$C_{\Delta s} = \log \frac{p_{t,out,is}/p_{t,in}}{p_{t,out}/p_{t,in,is}}. \quad (4-3)$$

Die Studie offenbart in Abb. 4-3, dass gegenüber dem ICD Rig A eine Verkürzung der axialen Baulänge von knapp 50% möglich ist. Als alleinige notwendige Nebenbedingung gilt hier eine maximale Abweichung gegenüber dem Auslegungsmassenstrom von $\pm 2.5\%$. Geometrien mit höheren Abweichungen werden nicht berücksichtigt. Mit zunehmender Verkürzung der Kanalgeometrie ist ein starker Anstieg der Verluste im Bereich der Stützstrebe zu verzeichnen (Abb. 4-4a). Das OGV hingegen erfährt aufgrund steigender Austrittsmachzahlen (Abb. 4-4c) und einer damit verbundenen aerodynamischen Entlastung eine Reduktion der Verluste (Abb. 4-4a). Die Entlastung lässt sich auf

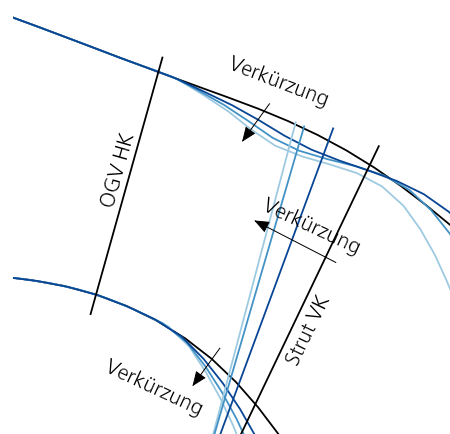


Abb. 4-5 Detailansicht der Geometrien ICD Rig A, ICD A01 bis ICD A03 im Bereich zwischen OGV Hinterkante (HK) und Stützstreben Vorderkante (VK).

zwei Effekte zurückführen: Zum einen führt eine Kanalkontraktion zwischen OGV und Stützstrebe

zu einem Anstieg der Machzahl. Zum anderen wird dieser Effekt durch die mit der Verkürzung zunehmende Krümmung der Nabe verstärkt (Abb. 4-5). Das Verhältnis aus Zu- und Abströmmachzahl (de Haller Zahl) der Stützstrebe verschiebt sich in Abb. 4-4b aufgrund der beiden Effekte zu höheren Belastungen hin. Dies gilt bis zu einer Verkürzung von 30%. Darüber hinaus sinkt die Belastung aufgrund steigender Stützstreben Austrittsmachzahlen wieder (Abb. 4-4c). Mit größer werdender Verkürzung und damit steigender Belastung kommt es zum Anstieg der Umfangsgeschwindigkeitskomponente und damit zu einem vergrößerten Abströmwinkel (Abb. 4-4d). Mit Ansteigen der Abströmmachzahl hinter der Stützstrebe verringert sich der Abströmwinkel wieder.

Die Gründe für das steigende Machzahlniveau am Austritt des Kanals lassen sich gut anhand der in Abb. 4-6 dargestellten gemittelten meridionalen Machzahl für die Ausgangsgeometrie und drei ausgewählte Geometrien entlang der Pareto-Front zeigen (Abb. 4-3). Neben der Machzahl sind eben-

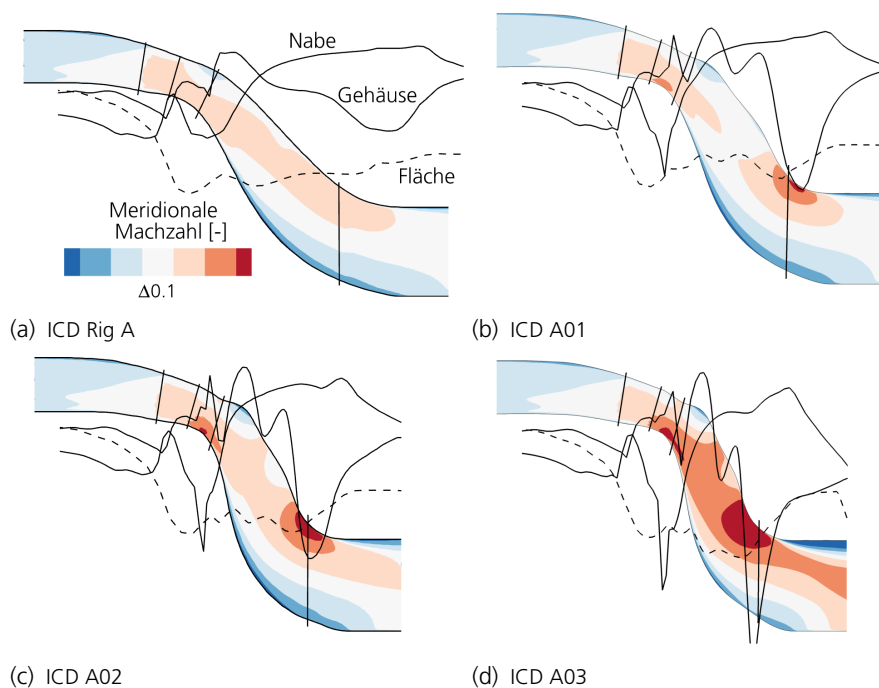


Abb. 4-6 Gemittelte meridionale Machzahl in S2-Ebene, Verlauf der Querschnittsfläche und Verlauf des statischen Drucks an der Nabe und Gehäuse für ICD Rig A, ICD A01, ICD A02 und ICD A03.

falls die Verläufe des statischen Drucks an Nabe und Gehäuse sowie der Strömungsquerschnittsfläche dargestellt. Als Orientierung sind die Vorder- und Hinterkanten von OGV und Stützstrebe markiert. Es ist ersichtlich, dass die sich verkürzende Kanalgeometrie zunehmend stärkere Krümmungen aufweist, welche die Strömung maßgeblich beeinflussen. An den konvex gekrümmten Flächen zwischen OGV und Stützstrebe an der Nabe, wie auch hinter der Stützstrebe am Gehäuse, kommt es zu einer deutlichen Steigerung der Strömungsgeschwindigkeit. Bei den kürzeren Varianten ICD A02 und ICD A03 entsteht hinter der Stützstrebe eine Strömungsablösung, welche zu einer Verringerung der effektiven Strömungsquerschnittsfläche und zur bereits erwähnten Anhebung des Machzahl-niveaus führt (Abb. 4-4c). Die im Hinblick auf Strömungsablösungen kritische, konkav gekrümmte Nabe auf Höhe der Stützstrebenhinterkante weist in allen hier gezeigten Geometrien zwar geringe Strömungsgeschwindigkeiten auf, jedoch lässt sich im Verlauf des statischen Drucks

kein Anzeichen einer Strömungsablösung erkennen. Die Stabilität der Strömung im Kanal ist ein Resultat einer Querschnittsverengung. Je kürzer die Geometrie, umso kleiner wird die Querschnittsfläche im kritischen Bereich (Abb. 4-7). Dies führt zu einer starken Kanalaufweitung zwischen dem

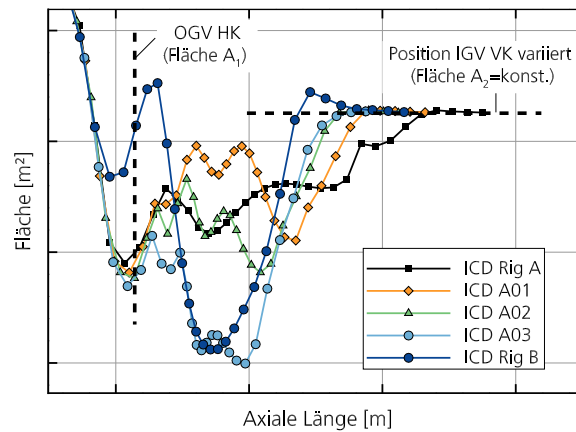


Abb. 4-7 Vergleich der Querschnittsflächen der Übergangskanäle im Bereich der Stützstrebe.

engsten Querschnitt im Bereich der Stützstrebenhinterkante und der Fläche A_2 an der Vorderkante des IGVs. Besonders deutlich ist dies bei den Konfigurationen ICD A02 und ICD A03 ausgeprägt, weswegen es hier - wie bereits beschrieben - zu Strömungsablösungen am Gehäuse kommt.

Insgesamt kann festgehalten werden, dass eine signifikante Baulängeneinsparungen durch eine Verkürzung des Übergangskanals erreicht worden ist. Jedoch führt diese ab einer gewissen Längenreduktion zu hohen Machzahlen im Kanal wie auch in der Abströmung, was sehr hohe Verluste mit sich bringt. Eine Beurteilung über die Sinnhaftigkeit derart hoher Verluste ist in einem modularen Ansatz ohne geeignete Randbedingungen nur begrenzt möglich. Solch eine Randbedingung ist z.B. die im nächsten Kapitel 5 verfolgte Mindestanforderungen an den Wirkungsgrad angrenzender Verdichter. Des Weiteren muss beachtet werden, dass die Stützstrebe in der aktuellen Studie mit zunehmender Kanalverkürzung auch in der Dicke reduziert worden ist, was möglicherweise dazu führt, dass wichtige Versorgungsleitungen nicht mehr hindurchgeführt werden können (Abschnitt 2.1.2).

4.3. Einfluss 3D-Gestaltung

Die Suche nach Mechanismen zur Reduktion bzw. Unterdrückung starker Verlustanstiege und Strömungsablösungen wird immer wichtiger, je kürzer bzw. aggressiver die Übergangskanäle werden (Abschnitt 2.3.1.3). In der an dieser Stelle vorgestellten Studie wird erfolgreich gezeigt, dass es möglich ist, einen von Ablösungen und Sekundärströmungen geprägten Kanal durch eine 3D-gestaltete Stützstrebe und eine Endwandkonturierung von Nabe und Gehäuse zu stabilisieren.

Als Ausgangsgeometrie wird das ICD Rig B verwendet (Abschnitt 3.1.1). Im Vergleich zu den Pareto-Geometrien der Längsstudie zeichnet es sich durch ein stärker belastetes OGV aus (Abb. 4-4b), was zu Strömungsablösungen auf der Saugseite führt. Der Flächenverlauf des Kanals (Abb. 4-7) ist so ausgelegt, dass es im hinteren Bereich der Stützstrebe zu einer starken Aufweitung der Querschnittsfläche und damit zu Strömungsablösungen kommt (Abb. 4-12a). Dieses über der eigentlichen Be-

lastungsgrenze im Sinne von auftretenden Strömungsablösungen liegende Design weist daher im BP_{ADP} höhere Verluste als die Pareto optimalen Geometrien aus der Längenstudie auf (Abb. 4-3). Es wird für diese Studie als Ausgangsgeometrie herangezogen, um zu zeigen, dass es selbst für über der Belastungsgrenze liegende Kanalgeometrien möglich ist, diese wieder zu entlasten und zu stabilisieren. Dazu wird eine Variation des Austrittsleitgitters, der Stützstrebe und der Endwände durchgeführt. Neben dem BP_{ADP} wird auch der BP_{inz} mit in die Untersuchungen einbezogen, um den Einfluss eines angedrosselten Betriebspunktes zu erfassen (Abschnitt 3.1.1).

4.3.1. Geometrische Parametrisierung

Die Parametrisierung der Schaufeln erfolgt durch die Definition von Profilen auf unterschiedlichen radialen Höhen und deren anschließender Fädelung. Die Profile sind über den Stafflungswinkel, die Metallwinkel sowie über Spline-Stützpunkte definiert. Die Stützpunkte beschreiben die Form der Saugseite. Über eine Dickenverteilung wird anschließend die Druckseite erzeugt. Neben der Parametrisierung auf Profilebene ist die Sehnenlänge der Schaufel über die Position der Vorder- und Hinterkante veränderbar. Die Position der Kanten ist jeweils über die Lage zweier Punkte (jeweils einer an Nabe und Gehäuse) definiert, wobei die Form der Vorder- und Hinterkante unverändert bleibt. Eine detaillierte Erläuterung der Gitter-Parametrisierung findet sich in den Arbeiten von Siller und Aulich (2010), Siller et al. (2009) und Aulich und Siller (2011).

Die Endwände des Übergangskanals sind durch die bereits in Abschnitt 4.2 beschriebenen Stützstellen an Nabe und Gehäuse parametrisiert (Abb. 4-8b). Diese rotationssymmetrische Parametrisierung

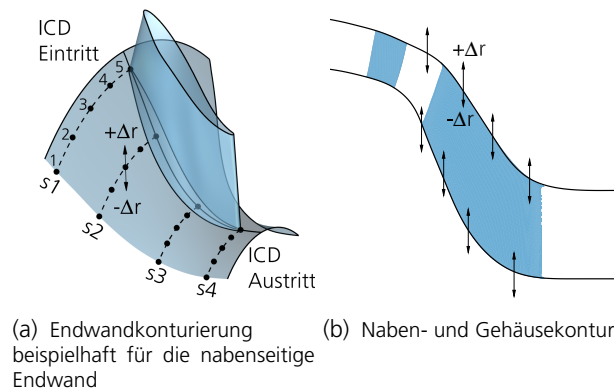


Abb. 4-8 Parametrisierung der Naben- und Gehäusekontur sowie der Endwandkonturierung.

wird um eine rotationsunsymmetrische Endwandkonturierung an Nabe und Gehäuse erweitert. Die Endwand wird jeweils an Nabe und Gehäuse über vier Splines (s_1 , s_2 , s_3 , s_4) beschrieben, welche wiederum über fünf Stützstellen verfügen (Abb. 4-8a). Jede Stützstelle kann in radialer Richtung verschoben werden. Zu den Ein- und Austrittsflächen klingt die Konturierung ab und ist an diesen Stellen wieder rotationssymmetrisch. Diese Art der Parametrisierung erlaubt eine Unstetigkeit der Endwände über die Beschaukelung der Stützstrebe hinweg. Dies gilt allerdings nur für den Bereich zwischen der Vorder- und Hinterkante der Strebe bzw. für die Splines s_2 und s_3 . Hier können die erste und die fünfte Stützstelle unterschiedlich stark verschoben werden. An Vorder- und Hinterkante (Spline s_1 und s_4) hingegen wird die erste und die fünfte Stützstelle um den gleichen Betrag ausgelenkt. Weitere Informationen und Anwendungsfälle sind den Arbeiten von Dorfner et al. (2009),

Dorfner et al. (2007), Hergt et al. (2009) und Dorfner (2009) zu entnehmen.

4.3.2. Kriterium für Ausmaße von Sekundärströmungen und Ablösungen

Im Verlauf dieser Arbeit hat sich gezeigt, dass globale Kriterien, wie der Totaldruckverlust oder die Entropieproduktion, als Zielfunktion alleine nicht ausreichend sind, um lokal auftretende Strömungsablösungen wirkungsvoll zu reduzieren. Daher wurde ein Verfahren entwickelt, welches die Ausmaße der auftretenden Strömungsablösungen besser widerspiegeln kann und eine geeignetere Zielgröße darstellt. Hierzu wird die Größe der Wandschubspannung herangezogen, welche als wesentliches Kriterium für Strömungsablösungen durch Schlichting und Gersten (2006) definiert ist. Ablösungen treten demnach auf, wenn die Wandschubspannung τ_w zu Null wird:

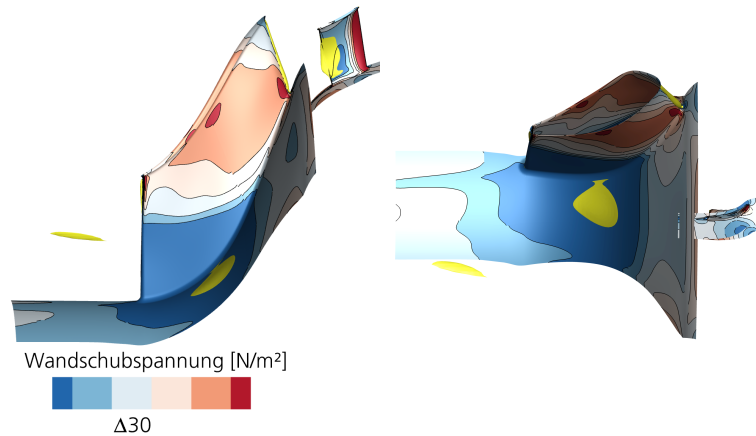
$$\tau_w = \mu \left(\frac{\partial U}{\partial y} \right)_w = 0. \quad (4-4)$$

Diese Gleichung wird als Newtonsches Reibungsgesetz bezeichnet, wobei an dieser Stelle der Index w für Größen in direkter Wandnähe steht. Die dynamische Viskosität μ wird dazu mit der Geschwindigkeitsänderung ∂U in Abhängigkeit des Wandabstandes ∂y multipliziert. Um eine etwas konservative Abschätzung über die Größe der Ablösung als auch des Sekundärströmungssystems zu erhalten, wird ein Grenzwert für die Wandschubspannung oberhalb des eigentlichen Auftretens von Ablösegebieten definiert. Ziel ist es nicht nur Strömungsablösungen, sondern auch starke Sekundärströmungseffekte zu reduzieren, welche oftmals mit geringen Strömungsgeschwindigkeiten einhergehen. Alle benetzten Flächen auf den Endwänden und der Beschau felung, welche einen Wert kleiner dem Grenzwert aufweisen, werden aufsummiert. Der Grenzwert wird so gewählt, dass die Fläche den Bereich von niedrigen Strömungsgeschwindigkeiten bzw. geringer Machzahl beschreibt. Dieser fällt mit dem Bereich zusammen, welcher durch Sekundärströmungen und eine ausgeprägte Querströmung im Kanal geprägt ist (Abb. 4-12a). Der Zusammenhang zwischen der Wandschubspannung und dem Bereich niedriger Machzahl ist aus Abb. 4-9b ersichtlich. Der dunkelblaue Bereich der Wandschubspannung ($\tau_w < 30 \text{ N/m}^2$) und die gelbe Isofläche für kleine Machzahlen sind nahezu deckungsgleich. Der eigentliche Bereich der Ablösung ist durch Isoflächen negativer Axialgeschwindigkeit in Abb. 4-9a gekennzeichnet. Wie bereits weiter oben beschrieben wird jedoch an dieser Stelle die konservativere Größe in Form einer niedrigen Machzahl gewählt. Zur Zeit der Durchführung der Studie war es nicht möglich die Volumina niedriger Machzahl direkt zu erfassen, um diese dann gegebenenfalls zu reduzieren. Die Wahl der konservativeren Größe in Form niedriger Machzahlen resultiert in einer erhöhten Robustheit gegenüber anderen Betriebspunkten und Strömungszuständen, welche in der Studie nicht abgebildet wurden.

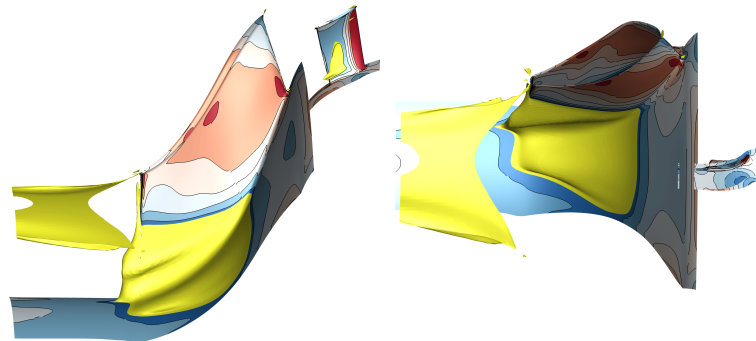
4.3.3. Zielfunktionen und Nebenbedingungen

Das so definierte Kriterium zur Reduzierung der Sekundärströmungen und Ablösungen wird in der Optimierungsstudie als Zielfunktion 1 definiert. Dafür wird die benetzte Fläche $A_{\tau_w < 30}$ mit einer Wandschubspannung kleiner 30 N/m^2 in der Stützstrebenreihe (Endwände und Strebe) aufsummiert.

$$z1 := \min(A_{\tau_w < 30})! \quad (4-5)$$



(a) Seiten- und Draufsicht für Isfläche mit negativer Axialgeschwindigkeit



(b) Seiten- und Draufsicht für Isfläche mit geringer Machzahl

Abb. 4-9 Vergleich zwischen Wandschubspannung und Isoflächen der axialen Geschwindigkeit und der Machzahl in Seitenansicht (a)-(b).

Zielfunktion 2 stellt weiterhin die Reduktion der Verluste für die gesamte Rechendomäne dar:

$$z2 := \min(C_{\Delta s})! \quad (4-6)$$

Die Definition der Entropieproduktion $C_{\Delta s}$ ist durch Gl. 4-3 gegeben. Für die Zielfunktionen werden die Ergebnisgrößen aus den Betriebspunkten BP_{ADP} und BP_{inz} über das arithmetische Mittel gebildet. Folgenden Nebenbedingung müssen eingehalten werden:

- Einhaltung der OGV Zuströmmachzahl im BP_{ADP} ($\pm 1\%$)
- Um die Einhaltung einer axialen Abströmung (maximal erlaubte Abweichung: $\pm 3^\circ$) hinter der Stützstrebe zu gewährleisten, wird die flächengemittelte Abströmwinkelverteilung auf $\pm 1.5^\circ$ beschränkt. Der Wert wurde über die Studie hinweg reduziert, um die gewünschte Abströmwinkelverteilung zu erreichen.
- Reduktion von Strömungsablösungen im OGV durch das Wandschubspannungskriterium. Erlaubte Flächengröße $A_{\tau_w < 30}$ wurde im Verlauf der Studie reduziert, um Ablösungen zu verkleinern.

4.3.4. Analyse der Ergebnisse

Die resultierende Pareto-Front ist in Abb. 4-10 gezeigt. An dieser Stelle sind sowohl das ICD Rig B als auch drei weitere Geometrien ICD B01 bis ICD B03 auf der Pareto Front markiert. Anhand dieser wird im Folgenden der Einfluss der Schaufelgeometrievariation (OGV und Stützstrebe) und der Endwandkonturierung diskutiert.

Zur Einordnung der Aggressivität des ICD Rig B sei auf Tab. 3-2 verwiesen. Verglichen mit den zuvor

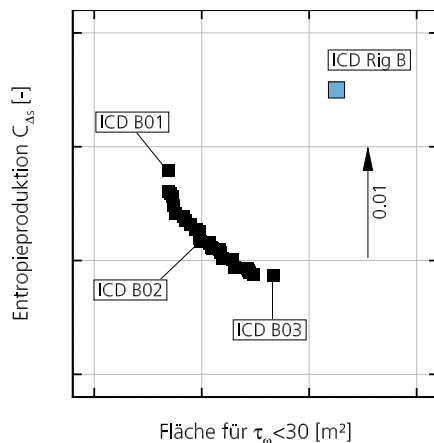


Abb. 4-10 Vergleich der Optimierungsergebnisse anhand der Pareto-Front mit der Ausgangsgeometrie ICD Rig B.

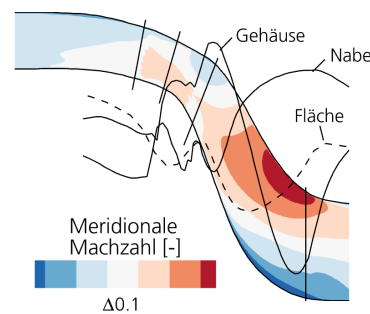


Abb. 4-11 Gemittelte meridionale Machzahl in S2-Ebene, Verlauf der Querschnittsfläche und Verlauf des statischen Drucks an der Nabe für ICD Rig B, BP_{ADP} .

betrachteten Geometrien ICD A01 bis ICD A03 weist das ICD Rig B eine geringere Steigung und ein Flächenverhältnis A_2/A_1 von nahezu eins auf. Jedoch hat die Stützstrebe des ICD Rig B eine weiter zurückliegende maximale Dicke. Somit verkürzt sich die axiale Weglänge zwischen der Stelle der maximalen Dicke und der Hinterkante, auf welcher die Strömung verzögert wird. Aus Abb. 4-11 ist ersichtlich, dass aus diesem Umstand, in Kombination mit der Naben- und Gehäusekontur, eine zur Stützstrebehinterkante ansteigende Querschnittsfläche folgt. Diese aggressive Flächenaufweitung ist vergleichbar mit dem deutlich kürzeren ICD A03 und offenbart eine sehr hohe Belastung des Kanals in diesem Bereich (Abb. 4-7). Der Kanal ist weiterhin durch einen starken statischen Druckgradienten an der Nabe charakterisiert.

Die Kombination der beiden Effekte führt zu einer hohen aerodynamischen Belastung des Kanals und damit zu starken Sekundärströmungen, welche für BP_{ADP} und BP_{inz} in Abb. 4-12 betrachtet werden. Der Umfang des nieder-energetischen Fluids ist durch Konturplots niedriger Machzahl visualisiert. Gestrichelte Streichlinien visualisieren das wandnahe Fluid, welches von der Nabe auf die Stützstrebe migriert. Strömungsablösungen sind durch Isoflächen negativer, axialer Strömungsgeschwindigkeit dargestellt. Zusätzlich geben die Konturflächen auf den Endwänden den statischen Druck wieder. Für das ICD Rig B bildet sich im BP_{ADP} an der Nabe im Hinterkantenbereich ein Gebiet mit nieder-energetischem Fluid aus, welches zu Strömungsablösungen und einer starken Passagenquerströmung führt. Weiterhin zeigt das Austrittsleitgitter auf der Saugseite große Gebiete in denen die Strömung ablöst. Der BP_{inz} hingegen führt aufgrund der erhöhten Inzidenz zum Austrittsleitgitter zu einer Vergrößerung der dortigen Ablösungen (Tab. 3-3). Im Kanal ist die Querströmung hinge-

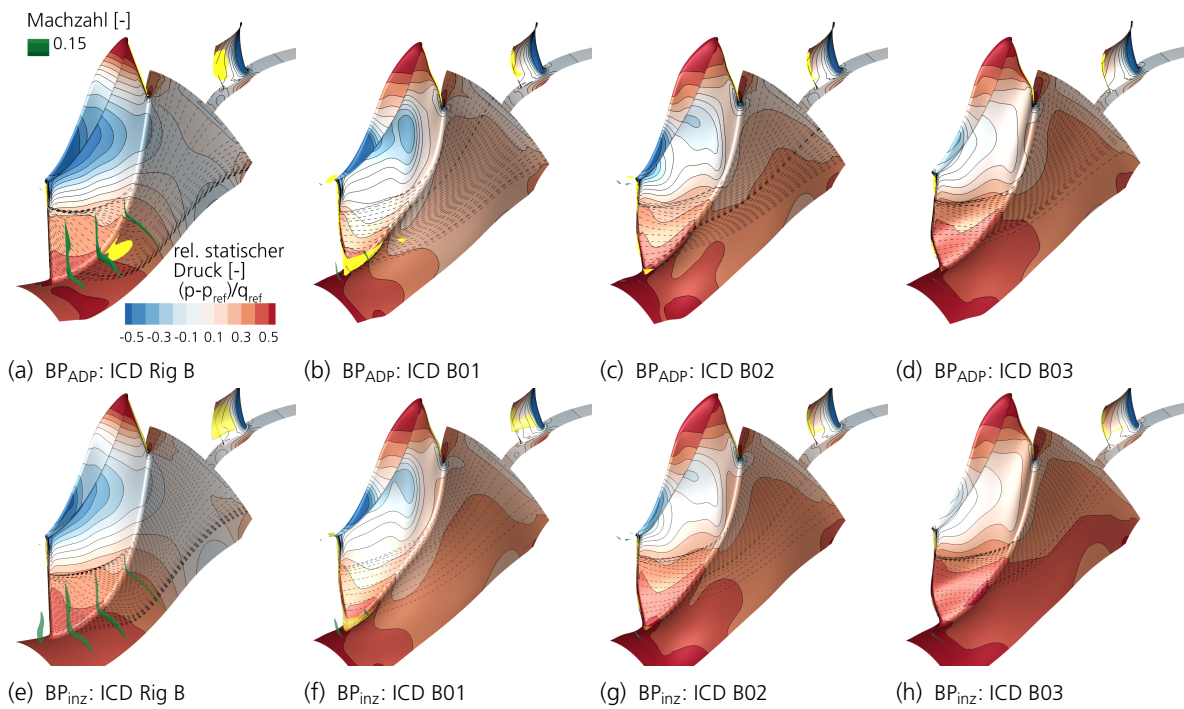


Abb. 4-12 Vergleich der Betriebspunkte BP_{ADP} und BP_{inz} . Gestrichelte Streichlinien zeigen die Strömung von der Nabenendwand auf die Stützstrebe. Gelb markierte Isoflächen negativer Axialgeschwindigkeit zeigen Gebiete von Strömungsablösungen. X-konstant-Schnitte zeigen Regionen mit geringen Strömungsgeschwindigkeiten anhand der Machzahl. Als Konturplot ist der statische Druck zu sehen.

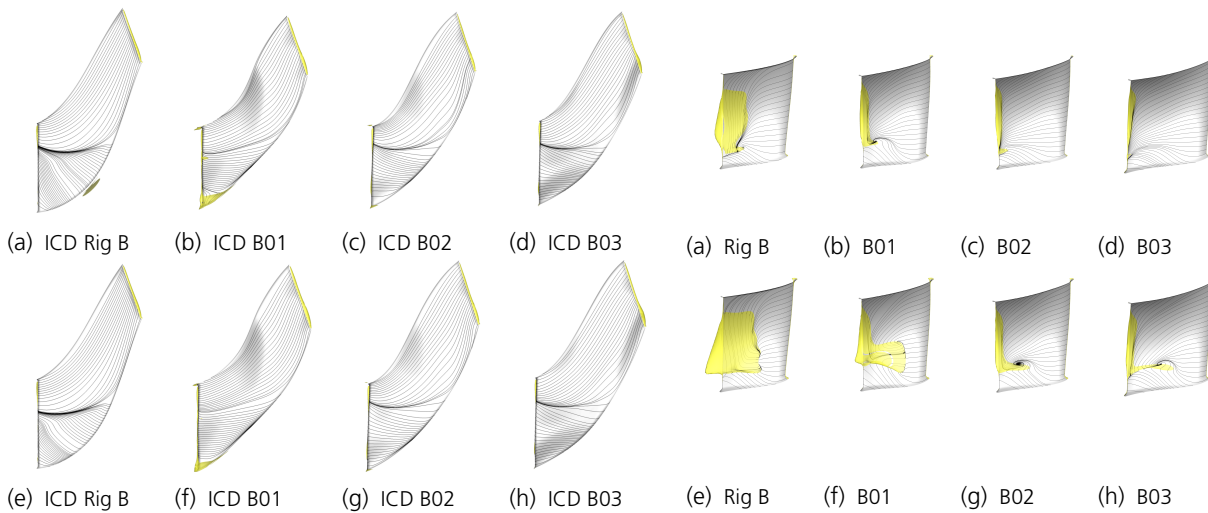


Abb. 4-13 Stützstrebe mit Streichlinien und Isofläche negativer Axialgeschwindigkeit für BP_{ADP} (a)-(d) und BP_{inz} (e)-(h).

Abb. 4-14 Austrittsleitgitter: Saugseite mit Streichlinien und Isofläche negativer Axialgeschwindigkeit für die Betriebspunkte BP_{ADP} (a)-(d) und BP_{inz} (e)-(h).

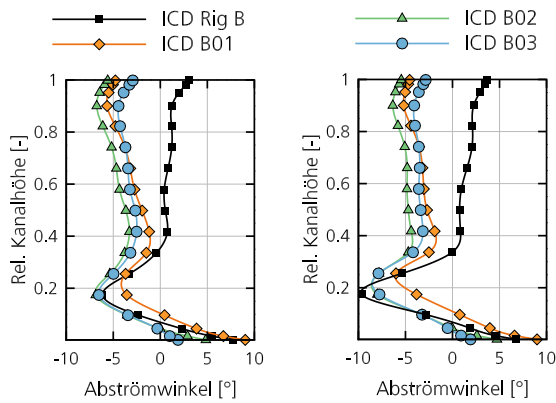
(a) BP_{ADP} (b) BP_{inz}

Abb. 4-15 Radiale Verteilungen des Abströmwinkels des Austrittsleitgitters für die Betriebspunkte BP_{ADP} und BP_{inz} .

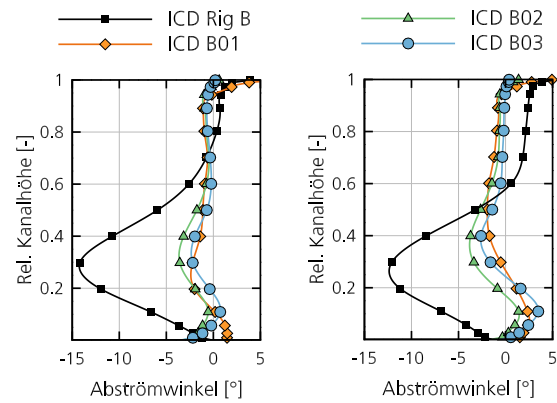
(a) BP_{ADP} (b) BP_{inz}

Abb. 4-16 Radiale Verteilungen des Abströmwinkels der Stützstrebe für die Betriebspunkte BP_{ADP} und BP_{inz} .

gen weniger stark ausgeprägt und es kommt zu keiner Strömungsablösung, jedoch vergrößert sich das Gebiet nieder-energetischen Fluids. Bei der Betrachtung der Geometrien ICD B01 bis B03 zeigt sich, dass sich die Strömungsablösungen sowohl im Austrittsleitgitter als auch im Kanal reduzieren lassen. Die Geometrie ICD B03 zeigt im Übergangskanal keine Anzeichen einer Strömungsablösung. In den Abb. 4-13 und 4-14 sind die Strömungsablösungen und Streichlinien für Austrittsleitgitter und Stützstrebe im Detail gezeigt. Im Austrittsleitgitter sieht man eine Verbesserung gegenüber dem ICD Rig B in beiden Betriebspunkten. Die Geometrie ICD B03 zeigt im BP_{ADP} nur noch eine schmale Hinterkantenablösung. Im BP_{inz} zeigt sich zwar eine Verbesserung, allerdings ist hier nach wie vor eine Ablösung auf der Schaufel zu sehen. Auffällig ist das starke Anwachsen der Sehnenlänge von ICD B01 zu ICD B03.

Der Abströmwinkel in Abb. 4-15 zeigt, dass die neu gestalteten OGVs über weite Teile der radialen Höhe eine geringere Strömungsumlenkung als das ICD Rig B OGV aufweisen. Erwirkt wird die Stabilisierung der Strömung bzw. Reduktion der Strömungsablösungen im OGV daher nicht nur durch eine längere Sehnenlänge, sondern auch durch eine geringere Umlenkung der Strömung. Insgesamt wird das OGV somit entlastet.

Die Streichlinien der Stützstreben zeigen in Abb. 4-13 gegenüber dem ICD Rig B eine weitaus schwächere radiale Migration der Strömung von der Nabe auf die Stützstrebe. Weiterhin ist die Migration nicht mehr so stark von radialen Effekten geprägt. Sie findet eher in Strömungsrichtung statt, was auf einen höheren Impuls in der Strömung hindeutet. In der Geometrie ICD B01 bildet sich eine kleine Hinterkanteneckenablösung aus. Da am Austritt des ICD eine axiale Abströmung gefordert ist (Nebenbedingung), führt dies automatisch zur Notwendigkeit einer Strömungsumlenkung im Bereich der Stützstrebe.

Aus Abb. 4-16 geht hervor, dass die Geometrien ICD B01 bis B03 diese Anforderung erfüllen. Sowohl im BP_{ADP} als auch im BP_{inz} stellt sich eine axiale Abströmung ($\pm 3^\circ$) ein.

Der Vergleich der statischen Druckverteilungen im BP_{ADP} in Abb. 4-17 an drei unterschiedlichen Umfangspositionen innerhalb der Passage (Abb. 4-20) zeigt für das ICD Rig B einen ausgeprägten Druckunterschied zwischen Nabe und Gehäuse. Dies gilt sowohl für die Rechtskrümmung des Kanals im Bereich der Stützstrebenvorderkante als auch für die Linkskrümmung im Bereich der Hin-

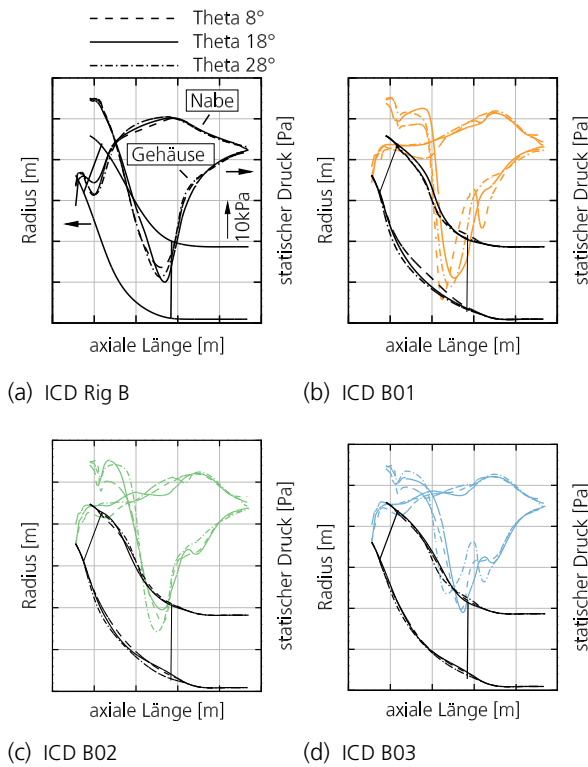


Abb. 4-17 Statische Druckverteilung an Nabe und Gehäuse für BP_{ADP}.

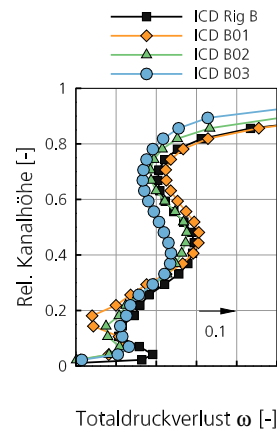
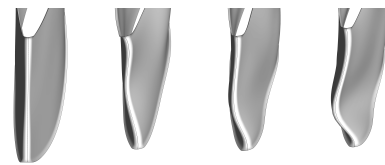


Abb. 4-18 Radiale Verteilung der Totaldruckverluste über die Stützstrebe im BP_{ADP}.



(a) Rig B (b) B01 (c) B02 (d) B03

Abb. 4-19 Hinterkantenansicht der Stützstrebe.

terkante. Der Druckunterschied im kritischen Bereich ist jedoch deutlich größer. Die drei Schnitte zeigen sehr ähnliche Druckverläufe. Bei den Geometrien B01 bis B03 fällt auf, dass der maximale Druckunterschied zwischen Nabe und Gehäuse im besonders kritischen Bereich der Hinterkante zunehmend kleiner wird. Dies ist auf schwächer gekrümmte Kanalendwände zurückzuführen und resultiert in einer Verlustreduktion (Abb. 4-18). Diese ist besonders signifikant im Bereich der gehäuseseseitigen Endwand. Die starke Strömungsbeschleunigung bzw. der Druckabfall am Gehäuse im ICD Rig B und ICD B01 sorgen damit für hohe Verluste. ICD B03 zeigt das geringste Druckgefälle an der Nabe und auch die niedrigsten Verluste. Dies spiegelt sich ebenso in der Pareto-Front in Abb. 4-10 wieder.

Wie aus den geometrischen Unterschieden zwischen den drei Umfangsschnitten zu urteilen ist, spielt der rotationsunsymmetrische Einfluss der Endwände eine untergeordnete Rolle. Die Differenzen sind minimal und lassen kein Muster erkennen. Daher kann geschlossen werden, dass der Einfluss des rotationssymmetrischen Kanals bedeutend höher ist. In der Ansicht auf die Hinterkante der Stützstrebe in Abb. 4-19 ist zu erkennen, dass sich durch die Umstaffelung und Formgebung der Konstruktionsprofile eine Krümmung der Hinterkante einstellt. Die Ausprägung der Krümmung ist bei der Geometrie ICD B01 verhältnismäßig schwach und verstärkt sich zu ICD B03 hin.

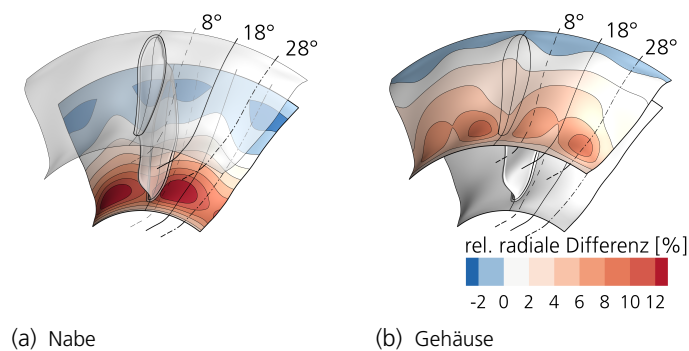


Abb. 4-20 Endwandkonturierung der Geometrie ICD B03. Relative radiale Differenz zu den umfangssymmetrischen Endwänden des ICD Rig B. Definition von Auswerteebenen auf konstanten Umfangswinkeln: 8° , 18° , 28° .

4.3.5. Effekte der 3D-Gestaltung

Um die Wirkweise der Endwandkonturierung (EWK) und der geänderten Stützstrebengeometrie besser zu verstehen, wird die Geometrie ICD B03 im Folgenden eingehender betrachtet (Abb. 4-20). Die Konturierung der Endwand ist dazu als relative Differenz zum umfangssymmetrischen Kanal dargestellt, der sich durch die Parametrisierung aus Abb. 4-8b ergibt. Es werden drei separate Simulationen durchgeführt, um die Aufschlüsselung der geometrischen Effekte zu ermöglichen. Als „Referenz“ wird hierbei der ICD B03 ohne Endwandkonturierung und ohne 3D-gestaltete Stützstrebe bezeichnet. Die Erweiterung der „Referenz“ um die 3D-gestaltete Stützstrebe aus dem ICD B03 wird als „Radiale Wölbung“ und mit vollständig 3D-gestalteten Endwänden und Stützstrebe als „Radiale Wölbung + EWK“ bezeichnet. Es zeigt sich in Abb. 4-21, dass eine Beeinflussung des Ablöseverhaltens im BP_{ADP} bereits durch eine achsensymmetrische Endwandgestaltung ausreichend ist. Die erweiterte 3D-Gestaltung der Stützstrebe sowie der Endwände führt jedoch zu einer Reduktion der Fluidgebiete geringer Machzahl. Die Endwandkonturierung beeinflusst die Querströmung und damit die Migration des Fluids von der Nabe auf die Stützstrebe. Migriert in Abbn. 4-21a und 4-21b noch nahezu das gesamte Grenzschichtfluid der Nabe auf die Stützstrebe, fällt dies für die Geometrie mit Endwandkonturierung in Abb. 4-21c geringer aus. Vergleicht man die Kontur der Endwände und die dazugehörigen Druckverteilungen in Abb. 4-22, fällt auf, dass im Bereich der Stützstrebenhinterkante eine starke Kanaleinschnürung an der Nabe vorhanden ist. Einen ähnlichen Effekt erzeugten Naylor et al. (2010) mittels einer Wölbung an der Hinterkante der Stützstrebe. Für die Kontur der Geometrie mit Endwandkonturierung ist der Übersichtlichkeit halber die mittlere Kontur bei einem Umfangswinkel von 18° dargestellt. Darstellungen an weiteren Umfangspositionen sind Abb. A1 im Anhang zu entnehmen. Es zeigt sich, dass bereits die Referenz im Vergleich zum ICD Rig B einen geringeren Druckgradienten zwischen Vorder- und Hinterkante an der besonders wichtigen nabenseitigen Endwand aufweist. Die radiale Wölbung der Stützstrebe hat keinen signifikanten Einfluss auf die Druckverteilungen. Die Endwandkonturierung hingegen schwächt den Druckgradienten vor allem im vorderen Teil der Strebe ab und führt somit zu einer Entlastung des Kanals. Der geringere Druckanstieg in Strömungsrichtung ist ebenfalls in Abb. 4-21c zu sehen. Aufgrund dieser Entlastung ist das Fluid, welches auf die Stützstrebe (Abb. 4-21) migriert mit einem höheren Impuls versehen.

Der Nachlauf der Geometrie mit „Radiale Wölbung + EWK“ in Abb. 4-24 weist daher die geringsten

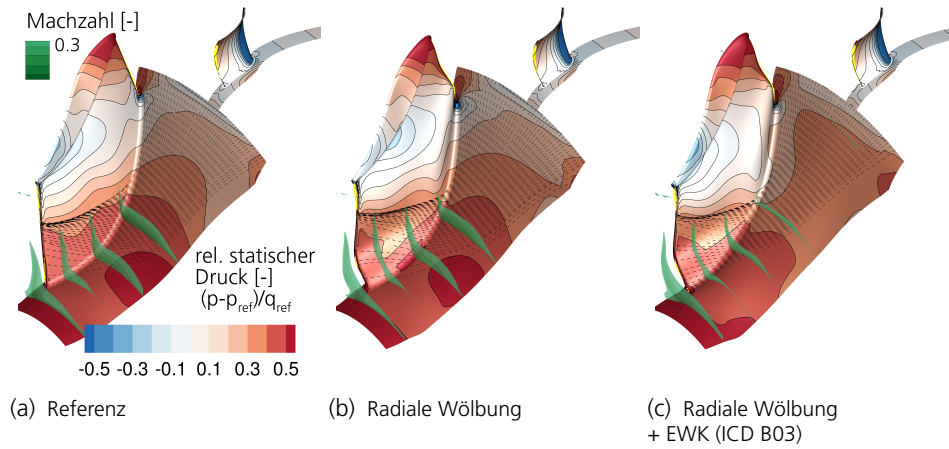


Abb. 4-21 Vergleich des Betriebspunktes BP_{ADP} . Gestrichelte Streichlinien zeigen die Strömung von der Nabenendwand auf die Stützstrebe. Gelb markierte Isoflächen negativer Axialgeschwindigkeit zeigen Gebiete von Strömungsablösungen. X-Konstant-Schnitte zeigen Regionen mit geringen Strömungsgeschwindigkeiten anhand der Machzahl. Als Konturplot ist der statische Druck zu sehen.

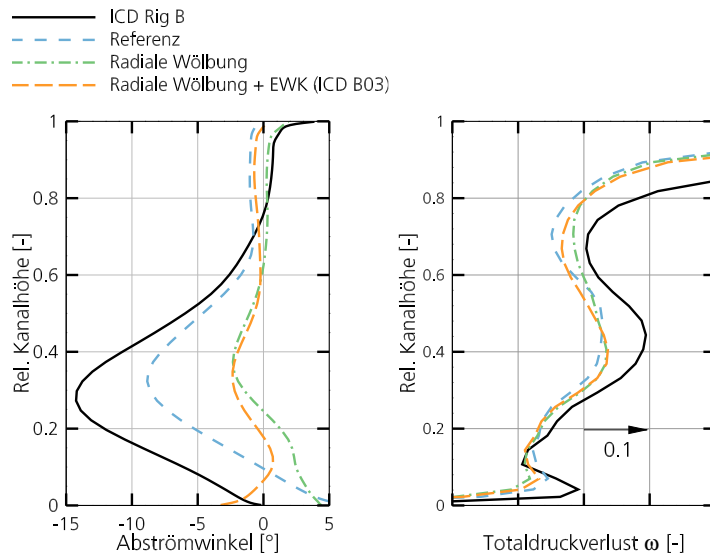
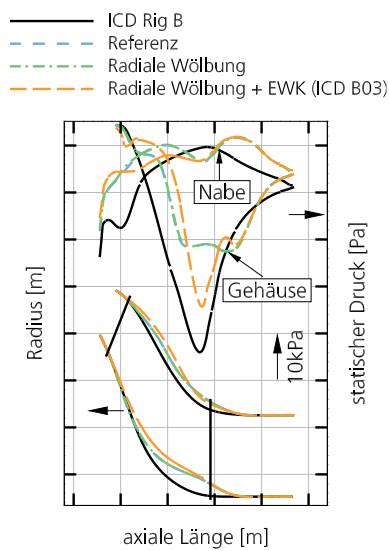


Abb. 4-22 Strakverläufe und statischer Druck für achsensymmetrische Geometrien sowie für EWK bei $\Theta = 18^\circ$.

Abb. 4-23 Einfluss von Endwandkonturierung (EWK) und radialer Wölbung der Stützstrebehinterkante auf den Abströmwinkel und den Totaldruckverlust des Übergangskanals.

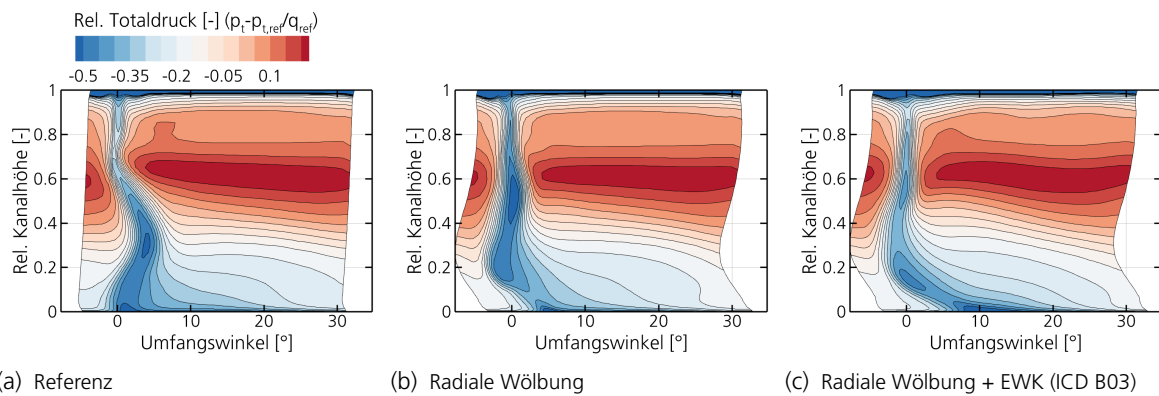


Abb. 4-24 Einfluss von Endwandkonturierung (EWK) und radialer Wölbung der Stützstrebenhinterkante auf den Totaldruck am Austritt des Übergangskanals.

Verluste auf. Dafür entsteht direkt an der Nabe ein größeres Verlustgebiet, welches ohne die Endwandkonturierung kleiner ausfällt. Auch in der radialen Verteilung der Verluste im rechten Bildteil von Abb. 4-23 zeigt die Endwandkontur leicht höhere Verluste in unmittelbarer Nabennähe als der rotationssymmetrische Kanal. Die radial gewölbte Stützstrebe zeigt in diesem Bereich eine Verlustminimierung gegenüber der „Referenz“.

Die radiale Verteilung des Abströmwinkels hinter der Stützstrebe ist im linken Bildteil von Abb. 4-23 dargestellt. Die Kombination aus radialer Wölbung der Hinterkante sowie des rotationssymmetrischen Strömungskanals birgt bereits ein hohes Potential zur Reduktion der Minderumlenkung im Bereich von 30% Kanalhöhe. Der Einfluss der Endwandkonturierung ist in den unteren 20% Kanalhöhe ersichtlich. Jedoch wird bei der Betrachtung von Abb. 4-25 deutlich, dass die Strömung in direkter Nabennähe durch die Endwandkonturierung nicht axial abströmt als in der „Referenz“. Ganz im Gegenteil bilden sich zwei Gebiete mit entgegengesetzten Strömungswinkeln, welche in der radialen Verteilung aufgrund der Umfangsmittelung nicht ersichtlich sind. Gut ist hingegen die

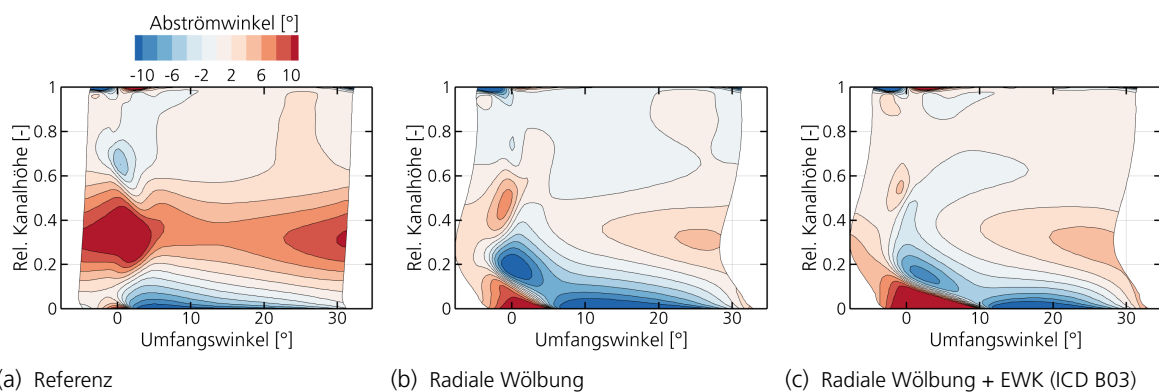


Abb. 4-25 Einfluss von Endwandkonturierung (EWK) und radialer Wölbung der Stützstrebenhinterkante auf den Abströmwinkel am Austritt des Übergangskanals.

Verbesserung zwischen 10 und 60% Kanalhöhe durch die radial gewölbte Stützstrebe zu erkennen. Durch die Unterstützung der Endwandkonturierung kann der Bereich zwischen 10 und 20% Kanalhöhe etwas homogenisiert werden. Dies ist vor allem im Bereich des Nachlaufs ersichtlich. Durch die Endwandkonturierung wird an dieser Stelle höher-energetisches Fluid eingebracht.

Die Studie hat somit ergeben, dass die Effekte der rotationssymmetrischen Kanalgeometrie die Effekte einer rotationsunsymmetrischen Endwandkonturierung überwiegen. Endwandkonturierungen können jedoch Verwendung finden, um lokal verlustbehaftete Gebiete mit höherenergetischem Fluid zu versorgen. In dem hier untersuchten Fall, sorgt die Endwandkontur für einen Anstieg der Verluste in direkter Nabennähe, führt allerdings zu einem schmaler ausfallenden Nachlauf der Stützstrebe. Erreicht wird dieser Effekt durch eine Reduktion des auf die Stützstrebe migrierenden Grenzschichtfluids.

Ein weiteres wesentliches Designelement liegt in der Möglichkeit einer umlenkenden Stützstrebe. Durch diese können nicht nur stromaufliegende Austrittsleitgitter entlastet, sondern auch etwaige Fehlströmungen korrigiert werden. Eine entscheidende Rolle kann dies bei einer nicht vollständig axial angeströmten Stützstrebe spielen.

5. Modulübergreifende Betrachtung: Verdichtersystem

Im vorherigen Kapitel ist der Einfluss einer Längenverkürzung des Verdichterübergangskanals untersucht worden. Hierbei kam es jedoch zu unerwünschten Effekten wie einer deutlich steigenden Machzahl am Austritt des Kanals (Abb. 4-4c). Das Ansteigen der Kanalaggressivität hat somit nicht nur Einfluss auf die im Übergangskanal entstehenden Verluste, welche über den Nieder- oder Hochdruckteil des Verdichtersystems kompensiert werden müssen, sondern es kommt auch zu Änderungen der Strömungsbedingungen, welche beispielsweise der Hochdruckverdichter sieht. Diesem Umstand soll an dieser Stelle mittels einer umfangreichen (Optimierungs-) Studie Rechnung getragen werden. Der Fokus liegt dabei auf den sich ändernden Strömungsbedingungen im NDV und HDV und den damit einhergehenden Einflüssen auf den Wirkungsgrad und den Pumpgrenzabstand des Verdichtersystems. Als Vehikel wird das in Abschnitt 3.1.2 vorgestellte 2-Wellen-Verdichtersystem (2WVS) verwendet. Teile der in diesem Kapitel gezeigten Studie sind bereits in Dygutsch et al. (2022) veröffentlicht worden.

5.1. Modellierung

Wie bereits in Abschnitt 4.1 erwähnt, ist es sinnvoll, die Konfiguration für die (Optimierungs-) Studie so weit wie möglich zu reduzieren. Daher ist das Setup als Einzelpassagen-Konfiguration, bestehend aus der letzten Stufe des NDV, der Stützstrebe und den ersten 2.5 Stufen des HDV, aufgebaut. Die Verbindung der Reihen ist durch Mischungsebenen gegeben. Das verwendete Rechenetz besteht aus 6.3 Millionen Zellen und der dimensionslose Wandabstand y^+ liegt zwischen 0.8 und 1.2. Über die Kanalhöhe beträgt die Netzauflösung zwischen 61 und 89 Zellen. Rotorspalte sind mit 19 und Halbspalte an den variablen Statorn mit 13 Zellen aufgelöst. Die verwendeten Einstellungen bezüg-

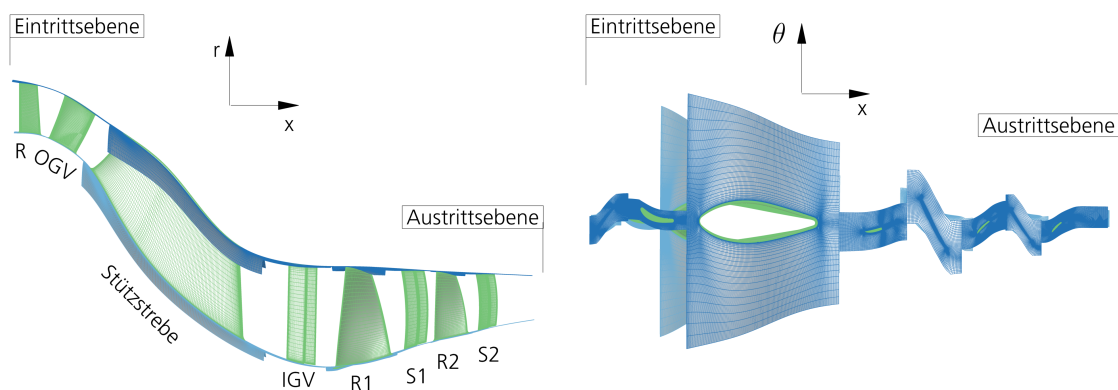


Abb. 5-1 Rechenomäne und -netz.

lich des Strömungslösers TRACE sind für das OGV und die Stützstrebe mit denen aus Abschnitt 4.1 identisch. Für alle anderen Schaufelreihen ändert sich die Modellierung der Rotationseffekte. Sie wird mit der für Axialverdichter validierten Erweiterung von Bardina ausgeführt (Bardina et al., 1985; Röber et al., 2006).

5.2. Geometrische Parametrisierung

Die Naben- und Gehäusekontur des Übergangskanal ist zwischen den Schnittstellen L1 (NDV R/OGV) und L2 (HDV IGV/R1) parametrisiert (Abb. 5-2). Die Parametrisierung basiert auf einer B-Spline Kur-

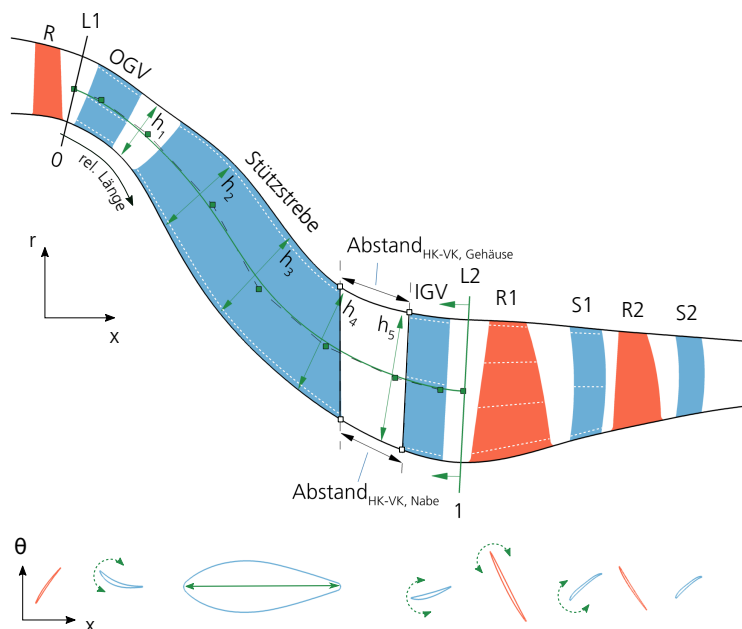


Abb. 5-2 Geometrische Parametrisierung von Naben- und Gehäusekontur über Konstruktionslinie (grün) und darauf abgetragene Höhen (h_1, h_2, \dots). Gitter parametrisiert auf Konstruktionslinien (weiß gestrichelt) über Staffelungswinkel.

ve, welche durch neun Kontrollpunkte definiert ist (grün markiert). Sie fungiert als eine Art Konstruktionslinie für den Gaspfad. Die ersten zwei und die letzten zwei Kontrollpunkte sind fest. Sie definieren die Position und Steigung, mit der der Übergangskanal in den NDV bzw. HDV übergeht. Die verbleibenden fünf Kontrollpunkte sind sowohl in axialer als auch radialer Richtung frei beweglich. Die Lage der Kontrollpunkte ist relativ zwischen L1 und L2 definiert. Auf der Konstruktionslinie werden fünf Kanalhöhen (h_1, h_2, \dots) im Lot abgetragen. Die Position der abgetragenen Höhen können auf der Konstruktionslinie verschoben werden. Die Lage der Höhen ist relativ zwischen L1 und L2 definiert. Die Höhe wird mittig abgetragen, sodass der Abstand von der Konstruktionslinie zur Nabe und zum Gehäuse identisch ist. Die Endpunkte der Höhen definieren wiederum Kontrollpunkte für B-Splines, welche schlussendlich die Naben und Gehäusekontur definieren. Durch eine Variation der abgetragenen Höhen kann die Querschnittsfläche des Kanals variiert werden. Die Variation der Kanallänge findet zwischen L1 und L2 statt. Dabei ist L1 fixiert und L2 wird variiert.

Da bei einer Reduktion der Kanallänge weniger Bauraum für die Stützstrebe zur Verfügung steht, muss diese verkürzt werden. Wie bereits in Abschnitt 2.1.2 erwähnt, ist die Stützstrebe jedoch ein integrales Bauteil. Nicht nur die Schubübertragung zwischen Gasturbine und Flugzeug findet über die Strebe statt, sondern es werden auch wichtige Versorgungsleitungen wie z.B. für Öl und Druckluft hindurch geleitet. Da jedoch die Kräfte, welche mittels der Stützstrebe übertragen werden, proprietär sind, wurden im Umfang dieser Arbeit keine strukturmechanischen Berechnungen berücksichtigt. Um allerdings mindestens die Anforderung bezüglich der durchzuführenden Ver-

sorgungsleitungen erfüllen zu können, wird die maximale Dicke der Stützstrebe auch bei einer Reduktion der Sehnenlänge konstant gehalten. Die Verkürzung der Strebe wird durch eine Verschiebung der Hinterkantenposition erreicht. Um nicht unnötig viele freie Parameter zu erzeugen, ist die Hinterkantenposition an die Position des IGVs gekoppelt. Das IGV wird axial um den Betrag der Längenreduktion verschoben. Ein konstanter axialer Abstand zwischen Strebe und IGV würde aus Strömungssicht zu unverhältnismäßig großen Abständen bei stark verkürzten Übergangskanälen führen. In solchen Fällen wäre die Krümmung des Kanals so stark, dass die Weglänge, welche ein Fluidelement zwischen Stützstrebe und IGV zurücklegen würde, deutlich länger wäre, als der axiale Abstand. Daher wird dieser Weg bzw. Abstand zwischen Hinterkante (HK) der Stützstrebe und Vorderkante (VK) des IGVs über

$$\text{Abstand}_{\text{HK-VK}} \approx \sqrt{\Delta x^2 + \Delta r^2} \quad (5-1)$$

approximiert. Dieser Abstand wird bei allen Konfigurationen konstant gehalten, um den Einfluss des Stützstrebenachlafs auf den HDV nicht zu verändern. Tendenziell wird hierdurch der axiale Abstand zwischen Stützstrebe und IGV verkleinert, was es ermöglicht die Strebe länger auszuführen. Somit kann der vorhandene Bauraum optimal genutzt werden. So wie das IGV werden auch die beiden Stufen des HDV um den Betrag der Längenreduktion verschoben. Die Position der Stützstrebenvorderkante und damit der Abstand zwischen OGV und Strebe bleibt konstant.

Neben der Parametrisierung des Gaspfades sind das OGV, das IGV als auch die erste HDV Stufe über drei bzw. vier Konstruktionsprofile parametrisiert (in Abb. 5-2 weiß gestrichelt markiert). Die Parametrisierung erlaubt eine Umstaffelung der Profile und damit eine Anpassung der Gitter auf die sich ändernden Strömungsbedingungen. Die Art der geringen Parametrisierungstiefe der Gitter erhebt nicht den Anspruch ein perfekt abgestimmtes System zu erhalten, sondern vielmehr Erkenntnisse über die Zusammenhänge im Verdichtungssystem zu sammeln. Insgesamt beläuft sich die Anzahl freier Parameter damit auf 34. Sowohl der NDV Rotor als auch die zweite Stufe des HDV sind nicht parametrisiert und daher geometrisch fest.

Tab. 5-1 Überblick der Verteilung freier Parameter.

Art der Freigabe	Anzahl Parameter				
	OGV	ICD	IGV	R1	S1
Staffelungswinkel	3	-	3	4	3
Kontrollpunkte für Konstruktionslinie	-	10	-	-	-
Position der Höhen entlang Konstruktionslinie	-	5	-	-	-
Höhen	-	5	-	-	-
Kanal-/Strebenlänge	-	1	-	-	-

5.3. Zielfunktionen und Nebenbedingungen

Die gesetzten Zielfunktionen und Nebenbedingungen beziehen sich auf die in Abb. 5-3 betrachteten Betriebspunkte. Die Nebenbedingungen bzw. Restriktionen, welche zur Einhaltung der Betriebspunkte notwendig sind, sind als farbige Bänder/Flächen dargestellt. Für jede erzeugte Ver-

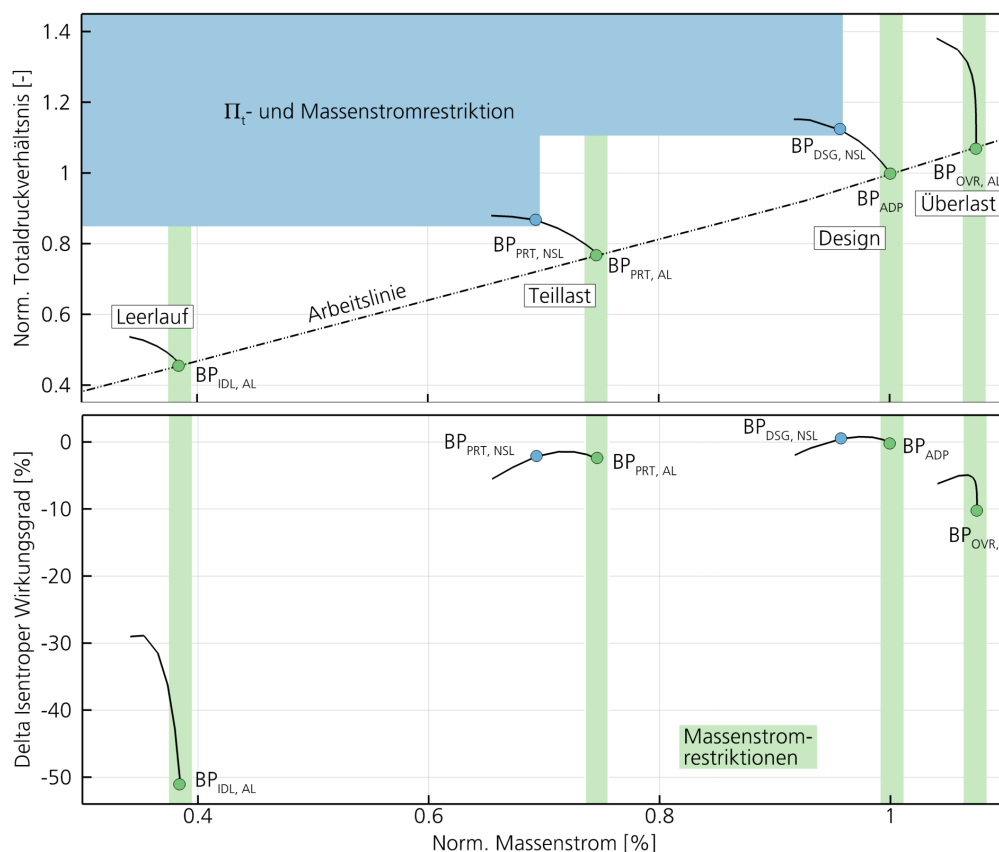


Abb. 5-3 Verdichterkennfeld mit Massenstrom- und Totaldruckrestriktionen für die Betriebspunkte: Leerlauf, Teillast, Design und Überlast.

dichtergeometrie werden Betriebspunkte auf vier unterschiedlichen Drehzahllinien simuliert. Diese reichen von Leerlauf (IDL) über Teillast (PRT) und Design (DSG) bis zu Überlast (OVR). Auf der Arbeitslinie werden dazu die entsprechenden Betriebspunkte betrachtet: $BP_{IDL,AL}$, $BP_{PRT,AL}$, BP_{ADP} und $BP_{OVR,AL}$. Die Drehzahlkombinationen zu den betrachteten Betriebszuständen sind in Tab. 3-6 zu finden. Die Betriebspunkte decken weite Teile des Verdichterbetriebsbereichs ab, wodurch sichergestellt werden kann, dass das Verdichtungssystem auch mit verkürztem Übergangskanal weiterhin entlang der Arbeitslinie betrieben werden kann. $BP_{IDL,AL}$ und $BP_{OVR,AL}$ markieren dabei die Punkte mit minimaler und maximaler Massenstromkapazität. Zusätzlich werden zwei Betriebspunkte in Teillast und Design nahe der Stabilitätsgrenze (NSL) mitbetrachtet, um eine Längenreduktion des Verdichtungssystem nicht mit einer Verringerung des Abstandes zur Stabilitätsgrenze zu erreichen. Eine neu erzeugte Geometrie gilt nur als valide, wenn sie die komplette Prozesskette durchläuft, was bedeutet, dass alle sechs betrachteten Betriebspunkte konvergiert sein müssen. Alle Betriebspunkte werden über eine Gegendruckrandbedingung geregelt. Die grün markierten Bänder in Abb. 5-3

stellen die Massenstromrestriktionen dar. Sie gelten für alle Betriebspunkte auf der Arbeitslinie und erlauben jeweils eine Massenstromvariation von $\pm 1\%$. Für die stabilitätsgrenznahen Betriebspunkte gilt der blau markierte Bereich. Es sind jeweils Restriktionen auf das Totaldruckverhältnis als auch auf den Massenstrom gesetzt. Die Betriebspunkte dürfen das initiale Totaldruckverhältnis nicht unterschreiten und den initialen Massenstrom nicht überschreiten. Damit ist sichergestellt, dass bei Konvergenz dieser Betriebspunkte der geforderte Pumpgrenzabstand erhalten bleibt. Zwei weitere Restriktionen sind auf die Begrenzung von Strömungsablösungen in der OGV- und der Stützstrebenreihe gesetzt (Abschnitt 4.3.2). In diesem Fall liegt der Grenzwert bei einer Wandschubspannung von 5 N/m^2 . Die Änderung des Grenzwertes im Vergleich zu den vorherigen Studien begründet sich in der verfeinerten Auflösung der Grenzschicht ("low reynolds"). Hieraus resultieren deutlich niedrigere Wertebereiche für die Wandschubspannungen.

Wie bereits eingangs beschrieben ist es das Ziel der Studie den Einfluss einer Längenvariation auf den Wirkungsgrad und den Pumpgrenzabstand zu erfassen. Der minimale Pumpgrenzabstand ist bereits durch die Definition der stabilitätsgrenznahen Betriebspunkte und der damit einhergehenden Nebenbedingungen abgedeckt. Als erste Zielfunktion ist daher wie in den vorherigen Studien wieder die Längenreduktion des Übergangskanals mit

$$z1 := \min(L2 - L1)! \quad (5-2)$$

definiert. Als zweite Zielfunktion ist die Maximierung des isentropen Wirkungsgrades des Verdichtungssystems im BP_{ADP}

$$z2 := \max(\eta_{is, \text{ADP}})! \quad (5-3)$$

gesetzt. Dies stellt sicher, dass die Verkürzung für das Gesamtsystem wirkungsgradoptimal erfolgt und sich die Gitter bestmöglich auf die sich ändernden Strömungsbedingungen abstimmen.

5.4. Verdichtersystem

Die Einordnung der Ergebnisse für das Verdichtersystem erfolgt zuerst in einer Betrachtung der Wirkungsgradvariationen mit sich ändernder Kanallänge. Anschließend werden ausgewählte Geometrien anhand der Verdichterkennfelder miteinander verglichen, um die Unterschiede im Pumpgrenzabstand zu ermitteln.

5.4.1. Wirkungsgrad vs. Länge

Die Ergebnisse in Form der Pareto-Front der Optimierungsziele nach Gl. 5-2 und 5-3 im BP_{ADP} in Abb.5-4 zeigen, dass eine starke Längenreduktion mit einer verhältnismäßig geringen Verminderung des isentropen Wirkungsgrades einhergeht. Bei identischer Länge kann gegenüber der Ausgangsgeometrie 2WVS eine Steigerung des Wirkungsgrades um 1.2% erreicht werden. Hin zu der maximal zulässigen Verkürzung von 42% verringert sich der Wirkungsgrad um -0.93%. Damit liegt dieser noch über dem Wirkungsgrad des 2WVS, was angesichts der drastischen Längenreduktion beachtlich ist. Weiterhin sei darauf hingewiesen, dass an dieser Stelle die drei Geometrien 2WVS A01 bis A03 markiert sind, welche später eingehender betrachtet werden sollen. Diese weisen axiale Längenreduktionen gegenüber dem 2WVS von 0%, 20% und 40% auf. Weitere geometrische

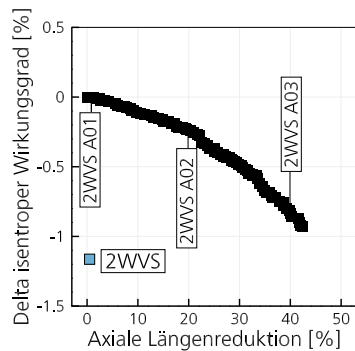


Abb. 5-4 Vergleich der Pareto optimalen Geometrien und des 2WWS anhand der Zielfunktionen im BP_{ADP} .

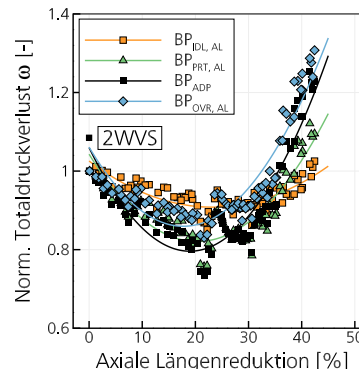


Abb. 5-5 Vergleich der Pareto optimalen Geometrien und des 2WWS anhand des Totaldruckverlustes und der Längenverkürzung für den Übergangskanal.

Daten dieser Pareto optimalen Geometrien sind Tab. 3-5 zu entnehmen.

Um zu verstehen, woher der Wirkungsgradgewinn gegenüber dem 2WWS kommt und woraus der Wirkungsgradabfall über die Längenverkürzung resultiert, sind in Abb.5-6 die Wirkungsgradverläufe der Pareto optimalen Geometrien für die vier Betriebspunkte auf der Arbeitslinie gezeigt. Dabei sind sowohl die Ergebnisse für das Verdichtungssystem als auch für die Module und Stufen dargestellt. Zusätzlich ist jeweils der Wirkungsgrad im BP_{ADP} für das 2WWS als Referenz eingetragen. Die Modul- und Stufendefinitionen sind in Tab. 3-4 zu finden. Die Werte sind normiert auf die Geometrie 2WWS A01 (0% Längenreduktion). Für eine leichtere visuelle Erfassung der Tendenzen sind die Datenpunkte mittels einer Polynomenregression zweiter Ordnung angenähert.

Wie bereits erwähnt, kann zwischen der Ausgangsgeometrie des 2WWS und der Pareto-Front bei gleicher axialer Baulänge eine Steigerung des Wirkungsgrades um 1.2% erreicht werden. Dazu sei nochmals darauf hingewiesen, dass der Hochdruckverdichter (exkl. IGV) bereits vorab aerodynamisch optimiert worden ist (Abschnitt 3.1.2), weshalb der größte Wirkungsgradzuwachs im NDV mit 2.1% (Abb. 5-6b) zu verzeichnen ist. Der HDV hingegen kann um 0.7% im Wirkungsgrad gesteigert werden (Abb. 5-6c). Der Wirkungsgradzuwachs im HDV kommt vornehmlich aus dem IGV, da die erste und zweite Stufe des HDV in den Abbn. 5-6d und 5-6e bereits sehr hohe Wirkungsgrade nahe der Pareto optimalen Geometrien aufweisen. Für das Verdichtungssystem in Abb. 5-6a wie auch für den Hochdruckverdichter in Abb. 5-6c zeigen sich ähnliche Tendenzen: Die Betriebspunkte mit hohen Drehzahlen (BP_{ADP} und $BP_{OVR,AL}$) weisen größere Wirkungsgradreduktionen auf als die Betriebspunkte geringer Drehzahlen ($BP_{IDL,AL}$ und $BP_{PRT,AL}$). Für den Niederdruckverdichter zeigt der $BP_{IDL,AL}$ die größte Wirkungsgradreduktion, wohingegen der $BP_{OVR,AL}$ sogar eine Zunahme im Wirkungsgrad über die Längenreduktion verzeichnet. In der ersten HDV Stufe in Abb. 5-6d zeigen die hohen Drehzahlen (BP_{ADP} und $BP_{OVR,AL}$) eine sehr vergleichbare Abnahme im Wirkungsgrad um bis 1.5%. Auffällig ist hier der $BP_{IDL,AL}$, welcher eine sehr starke Abnahme im Wirkungsgrad offenbart. In diesem Betriebspunkt leistet die erste HDV Stufe nur einen minimalen Beitrag zum Druckaufbau und weist daher sehr geringe Wirkungsgrade auf. Die Längenreduktion verstärkt diesen Effekt noch zusätzlich. Der Druckaufbau findet dann verstärkt in der zweiten Stufe statt, was zu steigenden Wirkungsgraden führt (Abb. 5-6e). Der BP_{ADP} zeigt in der zweiten Stufe in Abb. 5-6e einen konstanten Wirkungsgrad. In Teillast nimmt der Wirkungsgrad ebenfalls leicht zu und in Überlast kommt es zu

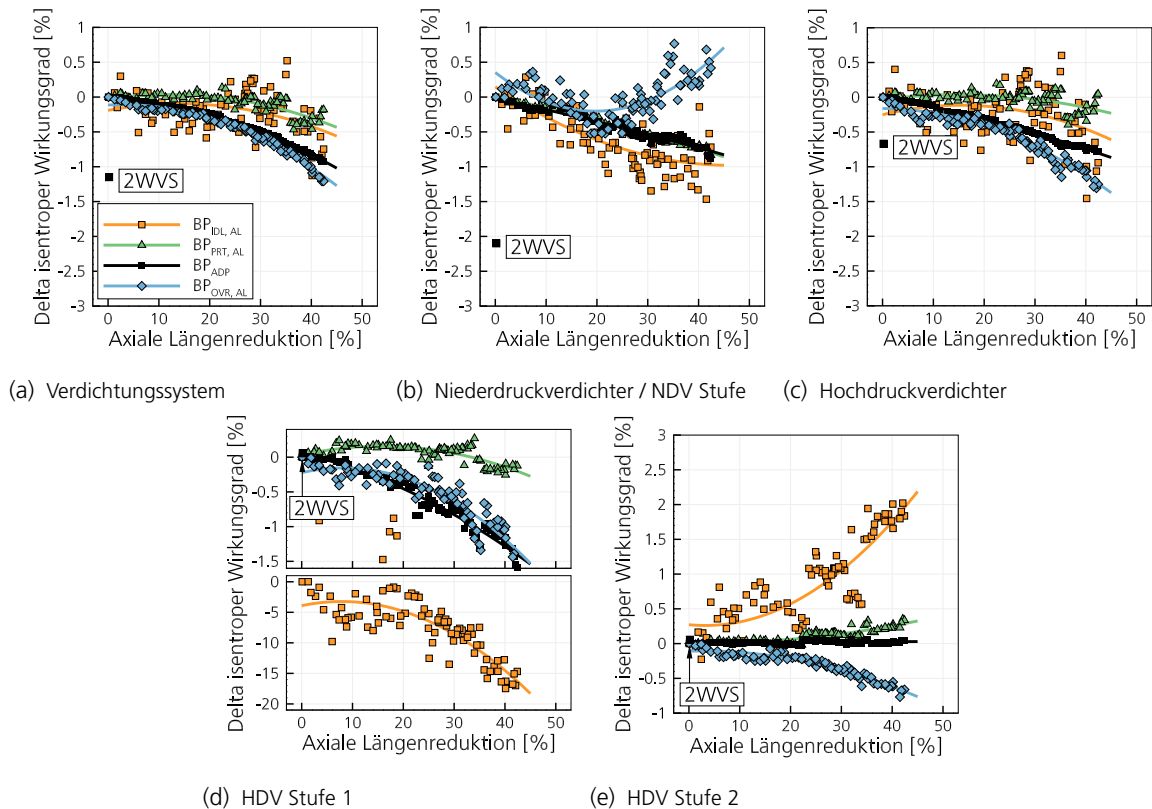


Abb. 5-6 Vergleich der Pareto optimalen Geometrien und des 2WVS anhand des isentropen Wirkungsgrades und der Längenverkürzung für das Gesamtsystem als auch für die einzelnen Module und Stufen.

einer Abnahme im Wirkungsgrad.

In Abb. 5-5 sind die Totaldruckverluste des Übergangskanals dargestellt (normiert auf die Geometrie 2WVS A01). Bei 0% Längenreduktion zeigt sich eine Verlustreduktion gegenüber dem 2WVS. Mit zunehmender Verkürzung bis etwa 20% kommt es zu einem weiteren Rückgang der Verluste. Dieser ist im BP_{ADP} am deutlichsten ausgeprägt. Anschließend steigen die Verluste an und übersteigen die Anfangswerte deutlich. Im BP_{ADP} ergibt sich für Geometrien mit etwa 20% Längenreduktion ein Minimum an Verlusten.

5.4.2. Verdichterkennfeld

Um den Einfluss der Längenreduktion auf das Verdichtungssystem besser verstehen zu können, werden die drei ausgewählten Geometrien 2WVS A01 bis A03 aus Abb. 5-4 entlang der Pareto-Front mit dem Ausgangsdesign anhand des Verdichterkennfeldes verglichen. Die Kennlinien in Abb. 5-7 der vier Betriebszustände Leerlauf, Teillast, Design und Überlast sind dabei jeweils bis zur numerischen Pumpgrenze (PG) angedrosselt worden. Es zeigt sich, dass die Kennlinien für Leerlauf und Teillast in den Abbn. 5-7a und 5-7b sehr vergleichbare Verläufe zeigen. Die Unterschiede zwischen den Kennlinien werden in Richtung höherer Drehzahlen größer, wie aus den Abbn. 5-7c und 5-7d hervorgeht. Hier zeigen die Kennlinien bei gleichem Massenstrom Unterschiede im erreichten Totaldruckverhältnis. Mit Blick auf die zu erfüllenden Nebenbedingungen der Betriebspunkte nahe der Stabilitätsgrenze BP_{PRT, NSL} und BP_{DSG, NSL} (Abb. 5-3), fällt in den Detailansichten dieser Betriebs-

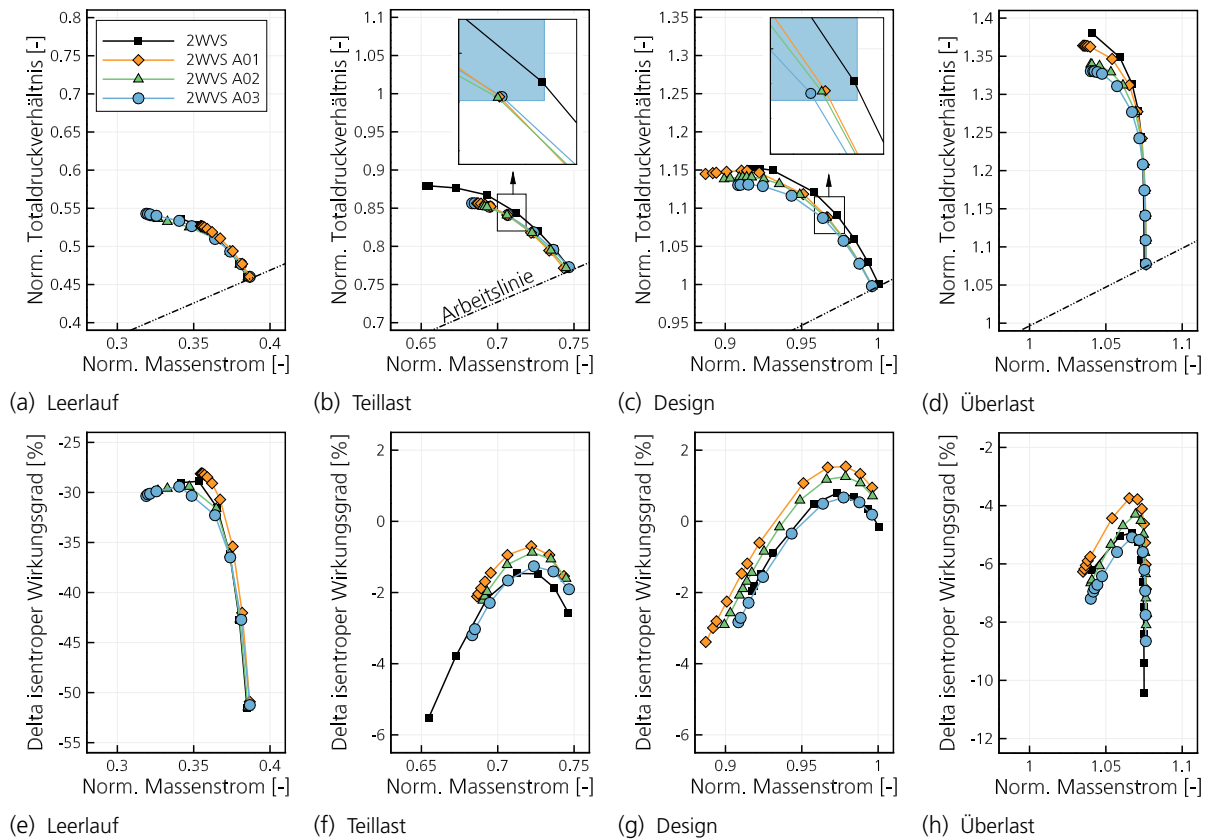


Abb. 5-7 Kennlinien für das Verdichtungssystem der Pareto optimalen Geometrien und des 2WWS in allen betrachteten Drehzahlkombinationen normiert auf den BP_{ADP} : (a)-(d) Totaldruckverhältnis und (e)-(h) isentroper Wirkungsgrad. Detailansichten zeigen $BP_{PRT, NSL}$ und $BP_{DSG, NSL}$ und die zugehörigen Totaldruck- und Massenstromnebenbedingungen (blau markierter Bereich).

punkte in den Abbn. 5-7b und 5-7c auf, dass der Optimierer die Betriebspunkte in Teillast direkt auf und bei Designdrehzahl sehr nahe an die Grenzen der Totaldrucknebenbedingung legt. Durch dieses Vorgehen kann unter Einhaltung der Nebenbedingungen eine maximale Verbesserung der Zielfunktionen (Gln. (5-2) und (5-3)) erreicht werden.

Um die Unterschiede im erreichten Pumpgrenzabstand (PGA) zu verdeutlichen wird dieser nach Cumpsty (1989) mittels

$$PGA = 1 - \frac{\Pi_{t, AL}}{\Pi_{t, PG}} \cdot \frac{\dot{m}_{PG}}{\dot{m}_{AL}} \quad (5-4)$$

errechnet und miteinander in Abb. 5-8 verglichen. Es ist zu sehen, dass es in Teil- und Überlast zu einer Reduktion, sowie im Leerlauf und Design-Betriebszustand zu einer Zunahme des Pumpgrenzabstandes vom 2WWS hin zu den Pareto optimalen Geometrien kommt. Die Steigerung des Pumpgrenzabstandes im Leerlauf sind allerdings mit Fragezeichen behaftet, da es beim Überrollen der ersten HDV Stufe nochmals zu einer signifikanten Drucksteigerung in der zweiten Stufe kommt (Abbn. B2b und B2c im Anhang). Der eigentliche Pumpgrenzabstand kann deutlich geringer ausfallen. Jedoch ist die Rechnung für die gezeigten Kennlinien noch konvergent und wird daher in Ermangelung von Vergleichsdaten (z.B. aus einem Experiment) verwendet. Eine numerisch stabile und auch augenscheinliche Steigerung der Pumpgrenze ist im Design-Betriebszustand möglich. Hier

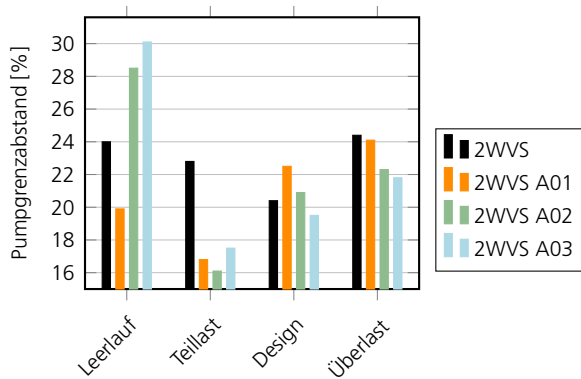


Abb. 5-8 Vergleich der Pumpgrenzabstände für die Pareto optimalen Geometrien und das 2WVS.

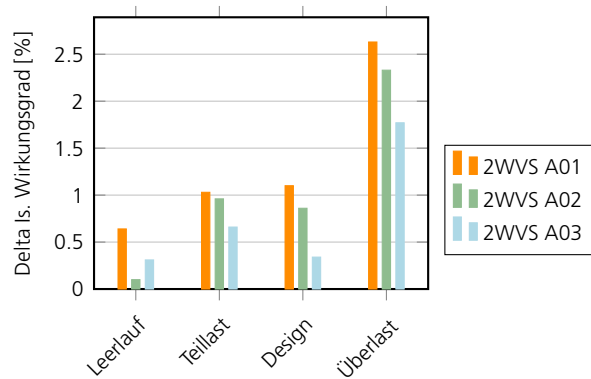


Abb. 5-9 Vergleich des isentropen Wirkungsgrades entlang der Arbeitslinie für die Pareto-optimalen Geometrien bezogen auf das 2WVS.

liegt die Pumpgrenze von 2WVS A01 2% höher als im 2WVS und fällt dann für 2WVS A02 und A03 jeweils um etwa 1.5% ab. Damit liegt die Pumpgrenze für 2WVS A03 1% niedriger als für 2WVS. In Abbn. 5-7e bis 5-7h sind die Verläufe des isentropen Wirkungsgrades dargestellt. Es zeigt sich, dass die Deltas im Wirkungsgrad in den Arbeitslinienpunkten zu einer Parallelverschiebung der Wirkungsgrad-Kennlinien führen (zutreffend für Teillast, Design und Überlast). Es kommt also beim Androsseln nicht zu signifikanten Änderungen der Verluste. Im Leerlauf hingegen zeigt sich eine Auffächerung der Kennlinien zur Pumpgrenze hin. Die Wirkungsgrade auf der Arbeitslinie sind zur besseren Vergleichbarkeit in Abb. 5-9 zusammengefasst. Gezeigt sind die Deltas bezogen auf die Werte des 2WVS. In allen Betriebspunkten ist eine Steigerung gegenüber dem Ausgangsdesign möglich. Besonders deutlich fällt dies für den Überlast-Betriebspunkt aus. Aber auch in Teillast und Designlast sind Steigerungen von etwa 1% möglich. Im Designfall fällt der Wirkungsgrad sukzessive mit der Längenreduktion ab.

5.5. Verdichtermodule im Auslegungspunkt

Um die strömungsmechanischen Änderungen innerhalb der drei Module Nieder- und Hochdruckverdichter sowie Übergangskanal nachvollziehen zu können, wird ein detaillierter Blick auf die Zusammenhänge im Auslegungspunkt geworfen. Falls nicht anders erwähnt, wird ausschließlich auf die Unterschiede mit ansteigender Längenreduktion zwischen den Pareto optimalen Geometrien eingegangen.

5.5.1. Niederdruckverdichter

Um die Veränderungen der strömungsmechanischen Zustände im NDV nachvollziehen zu können, werden eingangs die Zustandsgrößen Totaldruck, statischer Druck, meridionale Machzahl sowie Zuströmwinkel über die Gitter hinweg betrachtet.

Im Niederdruckverdichter kommt es durch die sich mit der Verkürzung verstärkende Krümmung der Nabe am OGV Austritt (Abb. 5-14) zu einer Massenstromverschiebung vom Gehäuse zur Nabe. Dies ist ersichtlich aus der Verteilung der meridionalen Machzahl am Rotoraustritt in Abb. 5-10a. Am

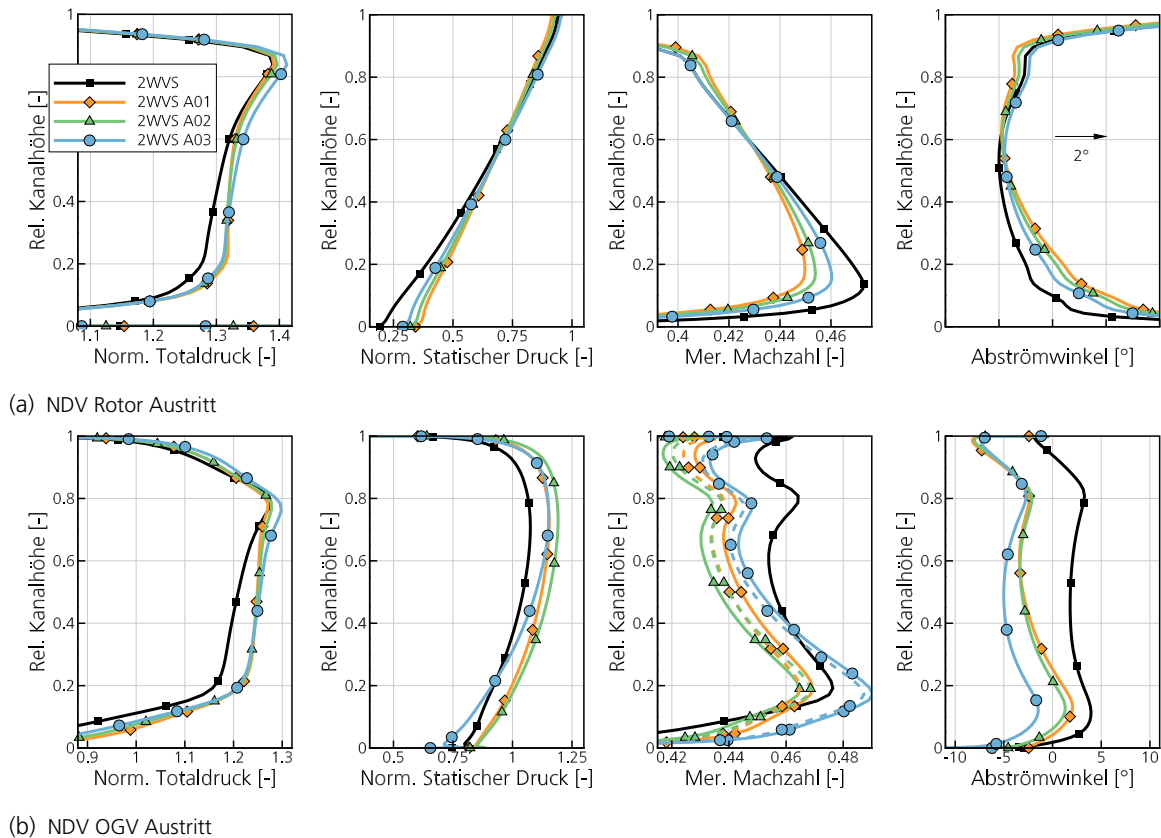


Abb. 5-10 Radiale Verteilungen am Rotor und OGV Austritt normiert auf die NDV Eintrittsbedingungen im BP_{ADP} . Gestrichelte Linien zeigen meridionale Machzahl um die Flächenänderung am OGV Austritt korrigiert.

OGV Austritt in Abb. 5-10b zeigt sich mit zunehmender Verkürzung eine Abnahme der Machzahl über die gesamte radiale Höhe. Die Massenstromverlagerung ist hier aufgrund der unterschiedlichen Machzahl-niveaus nur schwer erkennbar. Korrigiert man die Machzahl um den Betrag der Flächenänderung zwischen den Geometrien am OGV Austritt, zeigt sich auch hier eine Massenstromverteilung (gestrichelt dargestellt). Der Abströmwinkel des Rotors bzw. der Zuströmwinkel des OGVs (Abb. 5-10a) erfährt aufgrund der Massenstromverlagerung ebenfalls eine Variation. An der Nabe führt die Massenstromzunahme für die Pareto optimalen Geometrien zu einer Reduktion des Zuströmwinkels und damit zu negativer Inzidenz in der OGV Zuströmung. Am Gehäuse tritt der gegenteilige Effekt auf.

5.5.1.1. Stufen- und Gitterkenngrößen

Eine Gemeinsamkeit der neu erzeugten Geometrien ist der erhöhte Totaldruckaufbau der NDV Stufe im Vergleich zum 2WVS in den unteren 60% Kanalhöhe (Abb. 5-11a), was zu einem fülligeren Totaldruckprofil an der Nabe im Rotor sowie im OGV Austritt führt (Abb. 5-10a und 5-10b). Der erhöhte Totaldruckaufbau geht mit einer Steigerung im Wirkungsgrad einher (Abb. 5-11a). In den unteren 20% Kanalhöhe fällt sowohl das Totaldruckverhältnis als auch der Wirkungsgrad mit der Längenreduktion ab. Aufgrund einer radialen Verschiebung des statischen Drucks hinter dem Rotor (Abb. 5-10a) kommt es zu einer radial geänderten Belastungsverteilung. Diese ist in Abb. 5-11b

anhand der Diffusionszahl dargestellt und führt zu einem höheren Reaktionsgrad (Abb. 5-11a). An der Nabe sinkt die Rotorbelastung mit zunehmender Verkürzung, wohingegen am Gehäuse die Belastung steigt. In den Totaldruckverlusten des Rotors ist kein nennenswerter Einfluss der geänderten Belastung ersichtlich (Abb. 5-11b). Die zuvor genannten Unterschiede auf den unteren 20% Kanalhöhe im Totaldruckverhältnis wie auch im Wirkungsgrad lassen sich anhand der Totaldruckverluste im OGV in Abb. 5-11c erklären. Hier kommt es bei aggressiveren Übergangskanal designs zu einem Anstieg der Verluste. Die Umlenkung des OGV Gitters wird im Vergleich zum 2WWS deutlich gesteigert.

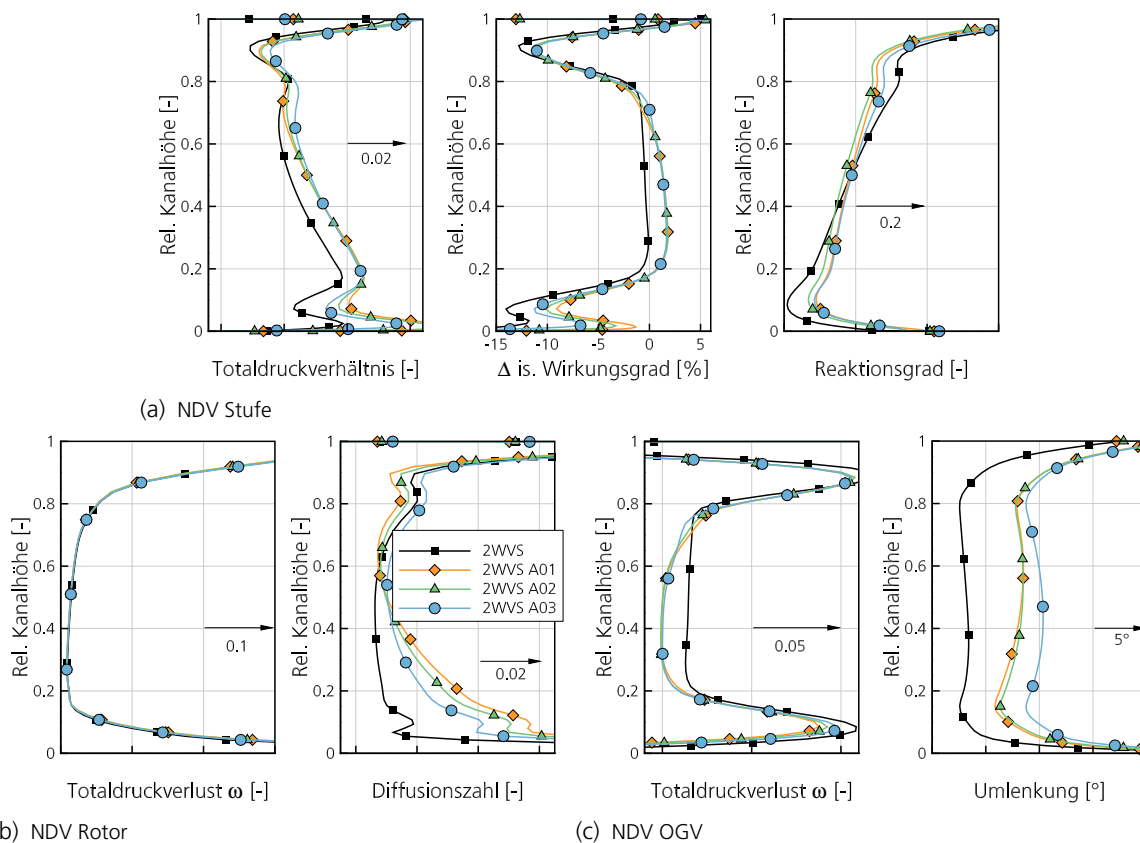


Abb. 5-11 Radiale Verteilungen für die NDV Stufe, den Rotor sowie das OGV im BP_{ADP} .

5.5.1.2. Profilbetrachtung

Auf die sich verändernden Zuströmbedingungen des OGV wird das Gitter entsprechend angepasst. Isentrope Machzahlverteilungen wie auch dazugehörige Profilschnitte sind in Abb. 5-12 für 20%, 50% und 80% Kanalhöhe zu sehen. Die Umstaffelung der Profile zwischen den neu erzeugten Geometrien ist bei 20% am stärksten ausgeprägt. Hier findet ein Aufdrehen der Profile statt, um die ansonsten resultierende negative Inzidenz (Abb. 5-10a) wieder auszugleichen. Hierdurch ändert sich ebenfalls die Umlenkung (Abb. 5-11c) und damit auch der Abströmwinkel des OGVs (Abb. 5-10b). Auf den Kanalhöhen 50% und 80% werden die Profile ebenfalls aufgedreht. Bei 80% Kanalhöhe ist kein Unterschied zwischen den Pareto optimalen Geometrien mehr ersichtlich, was ebenfalls auf die Abströmwinkelverteilung des OGVs als auch auf die Umlenkung zutrifft. Die Verläufe der

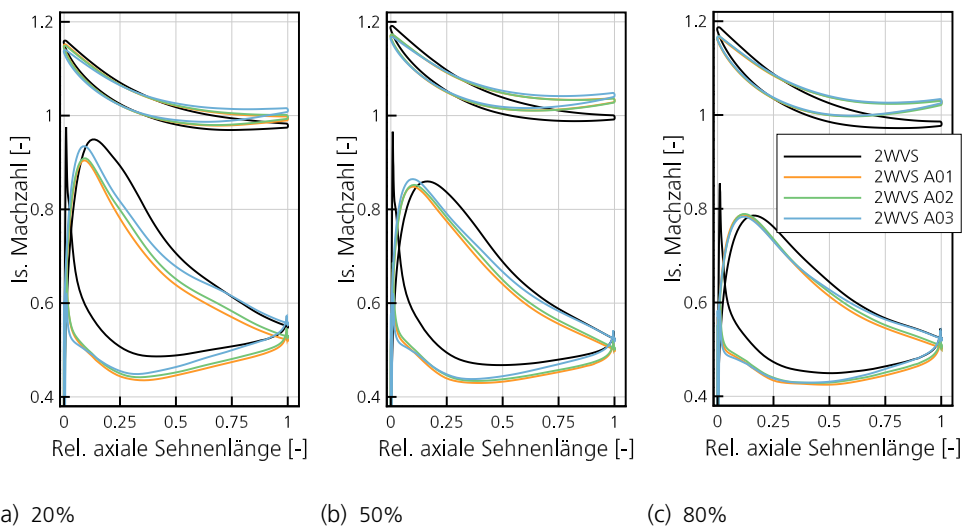


Abb. 5-12 Isentrope Machzahl sowie Profilschnitte auf unterschiedlichen relativen Kanalhöhen des NDV OGV im BP_{ADP} .

isentropen Machzahlen zeigen für die Geometrien 2WVS A01 und A02 vergleichbare Verläufe. Die Geometrie 2WVS A03 zeigt eine ausgeprägtere Saugspitze bei 20% und 50% Kanalhöhe. Daraus lässt sich schließen, dass die Profilstromung nicht optimal ist und es zu einer mit positiver Inzidenz behafteten Zuströmung kommt. Eine bessere Ausrichtung des Profils zur vorliegenden Zuströmung würde in direkter Konsequenz größere Abströmwinkel hervorrufen, welche zu steigenden Verlusten in den darauffolgenden Komponenten führen würden. Eine Profilierung mit geringerer Umlenkung bei aggressiveren Übergangskanälen wäre daher vorteilhaft.

5.5.1.3. Sekundärströmung

Die Totaldruckverluste an der OGV Nabe aus Abb. 5-11c lassen sich zurückführen auf sich verstärkende Sekundärströmungseffekte, welche anhand der Streichlinien in Abb. 5-13 dargestellt sind. Strömungsablösungen sind anhand von Isoflächen mit negativer Axialgeschwindigkeit zu sehen.

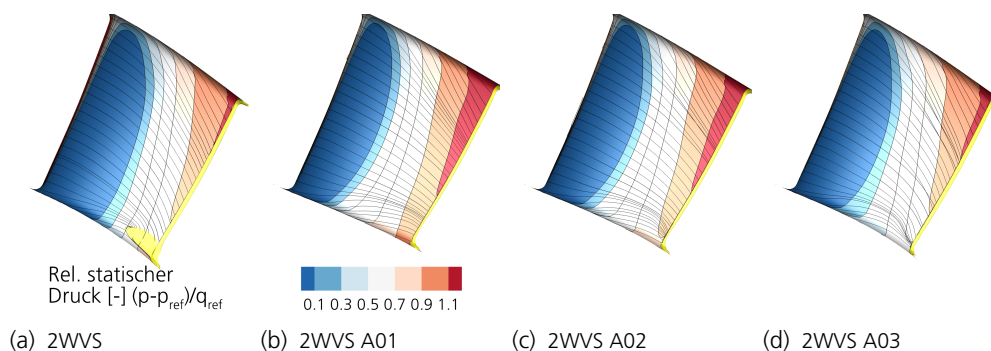


Abb. 5-13 Streichlinien auf der Saugseite des Austrittsleitgitters und Isoflächen mit negativer Axialgeschwindigkeit für den BP_{ADP} .

Zeigt die Ausgangsgeometrie 2WVS an der Nabe noch Gebiete von Strömungsablösungen, sind diese bei den Pareto optimalen Geometrien nicht mehr erkennbar. Jedoch kommt es zu einer sich verstärkenden Migration von Gehäusefluid hin zur Nabe, was sich auf das radiale Druckgefälle vom

Gehäuse zur Nabe hin zurückführen lässt. Dieses nimmt mit zunehmender Kanalaggressivität zu und lässt sich ebenfalls aus den zuvor bereits erwähnten Verläufen des statischen Drucks am Rotor Austritt in Abb. 5-10a ablesen.

Zusammengefasst kann gesagt werden, dass der Niederdruckverdichter besonders durch die bereits im OGV Bereich eingeleitete Krümmung des Übergangskanals beeinflusst wird. Diese trägt maßgeblich zu einer Massenstromumverteilung (vom Gehäuse zur Nabe hin) in der gesamten NDV Stufe bei. Daraus resultieren verstärkte Sekundärströmungen an der OGV Nabe und eine sich verschiebende Belastung des Rotors. Ebenfalls hat sich herausgestellt, dass aufgrund der Massenstromumverteilung eine geänderte Profilierung mit geringerer Umlenkung im Bereich der OGV Nabe sinnvoll wäre. Im Vergleich zum 2WVS weisen die Pareto optimalen Geometrien gesteigerte Totaldruckverhältnisse und damit gesteigerte Wirkungsgrade auf. Die Totaldrucksteigerung im NDV deutet bereits eine geänderte Verteilung des Totaldruckaufbaus über das Verdichtungssystem an. Näher wird hierauf im Abschnitt 5.5.3 eingegangen.

5.5.2. Übergangskanal

Die Übergangskanäle der Pareto optimalen Geometrien und des 2WVS sind in Abb. 5-14 in der S2-Ebene zu sehen. Die meridionale Machzahl ist als Konturplot und die naben- und gehäuseseitigen Verläufe des statischen Drucks sowie der Verlauf der Querschnittsfläche als Linienplots dargestellt.

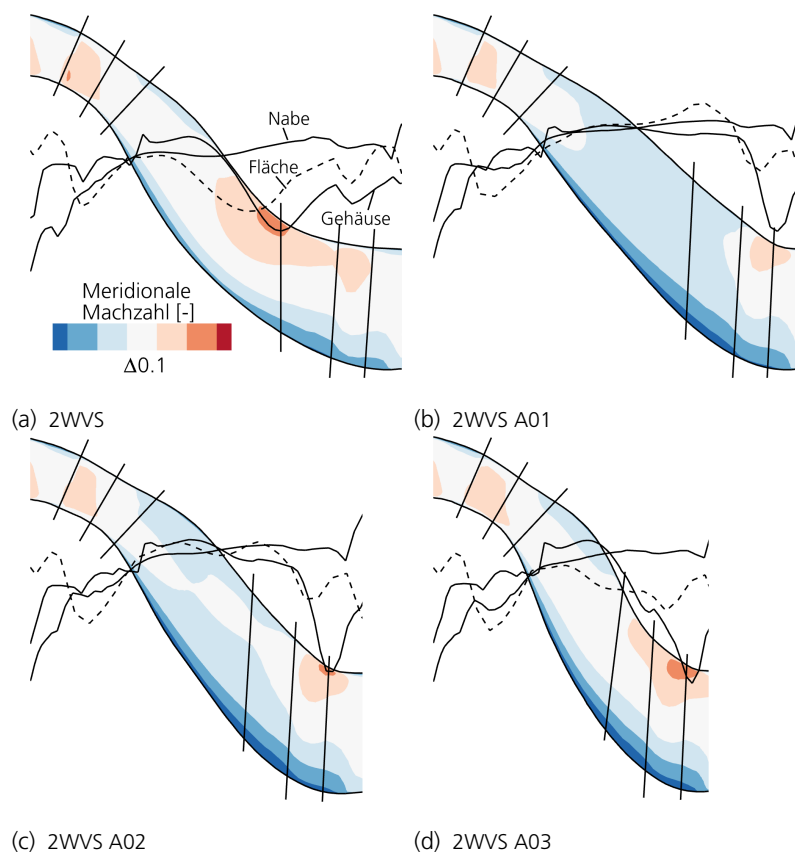


Abb. 5-14 Gemittelte meridionale Machzahl in S2-Ebene, Verlauf der Querschnittsfläche und Verlauf des statischen Drucks an der Nabe und Gehäuse für 2WVS, 2WVS A01, 2WVS A02 und 2WVS A03 im BP_{ADP} .

Wie bereits in Abschnitt 4.2 gezeigt, kommt es auch hier durch die Längenreduktion bei den Pareto optimalen Geometrien zu einem Anstieg des Machzahlniveaus. Der Anstieg fällt allerdings insgesamt geringer als in der vorherigen Studie aus. Verglichen mit dem 2WVS fällt auf, dass die Machzahlniveaus der Pareto optimalen Geometrien niedriger sind. Erst die stark verkürzte Variante zeigt ein vergleichbares Niveau. Dies lässt sich anhand des Vergleichs der Querschnittsverläufe in Abb. 5-15 erklären.

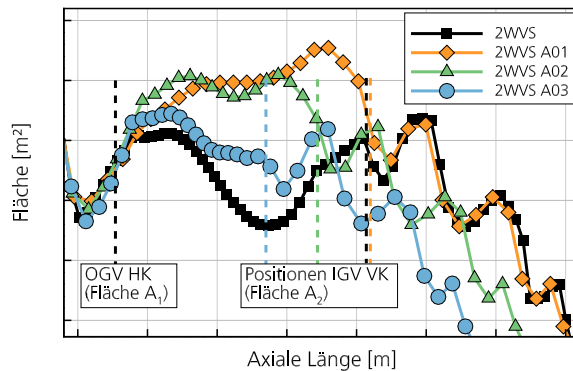


Abb. 5-15 Vergleich der Querschnittsflächen der Übergangskanäle im Bereich der Stützstrebe.

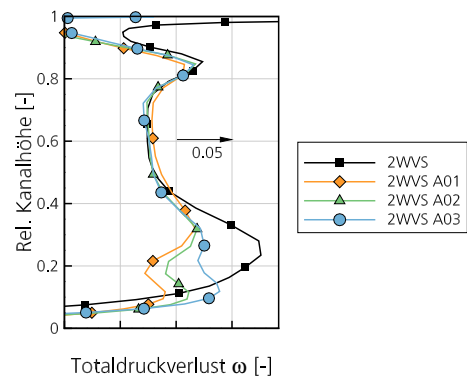


Abb. 5-16 Radiale Verteilung der Totaldruckverluste über den Übergangskanal im BP_{ADP} .

Während die Ausgangsgeometrie eine starke Verringerung der Querschnittsfläche im hinteren Bereich der Stützstrebe aufweist, zeigt 2WVS A01 ein langgezogenes Ansteigen der Querschnittsfläche und erst zwischen der Stützstrebehinterkante und der IGV Vorderkante kommt es zu einer Einschnürung des Kanals. Der Verlauf des 2WVS A02 ist dem von A01 ähnlich. Die Geometrie 2WVS A03 zeigt - ähnlich wie beim 2WVS - eine Abnahme der Querschnittsfläche im hinteren Stützstrebenbereich. Die Verläufe des statischen Drucks an Nabe und Gehäuse zeigen für das 2WVS in Abb. 5-14a im Bereich der Stützstrebehinterkante eine Vergrößerung der Fläche zwischen den beiden Kurven, was auf eine Komponente des Druckgradienten in radialer Richtung schließen lässt. Diese Komponente fällt bei den Varianten 2WVS A01 und A02 sehr gering aus. Im 2WVS A03 hingegen zeigt sich an dieser Stelle eine Zunahme.

In allen Pareto optimalen Geometrien zeigen sich die größten radialen Komponenten des Druckgradienten im Bereich des IGVs, wodurch eine starke Strömungsmigration in radialer Richtung im Bereich der Stützstrebe vermieden werden kann (Abb. 5-17). Dies ist ein deutlicher Unterschied zu den in Abschnitt 4.3.4 gezeigten Streichlinien. Die Pareto optimalen Geometrien zeigen nur geringe Sekundärströmungseffekte. Die aggressivste Variante 2WVS A03 zeigt auf der Stützstrebe das stabilste Strömungsverhalten ohne Ablösungen oder erkennbare Sekundärströmungseffekte. Auf der nabenseitigen Endwand zeigt sich in Abb. 5-18 allerdings ein anderes Bild. Hier kommt es beim 2WVS A03 zu Strömungablösungen in der Nähe der Stützstrebehinterkante. Dies deutet sich ebenfalls in der Ausgangsgeometrie 2WVS und 2WVS A02 an. 2WVS A01 ist frei von Ablösungen. Insgesamt sind die Gebiete der Strömungablösungen allerdings sehr klein und lokal begrenzt.

Die Ablösungen in den Geometrien 2WVS und 2WVS A02 bilden sich in direkter Nähe zur Stützstrebe und stimmen mit den Gebieten aus Abb. 5-17 überein, sodass man hier von Hinterkanten-Eckenablösungen sprechen kann (Abschnitt 2.1.2). Die Lage der Sekundärströmungsgebiete ist ebenfalls gut in den Totaldruckverteilungen am Austritt des Übergangskanal in Abb. 5-19 zu sehen.

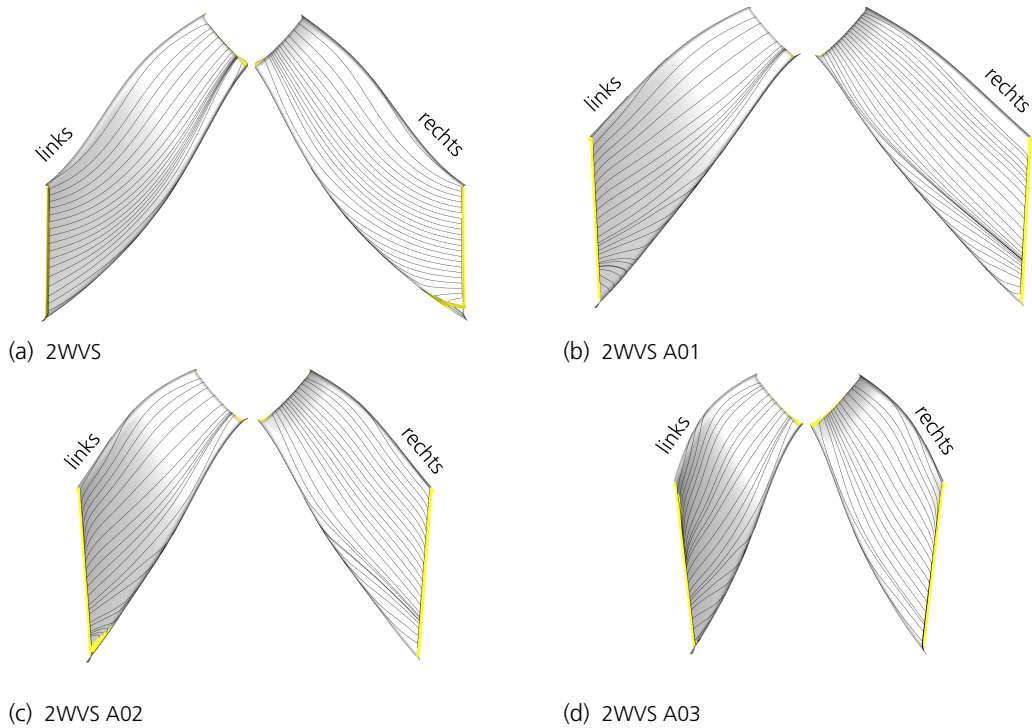


Abb. 5-17 Streichlinien auf der Stützstrebe und Isoflächen negativer Axialgeschwindigkeit für den BP_{ADP} . Linke und rechte Seite der Stützstrebe in Orientierung zur Strömungsrichtung.

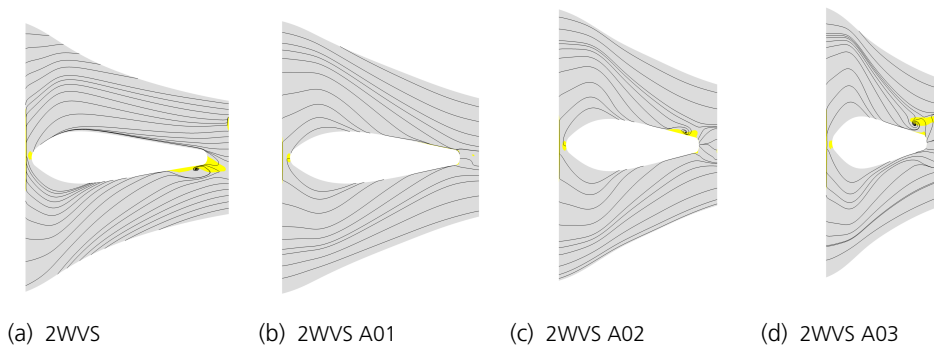


Abb. 5-18 Streichlinien auf der nabenseitigen Endwand des Übergangskanals und Flächen mit negativer Axialgeschwindigkeit für den BP_{ADP} .

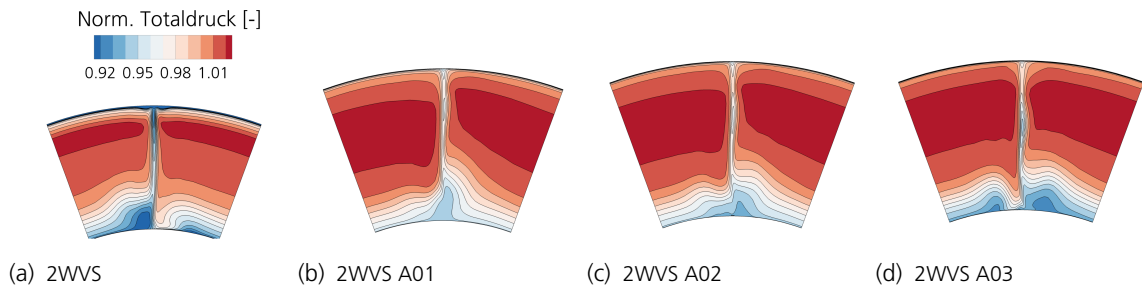


Abb. 5-19 Totaldruckverteilung der S3-Austrittsfläche des Übergangskanals (zwischen Stützstrebe und IGV) im BP_{ADP} normiert auf die Eintrittsbedingungen des Kanals.

Es fällt auf, dass die Austrittsfläche für 2WVS kleiner ist, was, wie weiter oben bereits beschrieben, zu einer stärkeren Strömungsbeschleunigung als in den Pareto optimalen Geometrien führt. Diese Art der Strömungsstabilisierung bringt jedoch auch höhere Verluste mit sich, wie der Vergleich der Totaldruckniveaus zwischen 2WVS und 2WVS A01 zeigt (Abbn. 5-19a und 5-19b). In direkter Gehäusenähe verringern sich die Verluste als auch im Sekundärströmungsbereich an der Nabe. Mit zunehmender Verkürzung steigen die Verluste im Nabenbereich deutlich an. Auffällig ist die Lage des Gebietes geringsten Totaldrucks: Dieses dehnt sich mit der Verkürzung in Umfangsrichtung aus, wohingegen die radiale Erstreckung sich eher verringert. In 2WVS A03 ergeben sich damit zwei Gebiete niedrigen Totaldrucks, welche sich von der Stützstrebenhinterkante gelöst und in die Passage verschoben haben. Die bereits in der S3-Ebene ersichtlichen Verluste sind noch einmal in Abb. 5-16 anhand der radialen Verteilung der Totaldruckverluste dargestellt. Zwischen der Ausgangsgeometrie und den Pareto optimalen zeigt sich die bereits beobachtete Reduktion der Verluste im Gehäusebereich bei über 90% Kanalhöhe als auch in den unteren 40%. Im unteren Bereich kommt es über die Verkürzung des Kanals wiederum zu einer Steigerung der Verluste.

Im Vergleich mit den vorherigen Studien zeigt sich ein deutlich schwächer ausgeprägtes Sekundärströmungsverhalten im Übergangskanal. Dies lässt sich vor allem auf die veränderte Lage des IGV zurückführen. Im Vergleich zu herkömmlichen Kanalkonfigurationen ist, wie sonst nur beim OGV üblich, das IGV in die Kanalkrümmung integriert. Dadurch hilft das IGV als beschleunigendes Gitter die Strömung im besonders gefährdeten Bereich an der konvex gekrümmten Nabe hinter der Stützstrebe zu beschleunigen. Aufgrund der Positionierung des IGVs im Bereich der starken gehäuseseitigen Krümmung ist weiterhin die Ausprägung der radialen Komponente des Druckgradienten schwächer als bei vergleichbar aggressiven Kanalkonfigurationen.

5.5.3. Hochdruckverdichter

Um einen Überblick über die sich ändernden strömungsmechanischen Zustände im HDV zu bekommen, werden eingangs die Zustandsgrößen Totaldruck, statischer Druck, meridionale Machzahl sowie Zuströmwinkel über die Gitter hinweg betrachtet. Der Übersichtlichkeit halber wird die in einem Absatz analysierte Schaufelreihe durch eine Unterstreichung im Text hervorgehoben.

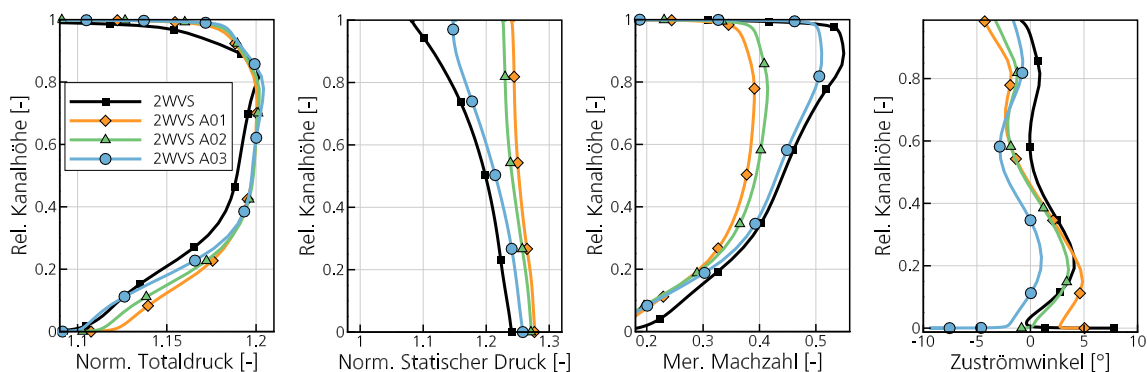
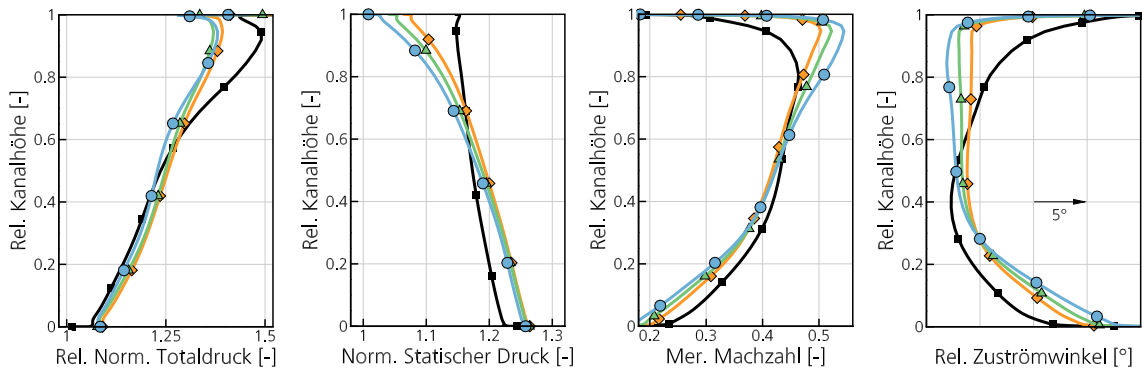
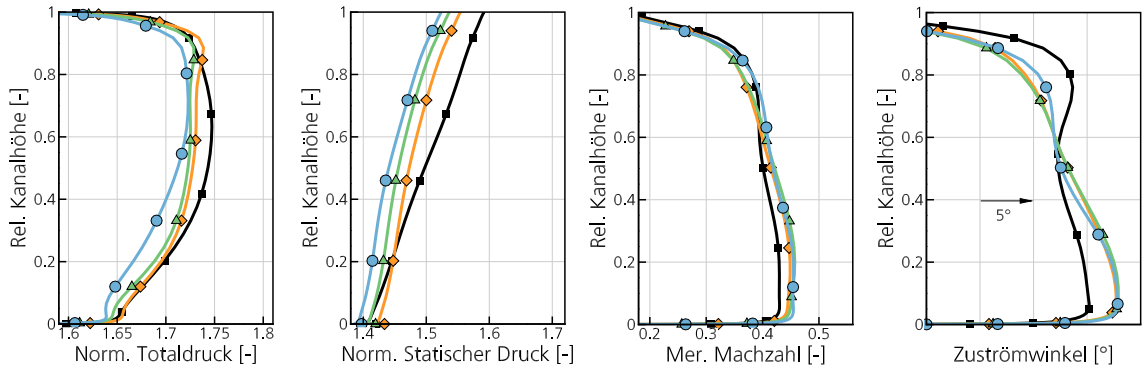


Abb. 5-20 Radiale Verteilungen am Eintritt des HDV IGV normiert auf die HDV Eintrittsbedingungen.

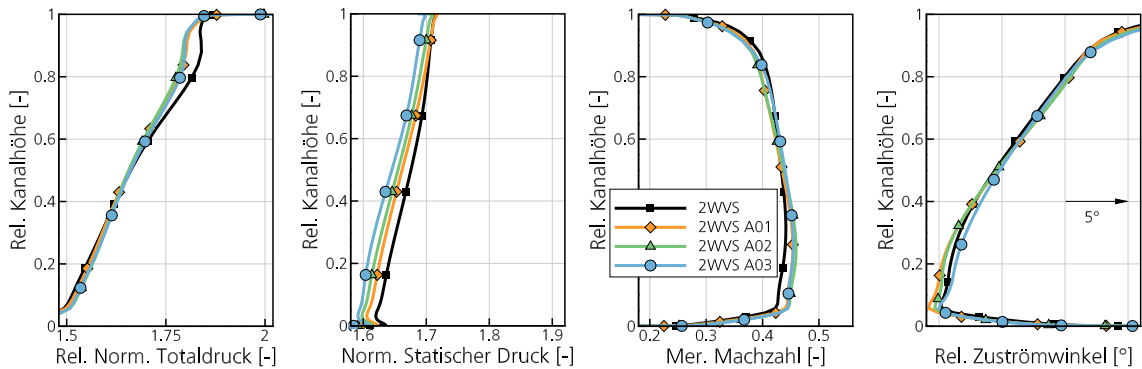
Am Eintritt des IGV zeigen sich in Abb. 5-20 Unterschiede zwischen den Pareto optimalen Geometrien. Der Totaldruck nimmt mit steigender Verkürzung an der Nabe ab, was auf die zuvor ge-



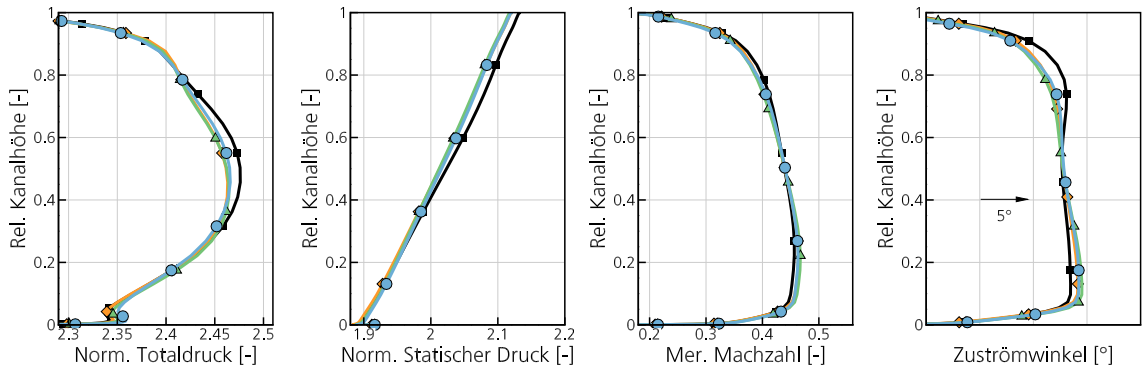
(a) HDV Rotor 1 Eintritt



(b) HDV Stator 1 Eintritt



(c) HDV Rotor 2 Eintritt



(d) HDV Stator 2 Eintritt

Abb. 5-21 Radiale Verteilungen an den Eintritten von HDV Rotor 1, Stator 1, Rotor 2 und Stator 2 normiert auf die HDV Eintrittsbedingungen.

zeigten Totaldruckverluste des Übergangskanals zurückzuführen ist (Abb. 5-16). Weiterhin zeigt die meridionale Machzahl eine Zunahme des Geschwindigkeitsniveaus am Gehäuse mit wachsender Verkürzung.

Die Änderung im Geschwindigkeitsniveau setzt sich durch das IGV durch und ist auch vor dem Rotor 1 präsent. Neben der gestiegenen meridionalen Machzahl am Gehäuse kommt es in Abb. 5-21a zusätzlich - mit einer Reduktion der Baulänge - zu einer Abnahme in Nabennähe. Daraus lässt sich ableiten, dass es vor dem ersten Rotor bei aggressiver werdenden Kanalgeometrien zu einer Massenstromumverteilung kommt: Mehr Masse am Gehäuse, weniger an der Nabe. Dies wirkt sich auf den relativen Zuströmwinkel des Rotors aus. An der Nabe nimmt dieser zu und am Gehäuse ab. Bei gleichbleibender Profilierung würde daraus eine positive Inzidenz an der Nabe und eine negative am Gehäuse resultieren. Weiterhin sinkt der statische Druck am Gehäuse, sodass der Hochdruckverdichter mit reduzierter Kanalbaulänge in Gehäusenähe stärker angedrosselt wird.

Die im Nabenbereich vorhandenen Verluste aus dem Übergangskanal sind am Eintritt des Stator 1 in Abb. 5-21b weiterhin gut erkennbar und werden folglich nicht vollständig durch den ersten Rotor ausgeglichen. Die Pareto optimalen Geometrien zeigen im Vergleich zum 2WVS sowohl an der Nabe als auch am Gehäuse deutliche Unterschiede im Zuströmwinkel. Die Unterschiede im statischen Druck liegen jetzt nicht mehr nur in Gehäusenähe vor, sondern erstrecken sich über die gesamte Kanalhöhe.

Für Rotor 2 und Stator 2 in Abbn. 5-21c und 5-21d werden die Differenzen zusehends kleiner.

5.5.3.1. Stufen- und Gitterkenngrößen

Beim Blick auf das Totaldruckverhältnis des Hochdruckverdichters in Abb. 5-22 zeigt sich ein geringerer Druckaufbau der Pareto optimalen Geometrien im Vergleich mit dem 2WVS. Wie bereits

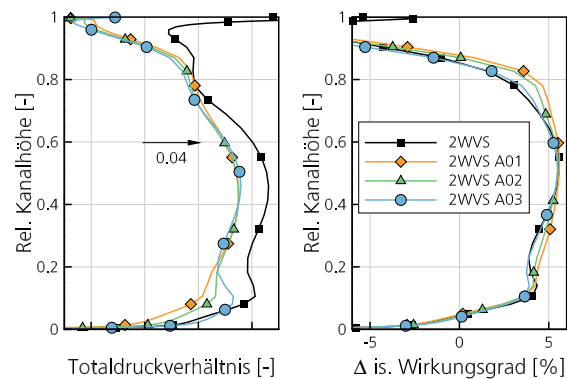


Abb. 5-22 Radiale Verteilung des Totaldruckverhältnisses und des isentropen Wirkungsgrades für den HDV.

im Abschnitt 5.5.1 gezeigt, weist der NDV ein gesteigertes Totaldruckverhältnis auf. Es kommt also zu einer Umverteilung des Totaldruckaufbaus zwischen NDV und HDV. Weiterhin zeigt sich im HDV eine Zunahme des Totaldruckverhältnisses an der Nabe über die Pareto optimalen Geometrien mit einer Reduktion der Kanalbaulänge. Die durch die gesteigerte Kanalaggressivität hervorgerufenen Verluste in Nabennähe (Abb. 5-16) werden somit im Hochdruckverdichter durch einen erhöhten Druckaufbau an der Nabe kompensiert. Der Wirkungsgrad reduziert sich in Gehäusenähe mit zunehmender Verkürzung.

Stufen

Die Unterschiede in der Stufenabstimmung des HDV zeigen sich in Abb. 5-23. Das Totaldruckverhältnis der Stufe 1 in Abb. 5-23a sinkt mit zunehmender Verkürzung, während gleichzeitig der Reaktionsgrad der Stufe abnimmt. In der zweiten Stufe in Abb. 5-23b hingegen kommt es zu einer Zunahme des Totaldruckverhältnisses, während der Reaktionsgrad unverändert bleibt. Die Minderung des Totaldruckaufbaus der Pareto optimalen Geometrien in der ersten HDV Stufe im Vergleich zum 2WVS wird damit durch den NDV und die zweite HDV Stufe kompensiert. Weiterhin ist aus den Totaldruckverhältnissen der Stufen erkennbar, dass die aus dem Übergangskanal kommenden Verluste durch die zweite Stufe ausgeglichen werden. Stufe 1 zeigt an der Nabe vergleichbare oder leicht abfallende Totaldruckverhältnisse der Pareto optimalen Geometrien. In Stufe 2 ist dagegen ein Druckaufbau deutlich zu sehen.

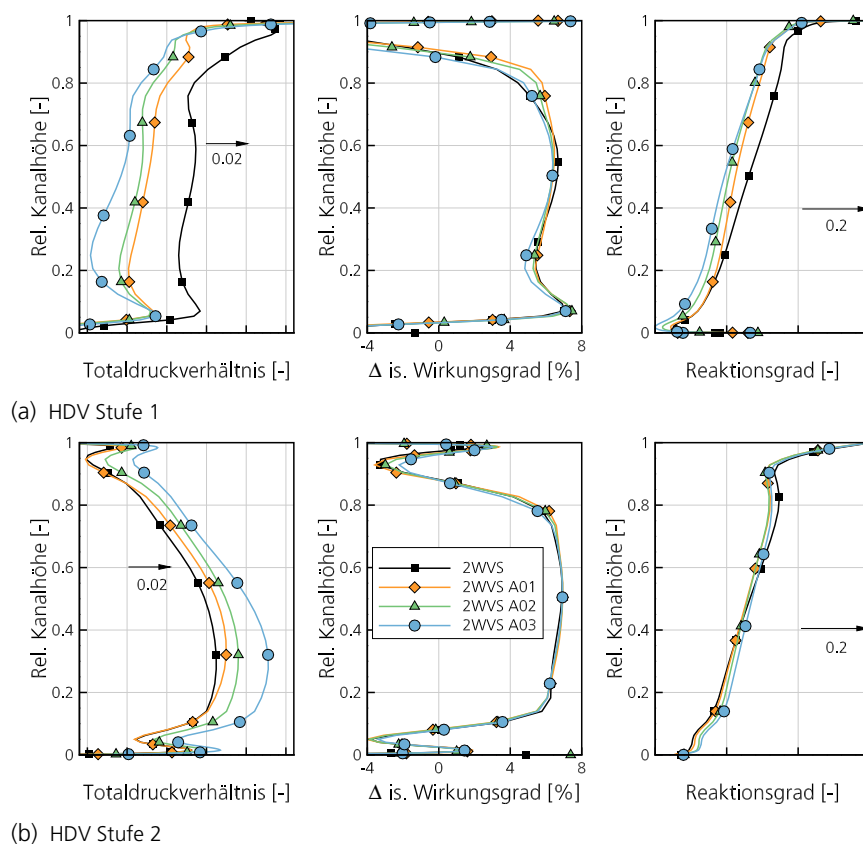
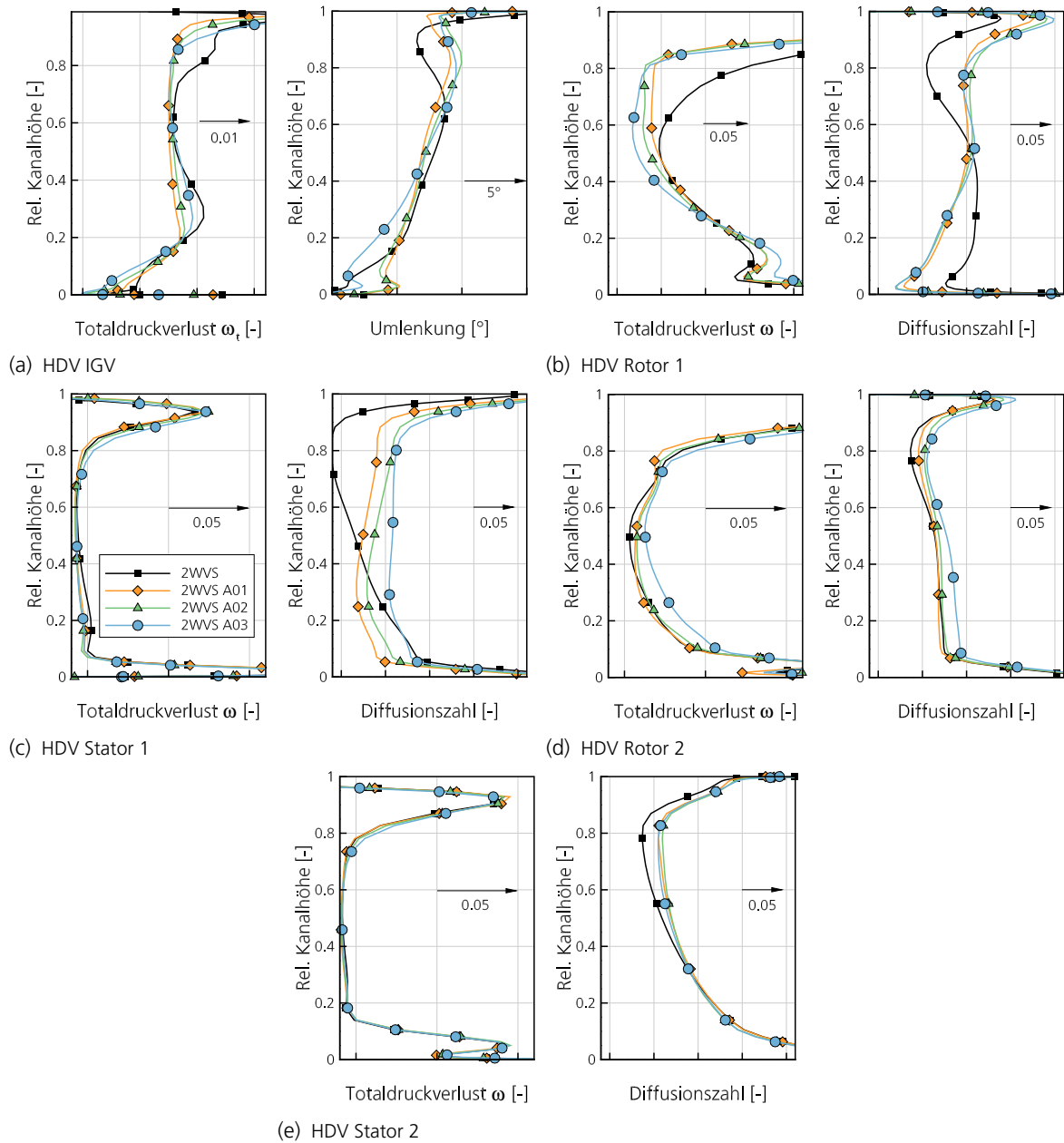


Abb. 5-23 Radiale Verteilung von Stufenkenngrößen für HDV Stufe 1 und 2.

Gitter

Um die Belastungsänderung der einzelnen Gitter, welche mit der Kanalverkürzung einhergeht, nachvollziehen zu können, sind in Abb. 5-24 die radialen Verteilungen der Diffusionszahl und des Totaldruckverlustes dargestellt.

Die Totaldruckverluste im IGV in Abb. 5-24a zeigen an der Nabe eine Abnahme und am Gehäuse eine Zunahme mit abnehmender Baulänge. Im Vergleich zu dem 2WVS weisen die Pareto optimalen

Abb. 5-24 Radiale Verteilung der Rotorwirkungsgrade bzw. Statorverluste normiert auf den BP_{ADP} .

Geometrien besonders in Gehäusenähe deutlich geringere Verluste auf.

Mit der Kanalverkürzung reduzieren sich die Verluste im Rotor 1 in Abb. 5-24b in der oberen Kanalhälfte, während sie nabennah zunehmen. Die Diffusionszahl ändert sich nur geringfügig.

Der Stator 1 in Abb. 5-24c offenbart hingegen eine deutlich gesteigerte aerodynamische Belastung in Form der Diffusionszahl, die vor allem am Gehäuse weit über die im 2WVS vorliegende Belastung hinausgeht. Dieser Umstand spielt in Abschnitt 5.6 eine wichtige Rolle, wenn es um das Betriebsverhalten an der Pumpgrenze geht.

Der Rotor 2 und Stator 2 in Abbn. 5-24d und 5-24e zeigen nur kleine Veränderungen in den Totaldruckverlusten und der aerodynamischen Belastung. Nur die Geometrie 2WVS A03 fällt mit höheren Verlusten und einer ansteigenden Belastung im Rotor 2 auf.

Betrachtet man die Diffusionszahl über alle Gitter hinweg (Abb. 5-24), fällt die sich insgesamt verschiebende Diffusion der Pareto optimalen Geometrien im Vergleich zum 2WVS auf. Es kommt zu einer Verlagerung der aerodynamischen Belastung von der Nabe zum Gehäuse. Dies ist vor allem im Rotor 1 und Stator 1 sehr ausgeprägt.

5.5.3.2. Profilbetrachtung

Um zu verstehen, wie die erste Hochdruckverdichterstufe auf die Änderungen des Übergangskanals abgestimmt werden muss, sind in Abb. 5-25 radiale Profilschnitte sowie die zugehörigen isentropen Machzahlverteilungen auf unterschiedlichen relativen Kanalhöhen dargestellt. An der Nabe des Rotor 1 (Abb. 5-25a) ist ein Zudrehen und am Gehäuse (Abb. 5-25c) ein Aufdrehen des Gitters mit zunehmender Längenverkürzung erkennbar. Die Umstaffelungen gehen einher mit der Änderung des relativen Rotorzuströmwinkels, welcher bereits in Abb. 5-21a gezeigt worden ist. Dabei fällt jedoch auf, dass die Stoßlage im Gehäuseschnitt (Abb. 5-25c) für die Geometrie 2WVS A03 eine andere ist als für die übrigen Pareto optimalen Geometrien. Der Stoß liegt weiter stromab und fällt stärker aus. Auf der mittleren Kanalhöhe in Abb. 5-25b hingegen zeigen die Machzahlverläufe ein sehr vergleichbares Bild. Auch hier kommt es zu einem Aufdrehen des Gitters.

Im Stator 1 kommt es auf den unteren Kanalhöhen 10% und 50% zu einem Aufdrehen und bei 90% zu einem Zudrehen des Gitters (Abbn. 5-25d bis 5-25f). Die Verteilung der Machzahl zeigt auf allen radialen Höhen eine stärkere Ausbildung der Saugspitze mit zunehmender Verkürzung, was konsistent mit der zuvor gezeigten Steigerung der aerodynamischen Belastung bzw. Diffusionszahl des Stator 1 ist (Abb. 5-24c).

Aufgrund der Umverteilung des Totaldruckaufbaus zwischen den Stufen kann die erste HDV Stufe durch geringfügige Umstaffelung der Konstruktionsprofile weiterhin nahezu Wirkungsgradoptimal betrieben werden. Bedeutsam ist hier vor allem die Massenstromverlagerung von der Nabe zum Gehäuse, auf die der erste Rotor gut abgestimmt werden kann. Jedoch sinkt der erzielbare Totaldruckaufbau des Rotors mit der Längenreduktion, was zu einer signifikant höheren Belastung des ersten Stators führt. Denn dieser muss sowohl die sich ändernden Zuströmbedingungen aus dem ersten Rotor verarbeiten können als auch dem zweiten Rotor optimale Zuströmbedingungen generieren können. Dieser Umstand führt zu hohen Diffusionszahlen im ersten Stator. Die aus den verkürzten Übergangskanälen kommenden Verluste werden im HDV durch einen erhöhten Totaldruckaufbau an der Nabe ausgeglichen. Dies geschieht in der zweiten Stufe.

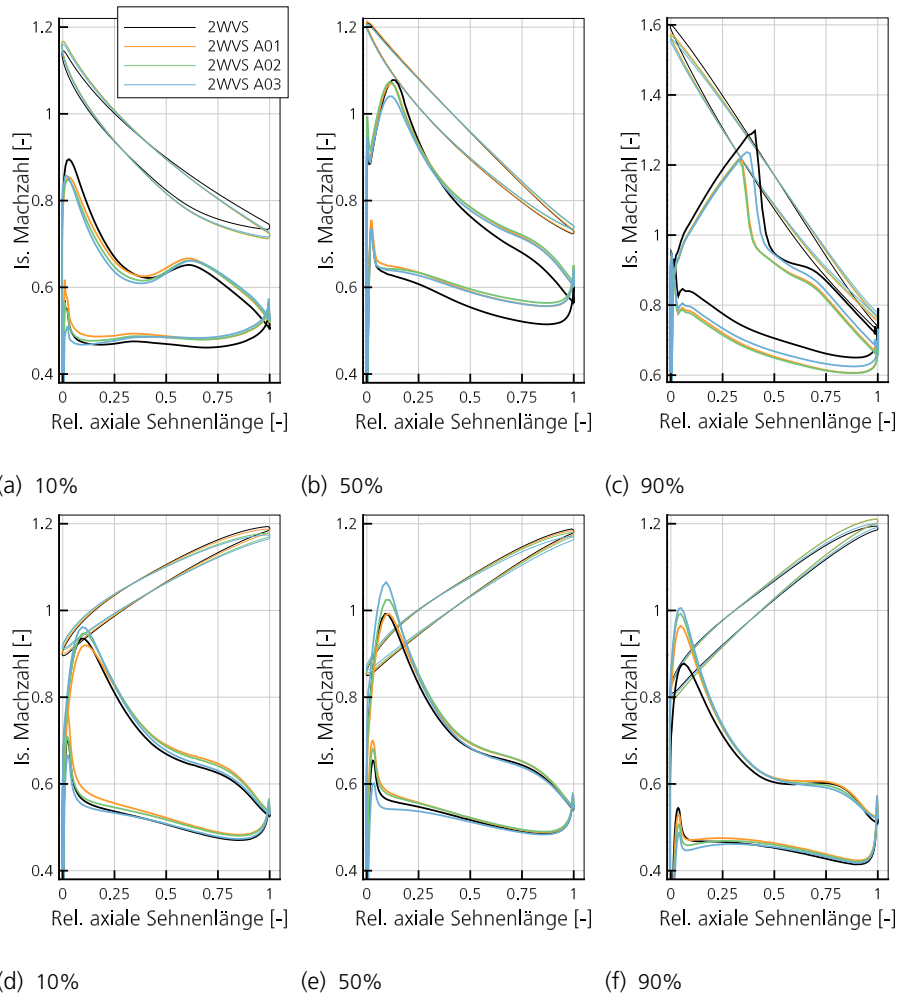


Abb. 5-25 Isentrope Machzahl sowie Profilschnitte für Rotor 1 und Stator 1 auf unterschiedlichen relativen Kanalhöhen. (a)-(c) Rotor 1 und (d)-(f) Stator 1.

5.6. Betrachtung im angedrosselten Zustand

Neben der Abhängigkeit des Wirkungsgrades von der Kanalaggressivität wird auch der Pumpgrenzabstand durch die geänderten strömungsmechanischen Vorgänge beeinflusst. Daher soll in diesem Abschnitt der Einfluss auf den Pumpgrenzabstand bei Designdrehzahl eingehender beleuchtet werden. Dazu werden sowohl das Verhalten des Nieder- und Hochdruckverdichters als auch des Übergangskanals eingehend analysiert.

5.6.1. Nieder- und Hochdruckverdichter

Um den Einfluss der Baulängenreduktion auf das Verhalten beim Androsseln der NDV und HDV Stufen zu bewerten, werden die Stufenkennlinien und der Betriebspunkt an der Pumpgrenze im Folgenden eingehender betrachtet.

5.6.1.1. Stufenkennlinien

Die Kennlinien sind in Abb. 5-26 sowohl für die Stufen als auch für die Rotoren dargestellt. Zum

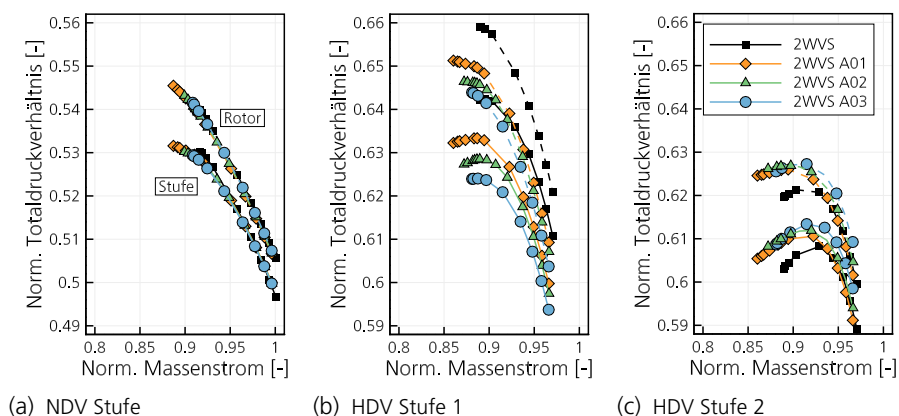


Abb. 5-26 Rotor- und Stufenkennlinien bei Designdrehzahl normiert auf den BP_{ADP} . Rotor gestrichelt und Stufen mit durchgezogener Linie dargestellt.

verbesserten Verständnis sei erwähnt, dass die Rotorkennlinien aufgrund der geringeren Verluste oberhalb der Stufenkennlinie liegen. Die Unterschiede im normierten Massenstrom für die Arbeitslinienpunkte zwischen der NDV Stufe und den HDV Stufen kommen durch die Zapfluentnahme hinter dem NDV zustande. Die Normierung bezieht sich auf das Totaldruckverhältnis des Gesamtverdichtungssystems im BP_{ADP} . Es ist zu erkennen, dass die NDV Stufe in Richtung der Stabilitätsgrenze anfängt abzuflachen, wohingegen die Rotorkennlinie einen nahezu unverändert großen Gradienten im Druckaufbau zeigt (Abb. 5-26a). Dies lässt sich auf die bereits im Arbeitslinienpunkt vorhandenen Sekundärströmungsverluste im OGV zurückführen (Abb. 5-13), welche mit zunehmender Androsselung zunehmen (Abb. 5-31). Trotz der starken Sekundärströmungsverluste ist kein Versagen anhand der Kennlinien erkennbar. Die erste HDV Stufe in Abb. 5-26b zeigt ein Auffächern der Kennlinien der Pareto optimalen Geometrien, was zum Teil auf die Unterschiede im Druckaufbau im Arbeitslinienpunkt zurückzuführen ist. Die Rotorkennlinien zeigen kein Überrollen, wohingegen die Stufenkennlinie bereits übergerollt sind. Ein ähnliches Verhalten ist in der zweiten HDV Stufe zu beobachten (Abb. 5-26c). Allerdings kommt es hier ebenfalls zu einem Überrollen der Rotorkenn-

linien. Die Stufen- und Rotorkennlinien für die Betriebszustände Leerlauf, Teillast und Überlast sind in Abb. B2 im Anhang zu finden. Die NDV Stufe ist in keinem der betrachteten Betriebszustände maßgeblich für das Verdichterversagen verantwortlich, da die Zapfluentnahme zwischen NDV und ICD zu einer aerodynamischen Entlastung der NDV Stufe führt (Grieb, 2009; Lechner und Seume, 2010). Der Verlauf der isentropen Wirkungsgrade für die Rotoren und Stufen bei Designdrehzahl ist analog in Abb. 5-27 zu finden. Auch hier zeigen sich die größten Unterschiede in der ersten HDV

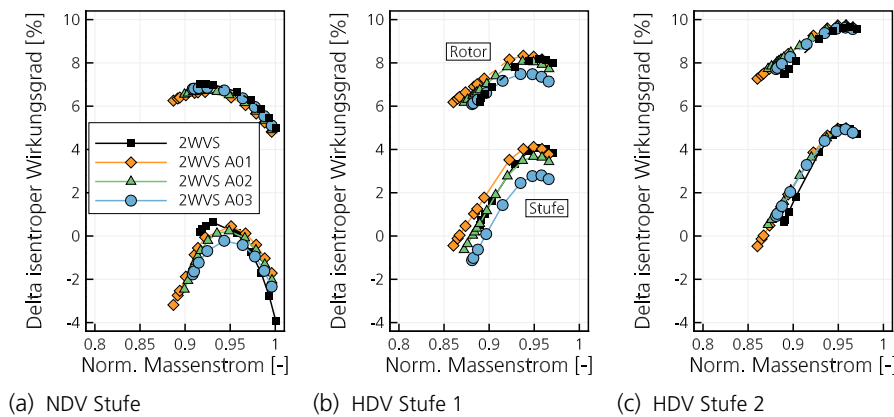


Abb. 5-27 Wirkungsgradverläufe für die Rotoren und Stufen bei Designdrehzahl normiert auf den BP_{ADP} . Rotor gestrichelt und Stufen mit durchgezogener Linie dargestellt.

Stufe. Durch die Längenreduktion kommt es zu einer Parallelverschiebung der Wirkungsgradlinien. Die Verlustentwicklung zwischen den Geometrien beim Androsseln ist damit sehr vergleichbar. Die Wirkungsgrade für alle weiteren Betriebszustände sind in Abb. B3 im Anhang zu finden. Um das Bild zu vervollständigen sind die Statorverluste der zuvor gezeigten Stufen in Abb. 5-28 dargestellt. Es fällt auf, dass die Verluste im OGV mit der Längenverkürzung des Übergangskanals ansteigen.

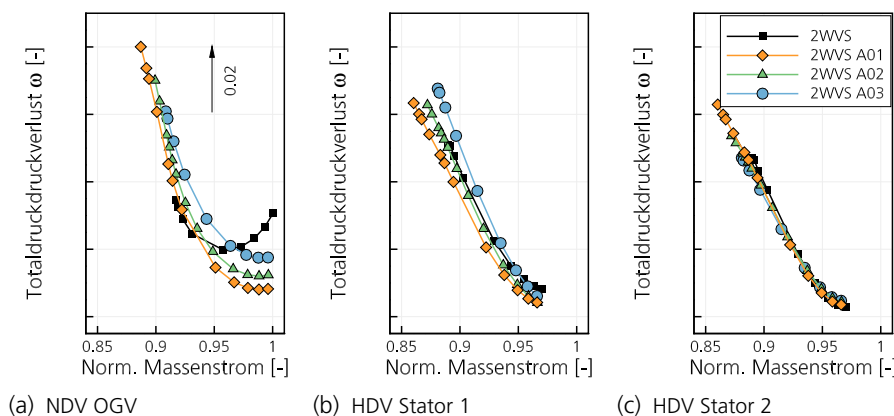


Abb. 5-28 Totaldruckdruckverluste für die Statoren bei Designdrehzahl. Wertebereich und Skalierung für die gezeigten Statoren identisch.

Der Anstieg der Verluste beim Androsseln ist vergleichbar für die Pareto optimalen Geometrien. Die minimalen Verluste des Ausgangsdesigns liegen auf dem Niveau des 2WWS A03. Durch die Profilumstaffelung kommt es zu einer Verschiebung des Verlustminimums. Im Hochdruckverdichter liegen die Verlustminima sehr dicht beieinander. Jedoch steigen die Verluste mit zunehmender Übergangs-

kanalverkürzung beim Androsseln des Verdichters im ersten Stator stärker an (Abb. 5-28b). Der zweite Stator zeigt keine Veränderung im Betriebsverhalten. Die Verluste für die Betriebszustände Leerlauf, Teillast und Überlast sind in Abb. B4 im Anhang zu finden.

5.6.1.2. Stufen- und Gitterkenngrößen

Um die Verlustmechanismen besser verstehen zu können, sind in Abb. 5-29 die radiale Verteilungen der Stufendruckverhältnisse und -wirkungsgrade für den BP_{ADP} und den jeweiligen Betriebspunkt an der Pumpgrenze dargestellt. Falls nicht anders erwähnt, wird ausschließlich auf die Unterschiede mit ansteigender Längenreduktion zwischen den Pareto optimalen Geometrien an der Pumpgrenze eingegangen.

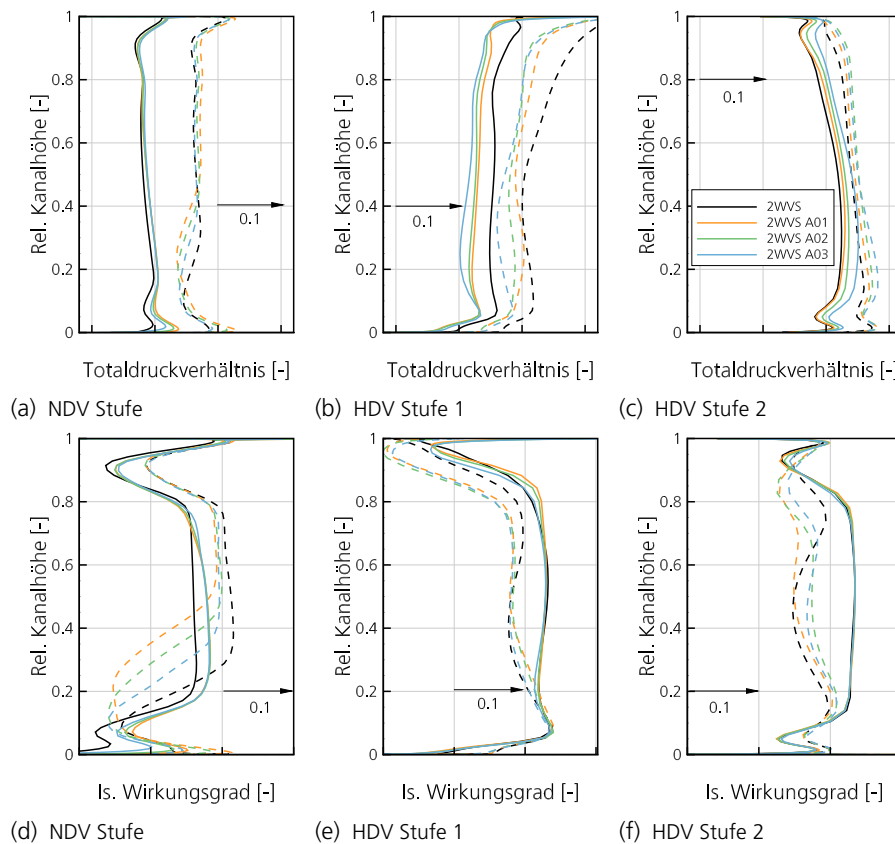


Abb. 5-29 Radiale Verteilung des Totaldruckverhältnisses und des isentropen Wirkungsgrades jeweils für einen Betriebspunkt bei Designdrehzahl auf der Arbeitslinie (durchgezogene Linien) und an der Pumpgrenze (gestrichelte Linien) .

An der Pumpgrenze ergibt sich für den NDV ein Abknicken des Totaldruckverhältnisses in den unteren 40% Kanalhöhe (Abb. 5-29a), was zu einer Reduktion des Wirkungsgrades in Abb. 5-29d führt. Dies ist auf die Entwicklung der Sekundärströmungsverluste im OGV von der Arbeitslinie (Abb. B5 im Anhang) hin zur Pumpgrenze (Abb. 5-31) zurückzuführen. In der ersten HDV Stufe ergibt sich in den unteren 50% Kanalhöhe eine Reduktion des maximal erreichten Totaldruckverhältnisses (Abb. 5-29b). In den oberen 50% zeigt sich zwischen den Pareto optimalen Geometrien und dem 2WVS an der Pumpgrenze eine Reduktion im Totaldruckaufbau, welcher mit einer Reduktion im Wirkungsgrad einhergeht (Abb. 5-29e). In der zweiten Stufe zeigt sich an der Pumpgrenze

ein gesteigerter Druckaufbau mit zunehmender Längenreduktion (Abb. 5-29c). Die zweite Stufe verzeichnet insgesamt einen hohen Abfall im Wirkungsgrad beim Androsseln (Abb. 5-29f). Die Pareto optimalen Geometrien weisen gegenüber dem 2WVS zwischen 60% und 90% Kanalhöhe eine Abnahme des Wirkungsgrades auf. Da der Hochdruckverdichter, den Kennlinien nach zu urteilen, für das Versagen des Verdichtungssystem verantwortlich ist, wird dieser eingehender beleuchtet. Dazu sind in Abb. 5-30 radiale Verteilungen der Totaldruckverhältnisse bzw. -verluste und Diffusionszahlen für die Gitter gezeigt.

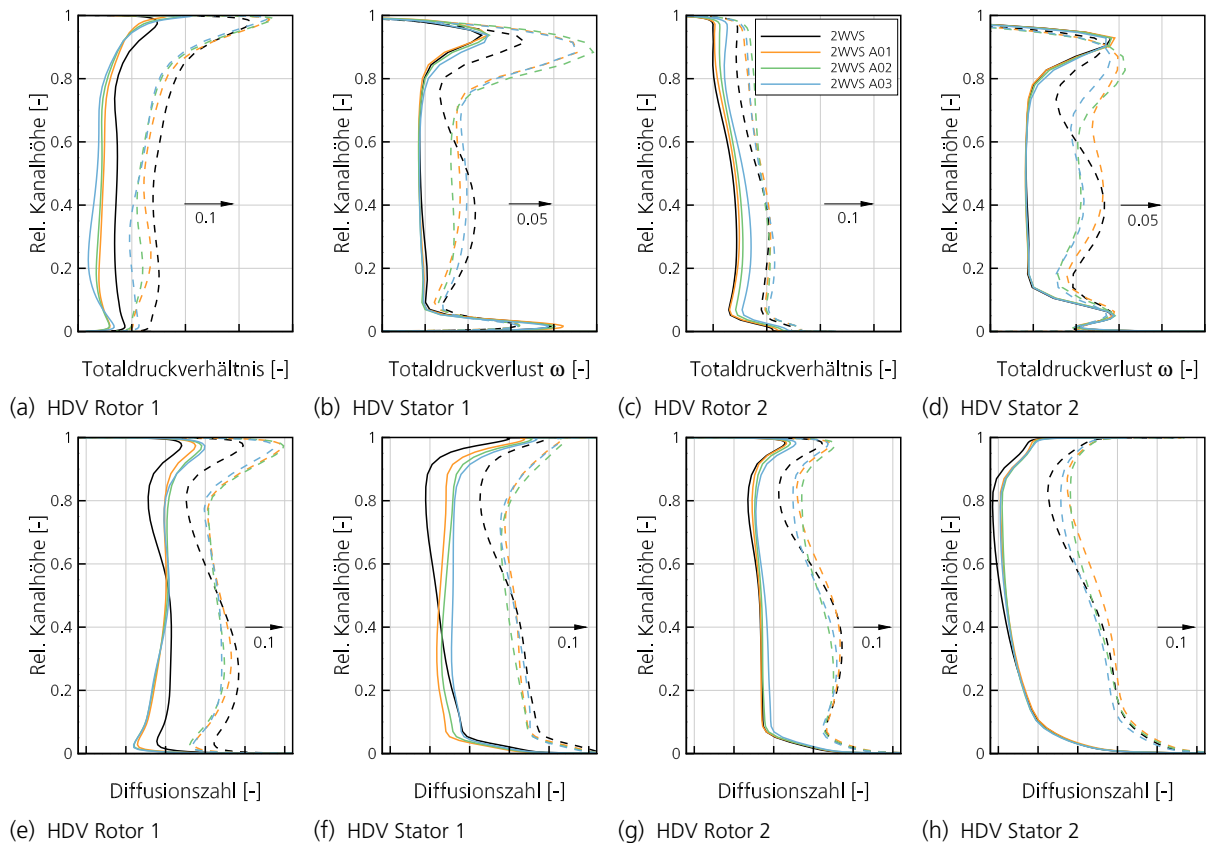


Abb. 5-30 Radiale Verteilung aerodynamischer Kenngrößen jeweils für einen Betriebspunkt bei Designdrehzahl auf der Arbeitslinie (durchgezogene Linien) und an der Pumpgrenze (gestrichelte Linien).

Der Einfluss der Baulängenreduktion in der ersten Stufe zeigt, dass der sinkende Totaldruckaufbau an der Pumpgrenze in der unteren Kanalhälfte (Abb. 5-29b) auf ein sinkendes Totaldruckverhältnis des Rotors (Abb. 5-30a) als auch auf steigende Verluste im Stator (Abb. 5-30b) zurückzuführen ist. Die Statoren der Pareto optimalen Geometrien zeigen, verglichen mit dem 2WVS, im Bereich des Gehäuses sehr hohe Verlustzunahmen beim Androsseln. Dies trifft in abgeschwächter Form ebenfalls auf den zweiten Stator in Abb. 5-30d zu. Anhand der Diffusionszahl in Abbn. 5-30e bis 5-30h fällt besonders die, bereits zuvor schon erwähnte, geänderte Belastungsverteilung im HDV auf. Im Vergleich zum 2WVS zeigen die neuen Geometrien höhere Belastungen am Gehäuse und dafür leicht geringere an der Nabe. Der Effekt zeigt sich besonders an den Pumpgrenzpunkten. Weiterhin ist zu erkennen, dass die Belastungsunterschiede im ersten Rotor am größten sind und über die folgenden Gitter abklingen. Die Verluste für das IGV sind in Abb. 5-33b dargestellt. An der Nabe

nehmen die Verluste beim Androsseln zu, wohingegen sie zwischen 10% und 40% Kanalhöhe abnehmen.

5.6.1.3. Versagensmechanismen

Die besonders starke Verlustzunahme im ersten Stator an der Pumpgrenze (Abb. 5-30b) erklären sich am besten anhand der Darstellung der Streichlinien auf den Gittersaugseiten in Abb. 5-31. Die entsprechenden Streichlinien für den BP_{ADP} sind in Abb. B5 im Anhang zu finden. Zusätzlich sind Gebiete mit negativer Axialgeschwindigkeit markiert.

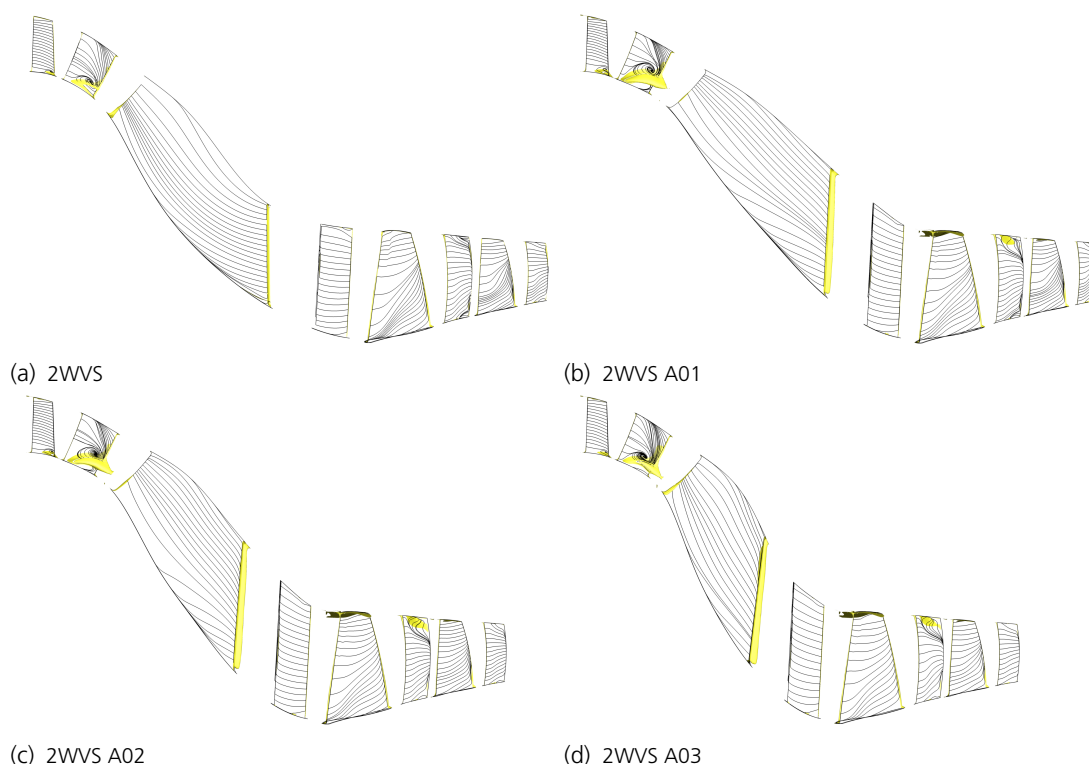


Abb. 5-31 Streichlinien für die Saugseiten der Gitter und Isoflächen negativer Axialgeschwindigkeit im Betriebspunkt bei Designdrehzahl an der Pumpgrenze.

Im NDV sind in allen Geometrien die für das Abflachen der Kennlinie (Abb. 5-26a) verantwortlichen Sekundärströmungsverluste und Strömungsablösungen zu sehen. Im HDV zeigt sich für die Pareto optimalen Geometrien ein beginnendes Versagen am Gehäuse des ersten Stators. Es kommt zu stark ausgeprägten Sekundärströmungen und Strömungsablösungen, welche damit auch die hohen zuvor angesprochenen Verluste in dieser Region erklären. Der Versagensmechanismus im ersten Stator ist für die Pareto optimalen Geometrien identisch, jedoch untypisch für die Designdrehzahl. In diesem Betriebszustand versagt üblicherweise die letzte Stufe zuerst (Rick, 2013).

Wie bereits erwähnt, hat sich jedoch die radiale Belastungsverteilung (Abbn. 5-30e bis 5-30h) als Folge der geänderten HDV Zuströmung (Abb. 5-21a) verschoben. Trotz der Anpassung der ersten Stufe (Abb. 5-25) hat sich hierdurch das Betriebsverhalten geändert. Die Profile in Gehäusenähe sind hoch belastet und vor allem der erste Stator befindet sich in einem Zielkonflikt, der sich alleine über eine Umstaffelung nicht lösen lässt. Wie bereits im vorherigen Abschnitt erwähnt, kann

der Stator nicht optimal auf die Abströmung des geänderten ersten Rotors abgestimmt sein und zeitgleich dem zweiten Rotor eine optimale Zuströmung generieren. Dieser Umstand macht sich im BP_{ADP} bereits durch ein deutlich gesteigertes Belastungsniveau bemerkbar, welches beim Androsseln schlussendlich das Versagen des Verdichters herbeiführt.

5.6.2. Übergangskanal

Wie in Abb. 5-31 weiterhin zu sehen ist, zeigen sich, verglichen mit dem BP_{ADP} (Abb. 5-17), im Übergangskanal keine Hinterkanten-Eckenablösungen mehr. Dies lässt sich auch bei einem Blick auf die nabenseitige Endwand und die dazugehörigen Streichlinien in Abb. 5-32 gut erkennen (Vergleich zum BP_{ADP} in Abb. 5-18). Hier zeigen die Pareto optimalen Geometrien ein sauberes Strömungsverhalten. Die 2WVS Geometrie hingegen offenbart größere Strömungsablösungen als im BP_{ADP} .

Betrachtet man die radiale Verteilung der Verluste im Übergangskanal in Abb. 5-33a, verlagern sich diese von der nabenseitigen Endwand in Richtung Hauptströmung. Wie der Gegenüberstellung von

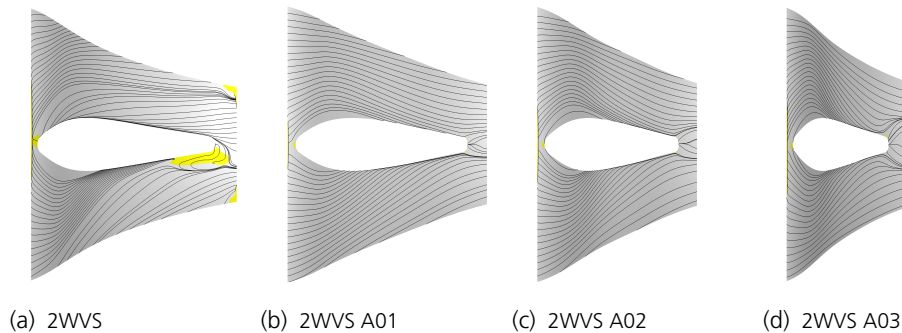


Abb. 5-32 Streichlinien auf der nabenseitigen Endwand und Flächen mit negativer Axialgeschwindigkeit im Betriebspunkt bei Designdrehzahl an der Pumpgrenze.

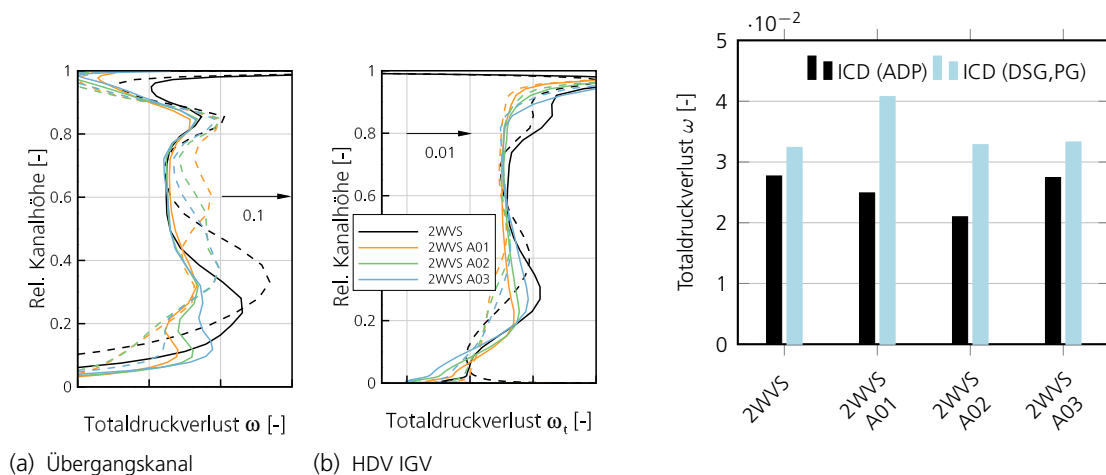


Abb. 5-33 Radiale Verteilung der Totaldruckverluste für den Übergangskanal und das IGV im Betriebspunkt bei Designdrehzahl auf der Arbeitslinie (durchgezogene Linien) und an der Pumpgrenze (gestrichelte Linien).

Abb. 5-34 Vergleich der Totaldruckverluste im Übergangskanal im Betriebspunkt bei Designdrehzahl auf der Arbeitslinie und an der Pumpgrenze.

BP_{ADP} und Pumpgrenzpunkt in Abb. 5-34 zu entnehmen ist, kommt es allerdings beim Androsseln zu einer Steigerung der Verluste im Kanal.

Insgesamt zeigen die Ergebnisse der Studie, dass signifikante Längeneinsparungen im Bereich des Verdichterübergangskanals möglich sind, ohne wesentliche Einbußen in der Leistungsfähigkeit des Verdichtungssystem in Kauf nehmen zu müssen. Ein besonderes Augenmerk liegt dabei auf dem BP_{ADP} , da dieser besonders deutliche Variationen in den Totaldruckverlusten im Kanal aufzeigt. Eine Verkürzung der Kanalgeometrie um 40% axialer Baulänge führt zu einer Wirkungsgradreduktion von 0.9% im BP_{ADP} sowie zu einer Reduktion des Pumpgrenzabstandes um 3%. Dieses beachtliche Ergebnis wird neben der Parametrisierung des Übergangskanals mittels einer verhältnismäßig einfach gestalteten Umstaffelung der Konstruktionsprofile der benachbarten Leitgitter OGV und IGV sowie der ersten HDV Stufe erzielt.

6. Umfangsbetrachtung: Leitgitteranpassung

Im vorherigen Kapitel ist der Einfluss der Kanalaggressivität auf die angrenzenden Verdichter untersucht worden. Aufgrund der Ein-Passagen-Betrachtung und den damit notwendigen Mischungsebenen konnten jedoch nur radiale Effekte über die Reihen hinweg aufgelöst werden. In diesem Kapitel folgt daher die Betrachtung des Umfangseinflusses der Stützstrebe auf den NDV und den HDV mittels einer Mehr-Passagen-Betrachtung. Dabei werden die NDV OGVs über den Umfang variiert, um die Störungen der angrenzenden Verdichter zu minimieren. Die OGVs bieten die Möglichkeit sowohl die statische Druckstörung der Stützstrebe im Bereich des NDV Austritts zu verringern, als auch die Verlustentstehung im Übergangskanal positiv zu beeinflussen, wodurch geringere Totaldruckstörungen am Eintritt des HDVs entstehen. Durch die Wahl geeigneter Zielfunktionale kann die Studie mit stationären Simulationsverfahren durchgeführt werden, obwohl der Einfluss auf die Verdichter an sich ein instationärer ist. Um dieses Vorgehen abzusichern, werden die Ergebnisse abschließend mittels instationärer Rechnungen überprüft.

Die Ausgangsbasis für die Untersuchungen stellt die aus der vorherigen Studie hervorgegangene Geometrie 2WVS A03 dar. Diese zeigt trotz ihres sehr aggressiven Übergangskanals geringe Verluste, hohe Wirkungsgrade und einen hinreichend breiten Arbeitsbereich (Abschnitt 5.4.2).

Um eine eindeutige Bezeichnung der Mehr-Passagen-Konfiguration zu wahren, wird diese im Folgenden als 2WVS-MP A03 bezeichnet.

6.1. Modellierung

Das (Optimierungs-) Setup für die Mehr-Passagen-Rechnungen ist in vielen Belangen mit dem aus Abschnitt 5.1 bekannten vergleichbar. Der Unterschied besteht in der Anzahl der über den Umfang betrachteten OGV und IGV Gitter. Anstatt Mischungsebenen werden zonale Schnittstellen (engl. *zonal interface*) zwischen den Reihen OGV, Stützstrebe und IGV verwendet. Diese ermöglichen den direkten, über den Umfang ungemittelten, Austausch zwischen zwei benachbarten Reihen. Somit können die Nachläufe aus dem OGV und der Stützstrebe auch in der nachfolgenden Reihe aufgelöst werden. Dies ermöglicht eine Betrachtung der Verteilung der Totaldruckverluste direkt vor dem ersten HDV Rotor. Die Gitteranzahl für OGV und IGV muss dementsprechend passend zu einer Stützstrebenenteilung gewählt werden. Für das OGV ergeben sich 14 Gitter nach Tab. 3-4. Das IGV Gitter besitzt hingegen keinen gemeinsamen Teiler mit der Anzahl der Stützstreben. Daher wird die Anzahl der IGV Gitter für diese Studie um zwei Gitter auf 36 IGVs reduziert. Es wird keine geometrische Schaufelskalierung vorgenommen, da der Einfluss der Gitterzahlreduktion mit einer Abnahme der verblockten Querschnittsfläche um 5.5% als vernachlässigbar angenommen wird. Für das Mehr-Passagen-Netz werden daher 14 OGVs und vier IGVs sowie eine Stützstrebe verwendet (Abb. 6-1). Insgesamt erreicht das Netz damit eine Auflösung von 25 Millionen Zellen.

Um die Nachläufe auch entsprechend auflösen zu können, ist es wichtig, an den zonalen Schnittstellen eine entsprechend hohe Auflösung in Umfangsrichtung zu haben. In Abb. 6-2 ist die verwendete Auflösung an den beiden Schnittstellen OGV/Stützstrebe und Stützstrebe/IGV dargestellt. Es ist zu erkennen, dass in der Stützstrebenreihe eine deutliche Verfeinerung der Netzzellen in Umfangsrich-

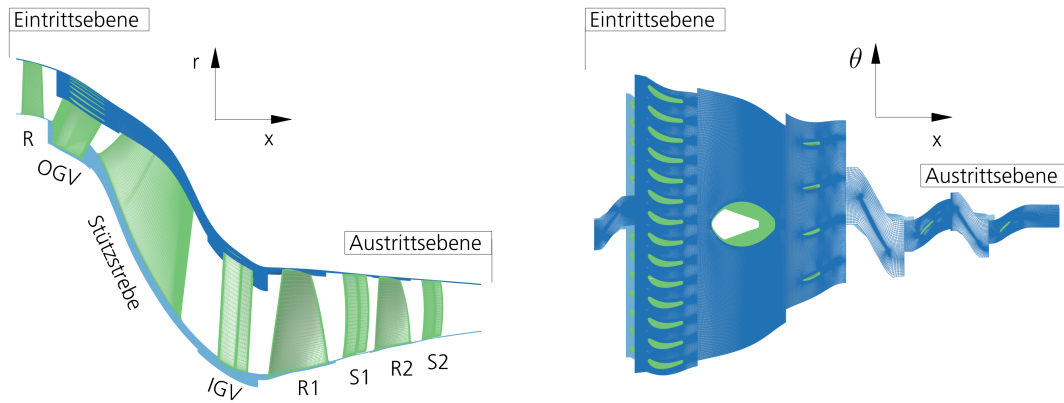


Abb. 6-1 Rechendomäne und -netz für 2WVS-MP A03.

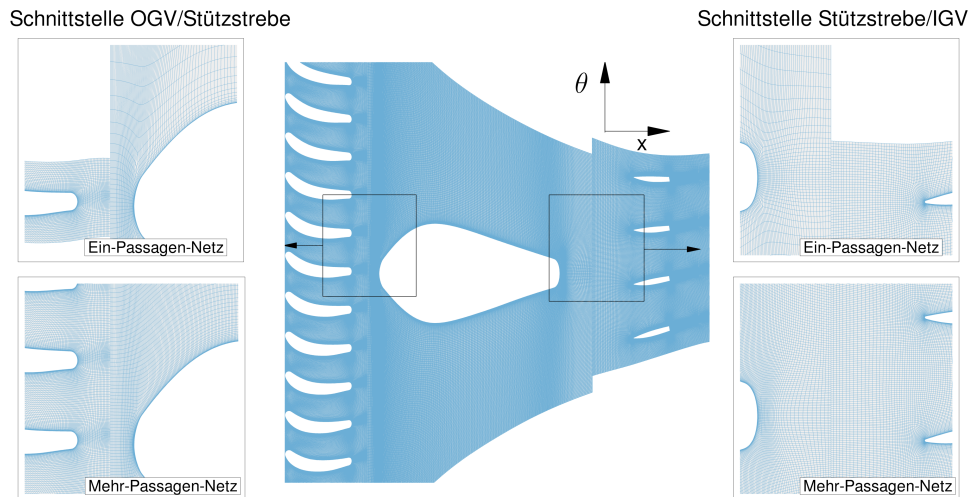


Abb. 6-2 Ein- und Mehr-Passagen-Netz: Vergleich der Netzauflösung in Umfangsrichtung an den Schnittstellen zwischen OGV, Stützstrebe und IGV (Darstellung der Nabe) zwischen den Konfigurationen 2WVS A03 und 2WVS-MP A03.

tung stattgefunden hat. Die Auflösung wurde derart gewählt, dass einer Netzzelle der Stützstrebe nicht mehr als zwei Zellen aus der OGV Passage gegenüberstehen. Es soll also ein Netzzellverhältnis von 2:1 (OGV zu Stützstrebe) für die Umfangsauflösung der Passage eingehalten werden. Mit diesem Vorgehen kann eine gute Auflösung bzw. Wiedergabe der Nachläufe in der nachfolgenden Reihe gewährleistet werden.

6.2. Geometrische Parametrisierung

Die geometrische Parametrisierung umfasst ausschließlich die OGV Gitter und ist in Abb. 6-3 dargestellt. Die Gitter werden über den Umfang im Staffelungswinkel und in der Umfangsposition variiert. Um die Anzahl an freien Parametern zu begrenzen, werden die Gitter über insgesamt sechs Stützstellen (grün) variiert. Zwischen den Stützstellen werden die Parameter interpoliert. Um Unstetigkeiten in der Verteilung der Staffelungs- und Umfangswinkel zu ermöglichen, werden die OGVs für die Interpolation in zwei Gruppen eingeteilt. Jede Gruppe umfasst sieben OGVs mit drei Stützstellen. Innerhalb dieser Gruppe wird eine kubische Interpolation der Staffelungs- und Umfangswinkel für die nicht parametrisierten OGVs (blau) vorgenommen. Der Staffelungswinkel wird in einem Bereich von $\pm 5^\circ$ und die Umfangsposition in einem Bereich von $\pm 1.5^\circ$ variiert. Dabei sei noch einmal daran erinnert, dass das betrachtete Umfangssegment des Übergangskanals in Abb. 6-1 (rechts) insgesamt 40° umfasst und somit eine OGV Passage im Mittel etwa 3° abdeckt. In der Darstellung in Abb. 6-3 ist in grau die umfangssymmetrische Ausgangsverteilung der Gitter und eine beispielhafte Verteilung mit den Änderungen im Staffelungs- und Umfangswinkel zu sehen. Der Staffelungswinkel von OGV 14 ergibt sich aus dem Winkel des OGV 1. Weiterhin ist die Umfangswinkelvariation für OGV 1 auf $[-0.5^\circ ; +1.5^\circ]$ und die für OGV 14 auf $[-1.5^\circ ; +0.5^\circ]$ beschränkt. Die Eingrenzungen der Freiheitsgrade an den periodischen Rändern des Setups schließt damit sehr kleine Passagen zwischen OGV 1 und 14 aus. Dies hat sich im Verlauf der Optimierung als notwendig herausgestellt, da es ansonsten zu Instabilitäten in der Netzgenerierung kommt. Die dargestellten Profile (grau) entsprechen den Nabenprofilen der Geometrie 2WVS-MP A03. Neben den bereits genannten Freiheitsgraden ist zusätzlich eine für alle OGV Gitter identische Umfangsverschiebung des mittleren Konstruktionsprofils bei 50% Kanalhöhe möglich. Dies erlaubt eine Änderung der radialen Wölbung (engl. *bow*) der Gitter. Insgesamt ergeben sich daher zwölf freie Parameter.

6.3. Zielfunktionen und Nebenbedingungen

Der Einfluss der Stützstrebe auf den NDV und den HDV ist in Abb. 6-4 dargestellt. In Abb. 6-4a ist die Stromaufwirkung der Strebe anhand des statischen Drucks in einer S3-Ebene zwischen NDV Rotor und OGV zu sehen (unten). Aus dieser Ebene werden auf drei relativen Kanalhöhen (10%, 50% und 90%) Verläufe des statischen Drucks extrahiert (oben).

Die aus dem Übergangskanal aufgrund von Sekundärströmungsverlusten kommende Totaldruckstörung setzt sich durch das IGV durch und trifft auf den ersten HDV Rotor. Allerdings ist eine Beschreibung der Verluste in der Ebene zwischen IGV und Rotor schwer zu bewerkstelligen, da sich die aus dem Übergangskanal kommende Störung über mehrere IGV Passagen erstreckt und von den Nachlaufdellen der IGVs überlagert wird. Da davon ausgegangen werden kann, dass der

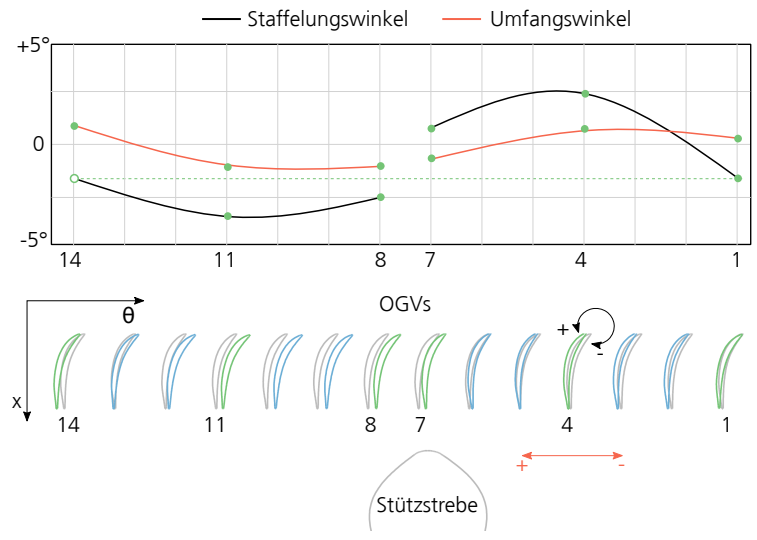
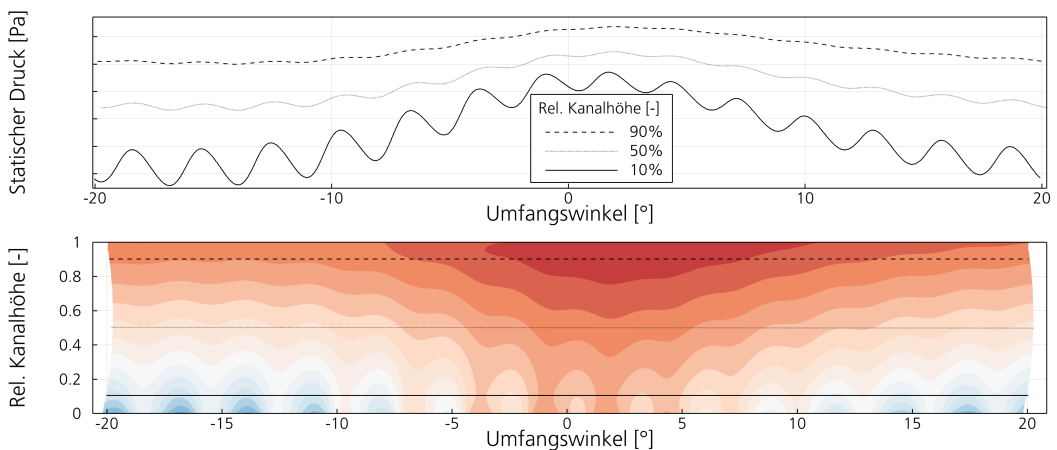
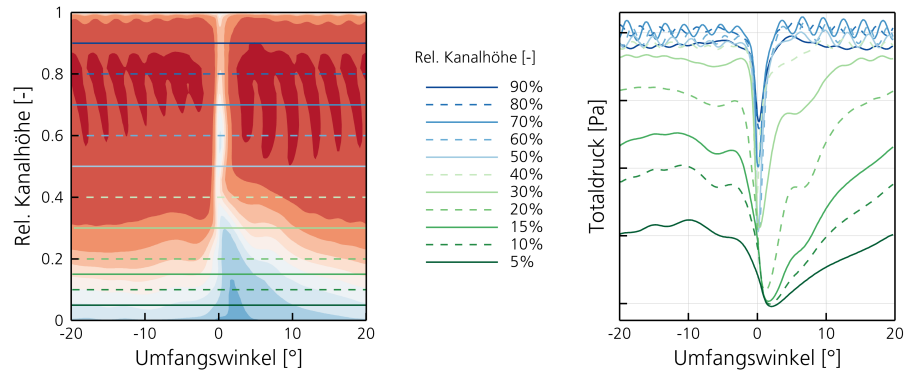


Abb. 6-3 Parametrisierung der OGVs über den Umfang mittels Staffelungswinkel und Umfangsposition der Gitter. Ausgangsposition der OGVs in grau und beispielhafte Umstaffelung und Veränderung der Umfangspositionen in blau (interpoliert) und grün (Stützstellen). Vorderkante der Stützstrebe nur angedeutet.



(a) Statischer Druck zwischen NDV Rotor und OGV



(b) Totaldruck zwischen Stützstrebe und HDV IGV

Abb. 6-4 Verteilungen des statischen und Totaldrucks in der S3-Ebene sowie extrahierte Druckverteilungen über den Umfang auf diskreten Kanalhöhen.

Übergangskanal die Hauptverlustquelle für die Totaldruckstörung ist und sich diese durch das IGV durchsetzt, wird auf die Verteilung der Totaldruckverluste unmittelbar vor dem IGV zurückgegriffen. Hierzu wird die S3-Ebene zwischen Stützstrebe und IGV ausgewertet. In Abb. 6-4b sind die S3-Ebene (links) und die extrahierten Verläufe über den Umfang (rechts) dargestellt. In diesem Fall werden insgesamt elf Verläufe auf unterschiedlichen relativen Kanalhöhen (5 - 90%) extrahiert.

Um die Störung zum NDV aus Abb. 6-4a zu minimieren, wird die Zielfunktion

$$z1 := \min \left(\frac{\sum_1^k p_{\max} - p_{\min}}{k} \right), k = \text{Anz. Kanalhöhen} \quad (6-1)$$

verwendet. Dabei wird für jede der Kanalhöhen nach dem minimalen und maximalen Wert für den statischen Druck p gesucht. Die Differenz aus beiden Extrema wird für alle drei Kanalhöhen aufsummiert und das arithmetische Mittel gebildet.

Die zweite und dritte Zielfunktion bewirken gemeinsam eine Reduktion der Sekundärströmungseffekte und der Totaldruckverluste im Übergangskanal. Da der Übergangskanal der Haupttreiber der Verlustentstehung ist, soll somit dem Hochdruckverdichter und im speziellen dem ersten HDV Rotor eine homogenere Zuströmung generiert werden. Die zweite Zielfunktion stellt zu diesem Zweck eine Symmetrie in der Totaldruckverteilung über den Umfang zur Stützstrebe her. Hierzu werden die Totaldruckverläufe aus Abb. 6-4b (rechts) bei 0° gespiegelt bzw. über die Absolutwerte der Umfangskoordinate aufgetragen. Damit ergibt sich für jeden Umfangsverlauf einer spezifischen Kanalhöhe eine geschlossene Fläche, welche durch die zwei Kurven bzw. Funktionen f_1 und f_2 eingeschlossen wird. Beispielhaft ist die Fläche für 5% relative Kanalhöhe in Abb. 6-5 dargestellt. Für die Zielfunktion

$$z2 := \min \left(\frac{\sum_1^n \int_{0^\circ}^{20^\circ} f_1 - f_2 d\theta}{n} \right), n = \text{Anz. Kanalhöhen} \quad (6-2)$$

wird die Differenz von f_1 und f_2 gebildet und die Fläche darunter aufintegriert. Aus den Summen

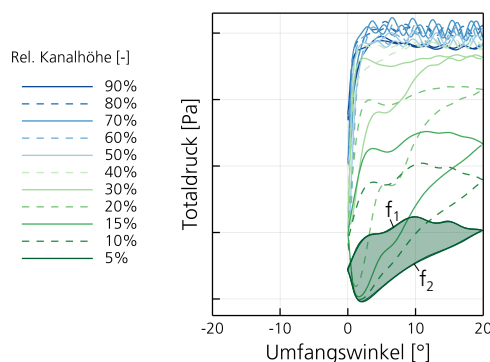


Abb. 6-5 Totaldruckverteilung zwischen Stützstrebe und HDV IGV über Absolutwerte der Umfangskoordinate aufgetragen. Beispielhaft markierte Fläche für 5% Kanalhöhe, welche durch Gl. (6-2) reduziert werden soll.

aller sich ergebenden Flächen wird wie zuvor das arithmetische Mittel genommen. Die Zielfunktion reduziert somit die Fläche zwischen den Kurven und erzeugt dadurch eine Symmetrie zur Stützstrebe und der Nachlaufdelle. Die dritte Zielfunktion stellt anschließend sicher, dass die um die Stützstrebe durch Gl. (6-2) zu bildende Symmetrie in der Strömung nicht zu einer Steigerung, sondern zu einer

Reduktion der Totaldruckverluste über den Übergangskanal führt:

$$z_3 := \min(\omega_{ICD}). \quad (6-3)$$

Für die Betrachtung der Umfangsstörung und die Durchführung der Studie wird ausschließlich der BP_{ADP} betrachtet. Für diesen wird die bereits in Abschnitt 5.3 verwendete Massenstromnebenbedingung genutzt. Weiterhin wird der isentrope Wirkungsgrad für das Gesamtsystem, als auch jeweils für NDV und HDV restringiert. Die Werte aus der Ausgangsgeometrie 2WVS-MP A03 dürfen damit nicht unterschritten werden.

6.4. Gitter- und Passagenvariation

Es zeigt sich in Abb. 6-6, dass mittels einer Umfangsvariation der OGVs sowohl eine Reduktion der statischen Druckstörungen zum NDV als auch eine symmetrischere Zuströmung des HDV möglich ist. Gleichzeitig können die Totaldruckverluste im Übergangskanal gesenkt werden. Für die weitere

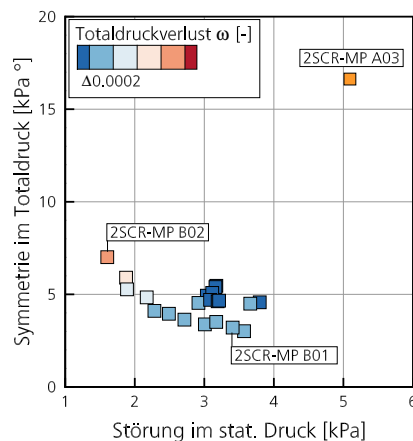


Abb. 6-6 Pareto optimale Geometrien und Ausgangsgeometrie 2WVS-MP A03 dargestellt anhand der Zielgrößen.

Analyse werden die Geometrien 2WVS-MP B01 und B02 herangezogen, welche auf der Pareto-Front markiert sind (Abb. 6-6).

Die geometrischen Variationen der Pareto optimalen Geometrie sind im Vergleich zur Ausgangsgeometrie 2WVS-MP A03 in Abb. 6-7 dargestellt. Es zeigt sich eine besonders deutliche Variation der Gitter unmittelbar stromauf der Stützstrebe sowie eine stärker ausgeprägte radiale Wölbung des OGVs (Abb. 6-7c). Um die Umfangsvariationen besser nachvollziehen zu können, sind die Änderungen der Parameter Δ Umfangswinkel und Δ Staffelungswinkel über die jeweilige Passage in Abb. 6-8 aufgetragen. Es sei darauf hingewiesen, dass die passagenweise Auftragung der Umfangsposition ein Maß für die Variation der Passagenfläche darstellt.

Die Variation der Umfangsposition bzw. des Umfangswinkels in Abb. 6-8a zeigt für die Pareto optimalen Geometrien eine sinusförmige Verschiebung der Gitter. Aus der Verschiebung resultiert eine Veränderung der OGV Passagengröße. Diese ist in Abb. 6-8c dargestellt. Es ist zu sehen, dass die Passagen vor der Stützstrebe kleiner werden, wohingegen die übrigen Passagen eine Aufweitung

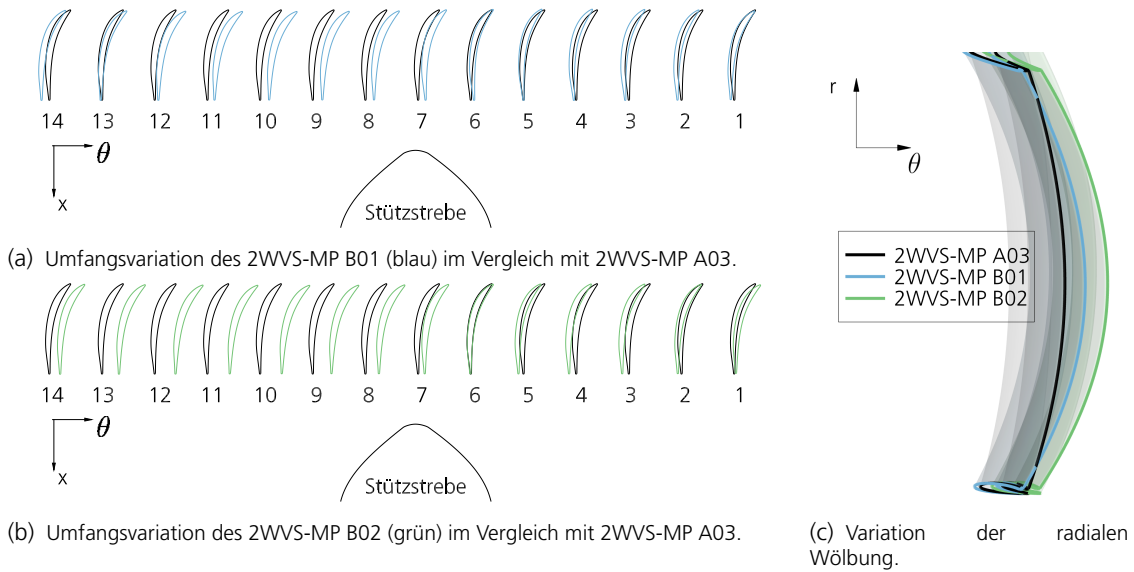


Abb. 6-7 Geometrische Variation der OGVs im Staffelungswinkel, in der Umfangsposition sowie in der radialen Wölbung. (a) und (b): Darstellung der OGV Profile an der Nabe.

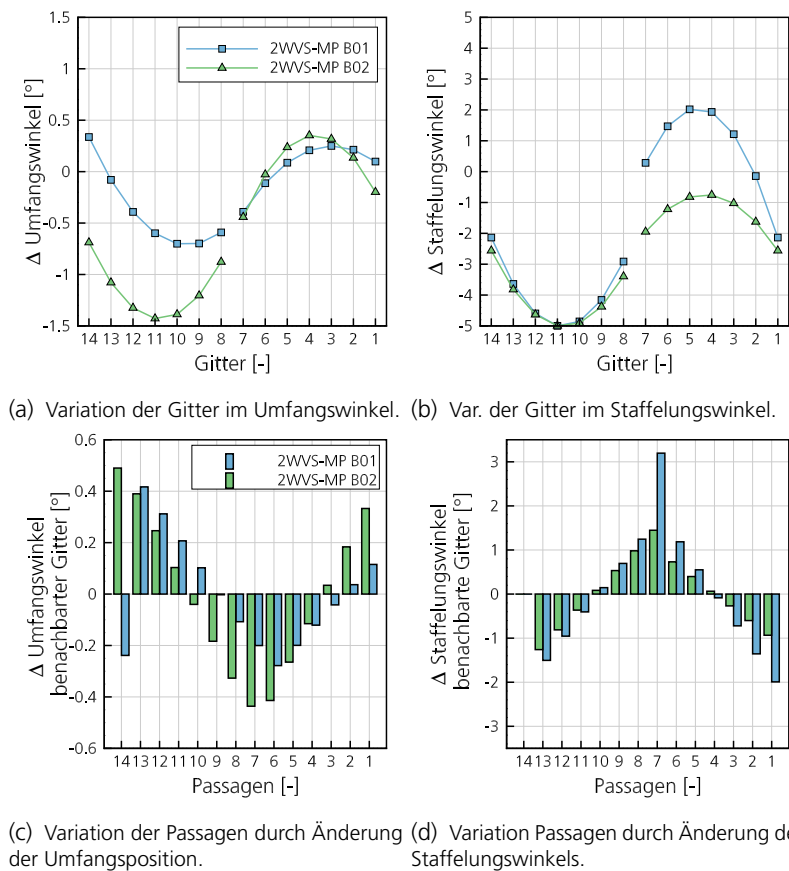


Abb. 6-8 Variation der Umfangsposition bzw. -winkels und des Staffelungswinkels über die OGV Gitter und Passagen. Passage 1 liegt zwischen den Gittern 1 und 2, Passage 2 zwischen Gitter 2 und 3 usw.

erfahren. Die Variation der Passagengröße ist für die Geometrie 2WVS-MP B02 besonders deutlich ausgeprägt.

Die Variation des Staffelungswinkels ist in Abb. 6-8b zu sehen. Auch hier zeigt sich ein sinusförmiger Verlauf für die beiden Geometrien. In Abb. 6-8d ist die Differenz des Staffelungswinkels zweier benachbarter Gitter aufgetragen. Vor der Stützstrebe findet eine Aufweitung der Passagen durch den geänderten Staffelungswinkel statt. Insgesamt zeigen die Gitter von 2WVS-MP B01 am Staffelungswinkel (Abb. 6-8b), dass die Strömung um die Stützstrebe herumgelenkt wird. Dies ist am Vorzeichenwechsel und Wertesprung im Δ Staffelungswinkel zwischen Gitter 7 und 8 zu sehen, was allerdings zu einer deutlichen Aufweitung der Passage im Staffelungswinkel führt (Abb. 6-8d). Ebenfalls verschiebt sich die Position der Gitter am Umfang entsprechend, sodass die Strömung um die Stützstrebe geleitet werden kann. Die Gitterverschiebung ist auch in Abb. 6-7b zu sehen. Wie später noch gezeigt wird, wird durch diese Konstellation der Gitter eine symmetrische Zuströmung vor dem HDV generiert.

Die Geometrie 2WVS-MP B02 zeigt ein ähnliches Verhalten im Staffelungswinkel in Abb. 6-8d, nur ist das Aufweiten der Passage direkt vor der Strebe nicht so stark deutlich wie zuvor. Dafür ist die Variation der Passagen mittels der Umfangsposition stärker ausgeprägt. Hier werden die Passagen vor der Stützstrebe deutlich kleiner gehalten. Wie noch gezeigt wird, hilft dies, die Störung im statischen Druck vor den Gittern zu reduzieren. Wie sich die Variation der OGV Gitter im Detail auf die Strömung auswirkt, wird im Folgenden betrachtet.

6.5. Einfluss auf statische Druckstörung am Niederdruckverdichter

In Abb. 6-9 sind die S3-Ebenen zwischen dem NDV Rotor und OGV und die entsprechenden Umfangsverteilungen der statischen Druckstörung zu sehen, welche in die Zielfunktion Gl. (6-1) eingehen. Es ist zu sehen, dass die statische Druckstörung aus dem 2WVS-MP A03 in den Pareto optimalen Geometrien deutlich reduziert werden kann. Besonders deutlich ist dies bei 2WVS-MP B02 zu erkennen; hier ist praktisch keine Störung mehr erkennbar (Abb. 6-9c).

In den Verteilungen der isentropen Machzahl auf den OGV Gittern in Nabennähe ist zu erkennen, dass es zu einer Homogenisierung der Belastung über den Umfang kommt (Abb. 6-10). Die Saugspitzen der OGVs vor der Stützstrebe sind bei den Pareto optimalen Geometrien stärker ausgeprägt, wohingegen diese vor der Stützstrebenpassage schwächer ausfallen als bei 2WVS-MP A03. Ebenfalls ist eine Anhebung der Abströmgeschwindigkeit in der Stützstrebenregion zu sehen (OGVs Nr. 6 bis 9). Darstellungen der isentropen Machzahl auf 50% und 87.5% Kanalhöhe finden sich in Abbn. C6a und C6b im Anhang. Die Anpassung der Belastung über die Gitter führt ebenfalls zu einer Angleichung der Strömungszustände vor den Gittern. Dies ist in Abb. 6-11 anhand des Zuströmwinkels und der Machzahl visualisiert. Die Geometrie 2WVS-MP B02 weist auch hier die homogenste Verteilung auf. Es stellt sich sowohl in der Machzahl als auch im Zuströmwinkel ein nahezu identischer Zustand für die Passagen über den Umfang ein.

Somit kann die Aufstauwirkung bzw. das Potentialfeld der Stützstrebe sehr gut durch die Umfangsva-riation der OGV Gitter unterbunden werden. Der NDV Rotor kann dadurch mit einem homogenen Gegendruck beaufschlagt werden. Dies ist von hoher Relevanz, um ein schnelles Abklingen von Einlaufstörungen bis zum NDV Austritt zu gewährleisten (Grieb, 2009). Somit unterstützt die Homogenisierung des statischen Gegendrucks des NDVs den stabilen Betrieb des Hochdruckverdichters.

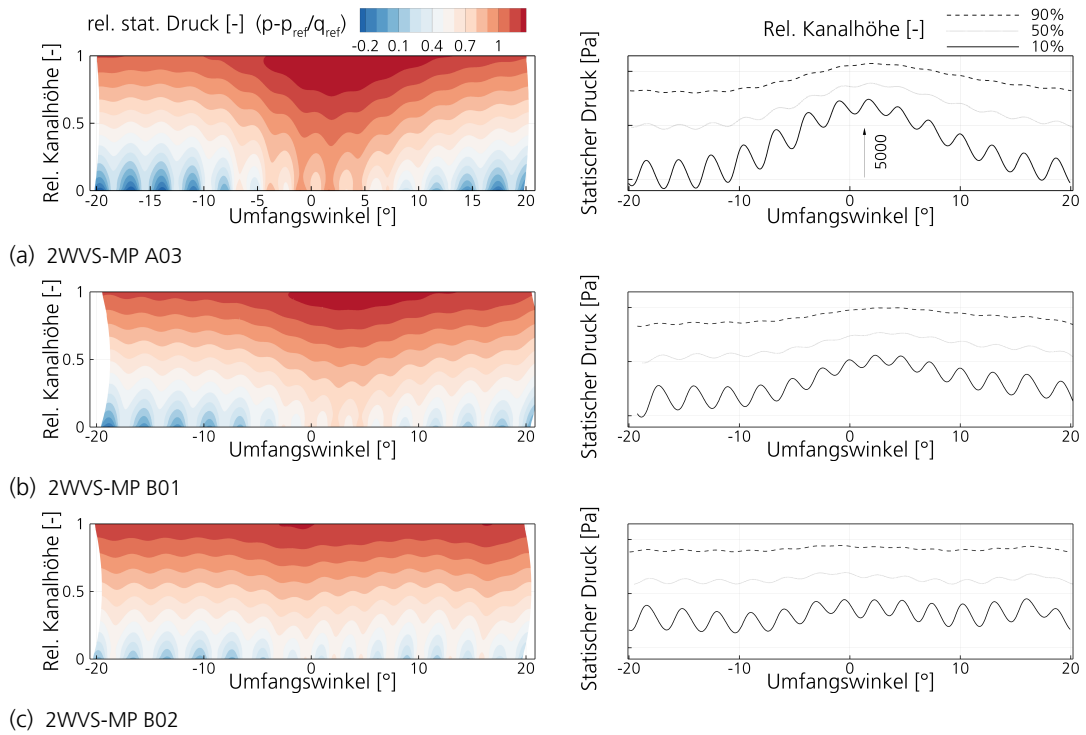


Abb. 6-9 Störung im statischen Druck zwischen NDV Rotor und OGV dargestellt anhand S3-Ebene und Umfangsverteilungen für die Pareto optimalen Geometrien und das 2WVS-MP A03.

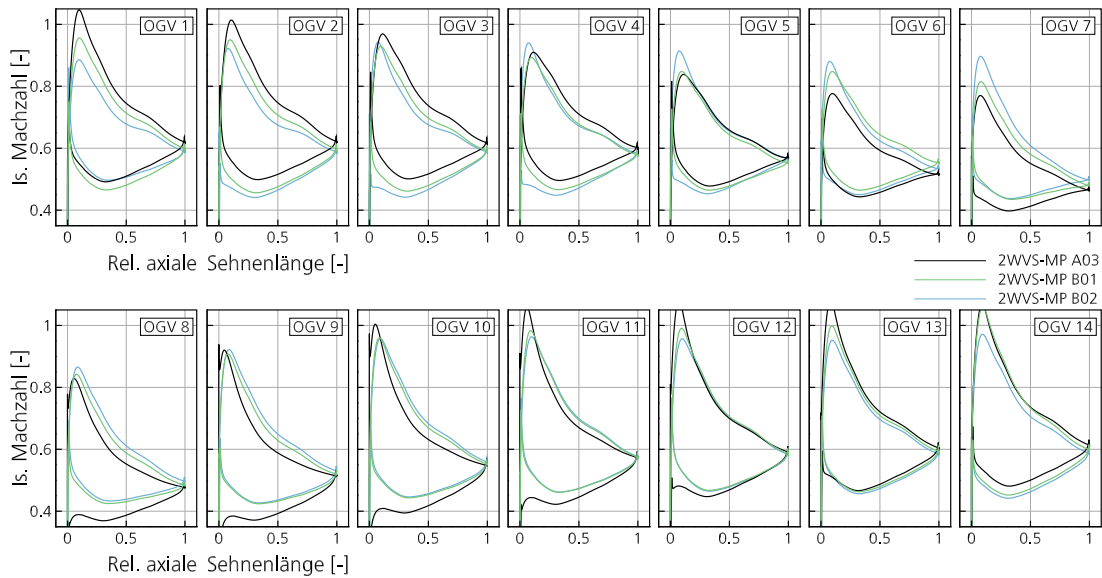


Abb. 6-10 Isentrope Machzahl der OGV Gitter auf 12.5% Kanalhöhe. Vergleich der Pareto optimalen Geometrien mit 2WVS-MP A03.

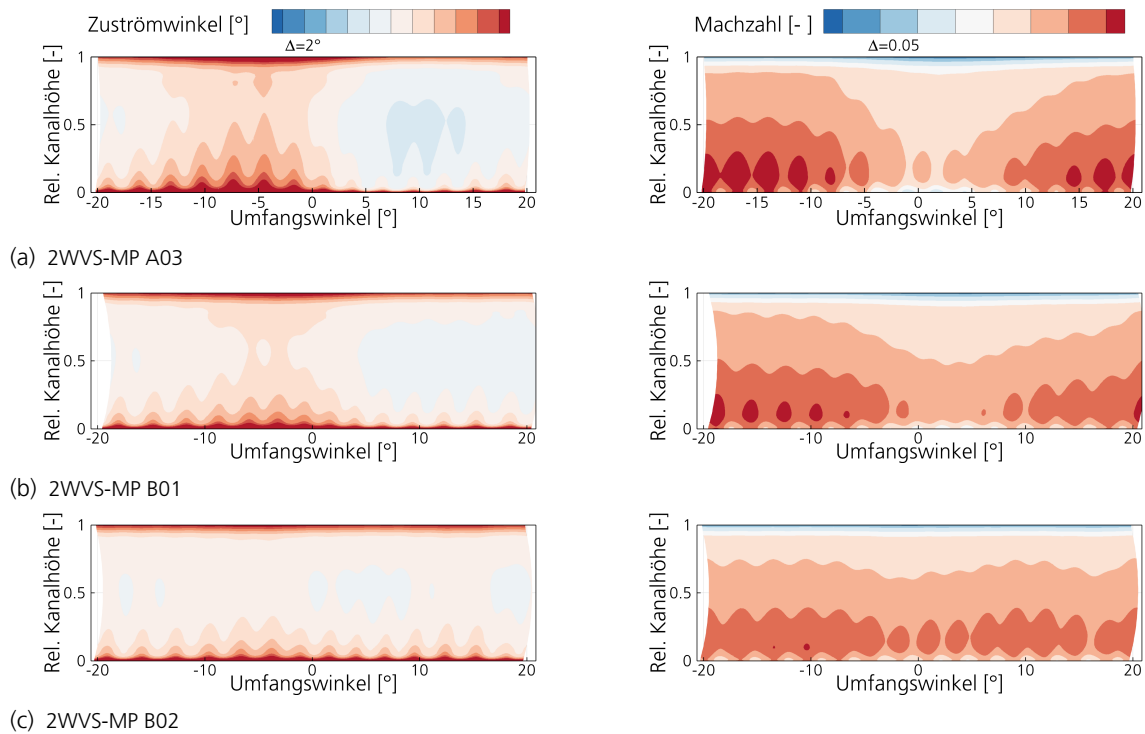


Abb. 6-11 Störung im absoluten Strömungswinkel und der Machzahl zwischen NDV Rotor und OGV dargestellt anhand S3-Ebene und Umfangsverteilungen für die Pareto optimalen Geometrien und das 2WVS-MP A03.

6.6. Einfluss auf Sekundärströmungen

Die Umfangsva-riation der OGV Gitter hat ebenfalls Einfluss auf die Stabilität der Strömung innerhalb des Gitters. Die Geometrie 2WVS-MP A03 offenbart in Abb. 6-12a (rechts) Strömungsablösungen insbesondere auf den Gittern vor der Stützstrebe, aber auch auf Gittern vor der Stützstrebenpassage (Ablösungen auf OGVs Nr. 7 bis 12). Weiterhin sind in der Darstellung Gebiete mit niedrigen Machzahlen (blau) in einer S3-Ebene zwischen OGV und Stützstrebe (angelehnt an die linke Darstellung) gezeigt. Es ist zu sehen, dass die Ablösungen Gebiete geringer Strömungsgeschwindigkeit an der Nabe generieren. Dies ist ebenfalls in der vollständigen Darstellung der S3-Ebene Abb. 6-12a (links) zu sehen. In den Pareto optimalen Geometrien in Abbn. 6-12b und 6-12c können die Ablösungen verringert werden. Hier erstrecken sie sich nur noch über die unmittelbar vor der Stützstrebe befindlichen OGVs (2WVS-MP B01: OGVs Nr. 8 bis 9; 2WVS-MP B02: OGVs Nr. 7 bis 9). Auch ist die Größe der Ablösegebiete signifikant kleiner als in 2WVS-MP A03. Des Weiteren ist zu erkennen, dass die Pareto optimalen Geometrien in Nabennähe schmalere Nachläufe aufweisen, was auf eine Reduktion der Sekundärströmungseffekte schließen lässt.

Das daher höher-energetische, nabennahe Fluid führt im Übergangskanal zu einer Stabilisierung der Strömung. Strömungsablösungen in der 2WVS-MP A03 Geometrie, welche durch die dicken Nachläufe (Abb. 6-12a) hervorgerufen werden, können in den Pareto optimalen Geometrien vermindert werden (Abbn. 6-13b und 6-13c). Die Geometrie 2WVS-MP B02 zeigt in der Stützstrebenpassage keine Ablösungen; nur im Nachlauf der Stützstrebe ergeben sich Gebiete mit negativer Axialgeschwindigkeit. Wie in Abb. 6-13 zu sehen ist, löst die aus den OGV Passagen kommen-

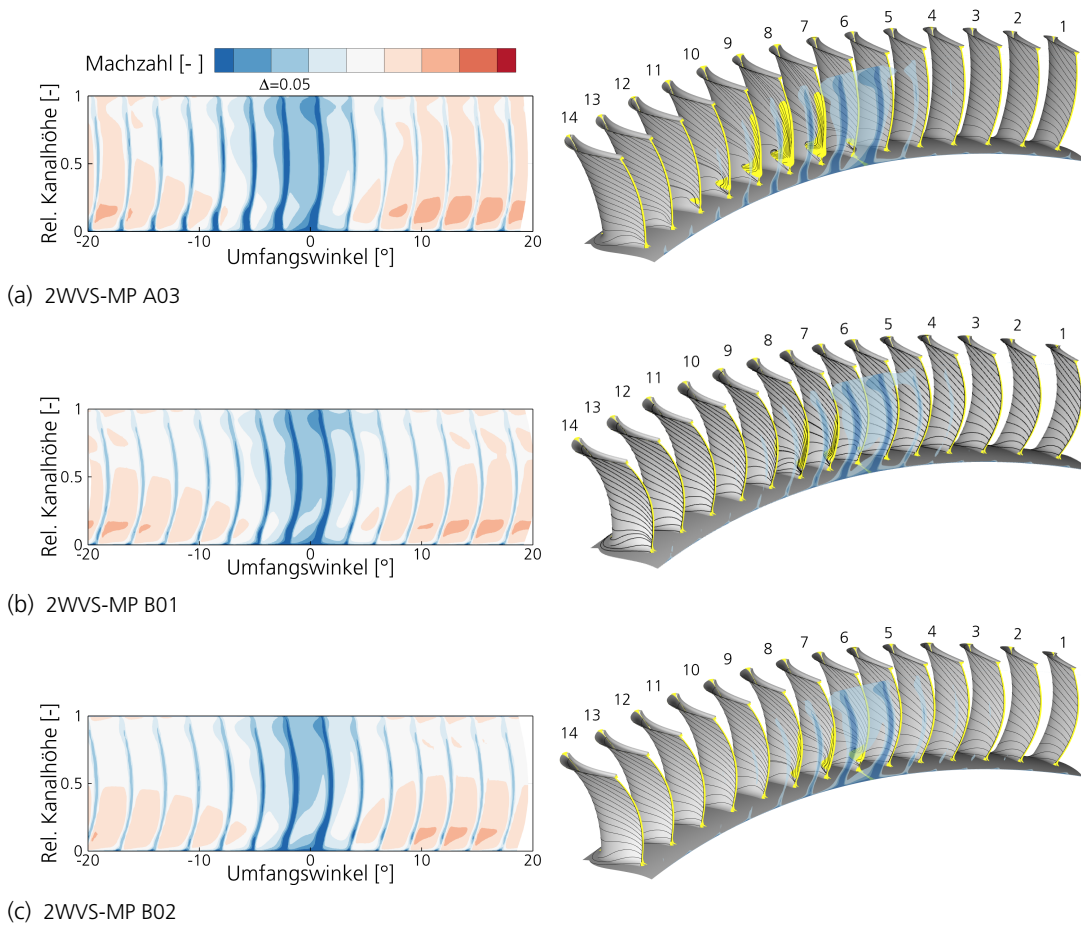


Abb. 6-12 Links: Machzahl in S3-Ebene zwischen NDV OGV und Stützstrebe dargestellt für die Pareto optimalen Geometrien und das 2WVS-MP A03. Rechts: Sekundärströmungen auf den OGV Saugseiten visualisiert durch Streichlinien und Isoflächen negativer Axialgeschwindigkeit. Zusätzliche Teildarstellung niedriger Machzahlen in der S3-Ebene.

de Grenzschicht innerhalb der Stützstrebenpassage ab und verlagert sich in die Freiströmung. Er-sichtlich ist dies an den zusammenlaufenden Streichlinien (Ablöselinien). Zwischen den Ablöselinien kommt es zur Ausbildung einer neuen Grenzschicht, welche an den auseinanderlaufenden Streichlinien (Anlegelinien) zu erkennen ist. Insgesamt wird somit nieder-energetisches Grenzschichtfluid in die Freiströmung befördert und höher-energetisches Fluid aus der Freiströmung bildet eine neue Grenzschicht aus (Abschnitt 2.2.1). Aufgrund der geringeren Verluste bzw. Sekundärströmungen an der Nabe (dünnere Nachläufe) der Pareto optimalen Geometrien (Abb. 6-12) verlagert sich dieser Fluidtransfer weiter stromab. Insgesamt fällt weiterhin auf, dass die Pareto optimalen Geometrien geringere Querströmungen an der Nabenendwand aufweisen.

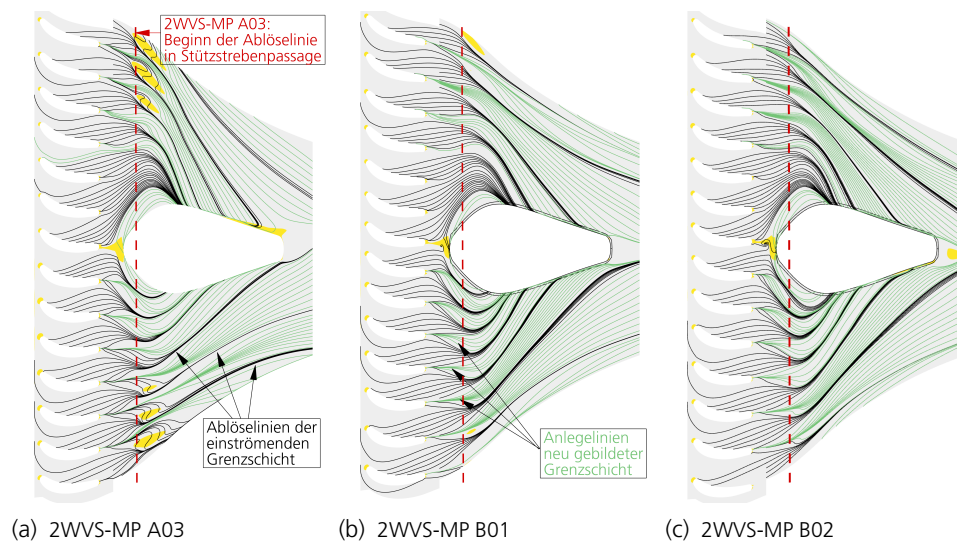


Abb. 6-13 Streichlinien auf der nabenseitigen Endwand der OGVs und des Übergangskanals. Gelb markierte Gebiete zeigen negative Axialgeschwindigkeit bzw. Strömungsablösungen. Schwarze Streichlinien lösen hinter den OGVs ab und mischen sich mit Freiströmung. Grüne Streichlinien markieren neu ausgebildete Grenzschicht.

In der Abströmung des Übergangskanals zeigt sich in Abb. 6-14 (links) in der S3-Ebene zwischen Stützstrebe und HDV IGV eine Verlustreduktion in Nabennähe. Es ist erkennbar, dass zwischen dem 2WVS-MP A03 und den Pareto optimalen Geometrien eine Totaldruckverschiebung vom Gehäuse zur Nabe hin erfolgt. Außerdem ist besonders für die Geometrie 2WVS-MP B01 eine Symmetrie zur Stützstrebenhinterkante ersichtlich, was aufgrund der Position in der Pareto-Front (Abb. 6-6) zu erwarten war. Dies geht ebenfalls aus den entsprechenden Umfangsverteilungen des Totaldrucks in Abb. 6-14 (rechts) hervor.

Zusammengefasst kann gesagt werden, dass eine Umfangsvariation der OGV Gitter sowohl die Sekundärströmungseffekte im Gitter als auch im Übergangskanal reduzieren kann. Die Strömungsablösungen auf den direkt vor der Stützstrebe befindlichen OGVs können jedoch nicht gänzlich vermieden werden. Für diese OGVs müsste über eine geänderte Profilierung der Gitter nachgedacht werden, da die Gitter um mehr als drei Grad geschlossen werden, sich allerdings gleichzeitig der Zuströmwinkel reduziert. Dies führt zu ungünstigen Strömungsbedingungen, die mit der hier vorliegenden Parametrisierung nicht berücksichtigt werden konnten.

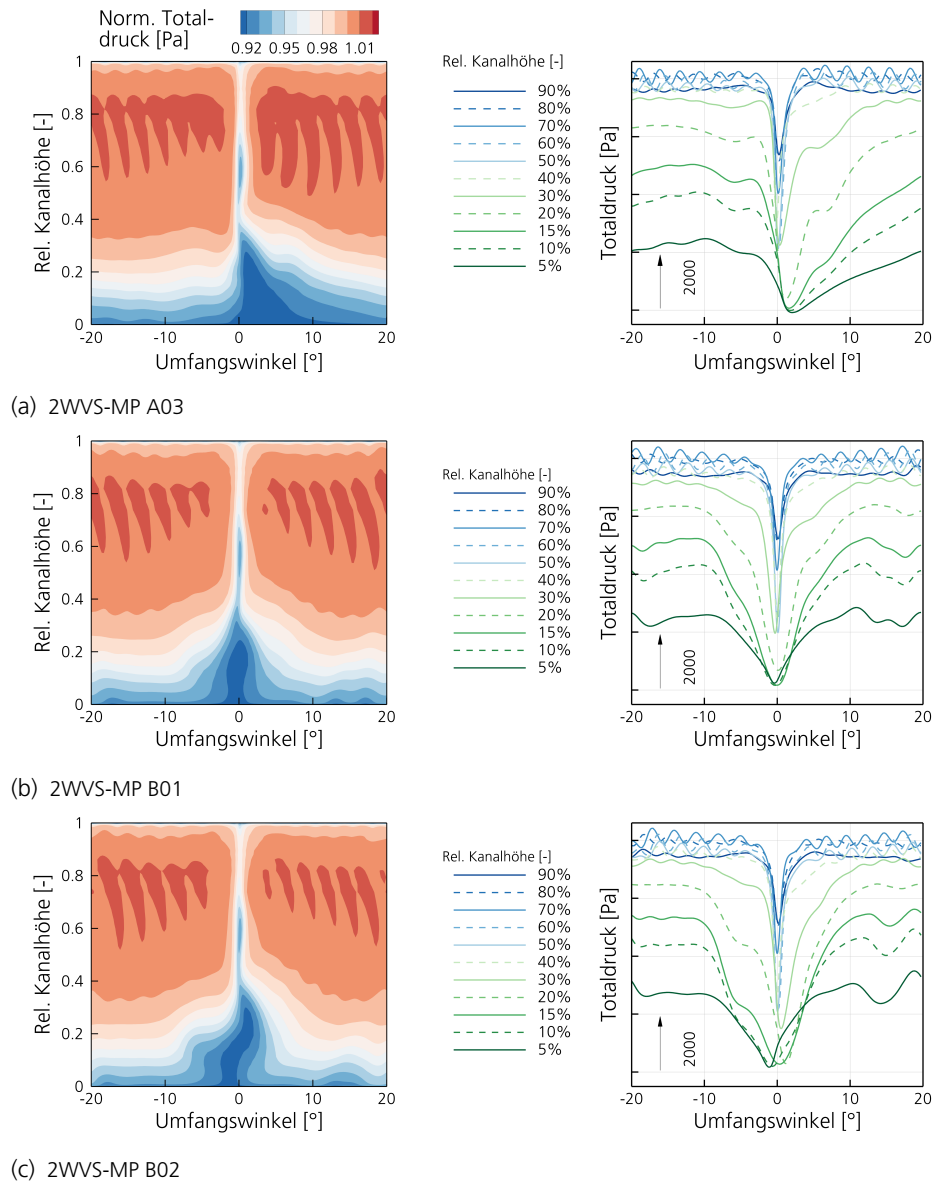


Abb. 6-14 Totaldruckverteilung in der S3-Ebene und als Umfangsverteilungen auf unterschiedlichen Kanalhöhen zwischen Stützstrebe und HDV IGV.

6.7. Einfluss auf Totaldruckstörung am Hochdruckverdichter

Die sich aus der OGV Gitter Umfangsvariation ergebende Totaldruckverteilung vor dem ersten HDV Rotor ist in Abb. 6-15 zu sehen. Es ist zu erkennen, dass das Totaldruckniveau in der unteren Kanalhälfte bei den Pareto optimalen Geometrien höher als bei 2WVS-MP A03 ist. Dies lässt sich vor allem auf die Reduktion der im Übergangskanal generierten Verluste zurückführen. Wie bereits vor dem

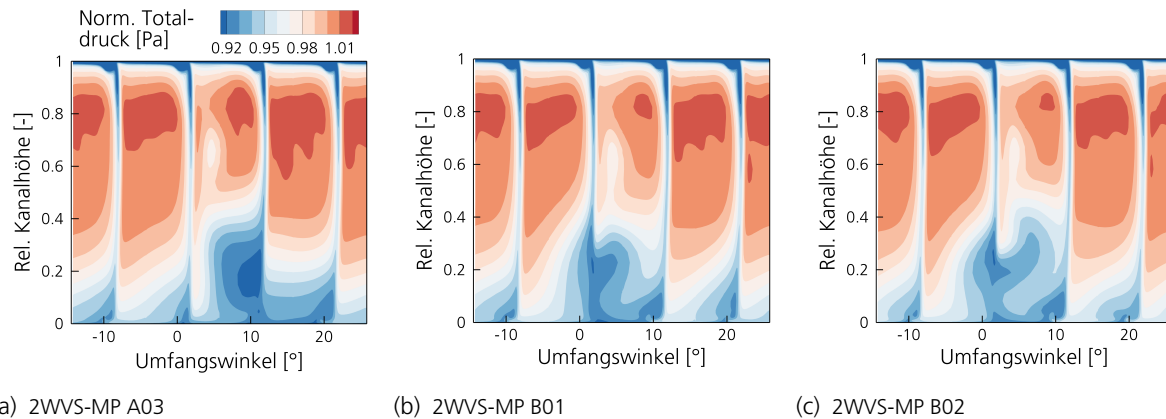


Abb. 6-15 Totaldruckverteilung in der S3-Ebene zwischen HDV IGV und Rotor 1 für die Pareto optimalen Geometrien und 2WVS-MP A03.

IGV (Abb. 6-14b) weist auch hier die Geometrie 2WVS-MP B01 in Abb. 6-15b die symmetrischste Totaldruckstörung aller Geometrien auf. Die Wirkung der Zielfunktion aus Gl. (6-2) ist demnach auch direkt vor dem Rotor präsent. Dies untermauert die in Abschnitt 6.3 getroffene Annahme, dass der Großteil der Verluste aus dem Übergangskanal kommt.

Die Wahl des Ansatzes, eine Verlustreduktion im Übergangskanal durch eine Umfangsvariation der OGVs zu erreichen, erweist sich als erfolgsversprechend: Durch diese Maßnahme kann dem ersten HDV Rotor eine homogenere Zuströmung generiert werden. Es kann somit geschlossen werden, dass das OGV Design einen weitreichenden Einfluss hat, der mindestens bis zum ersten HDV Rotor präsent ist.

6.8. Instationäre Betrachtung

Wie weit der Einfluss der Totaldruckstörung im Hochdruckverdichter reicht und ob sich eine Umfangsvariation der Gitter positiv auf den Wirkungsgrad des Hochdruckverdichters, aber auch des Gesamtsystems auswirkt, wird im Weiteren anhand von instationären Betrachtungen ermittelt. Dazu werden die Pareto optimalen Geometrien mit dem instationären Simulationsverfahren Harmonic Balance nachgerechnet. Die Vorteile dieses Verfahrens sind bereits in Abschnitt 3.2.1 dargelegt worden. Die Modellierung der Rechendomäne und des Rechnetzes entsprechen denen aus Abschnitt 6.1. Die Stromabeffekte wie die zuvor beschriebene Totaldruckstörung, aber auch Nachlaufzellen und Stromauffeffekte wie das statische Druckfeld der Stützstrebe werden jeweils mit fünf Harmonischen aufgelöst.

Die Art und Weise wie die Totaldruckstörung aus dem Übergangskanal den HDV beeinflusst, ist an-

hand einer instantanen Darstellung der Entropie und der Machzahl auf einem S1-Schnitt auf 20% Kanalhöhe für die Pareto optimalen Geometrien und 2WVS-MP A03 in Abb. 6-16 dargestellt. Für

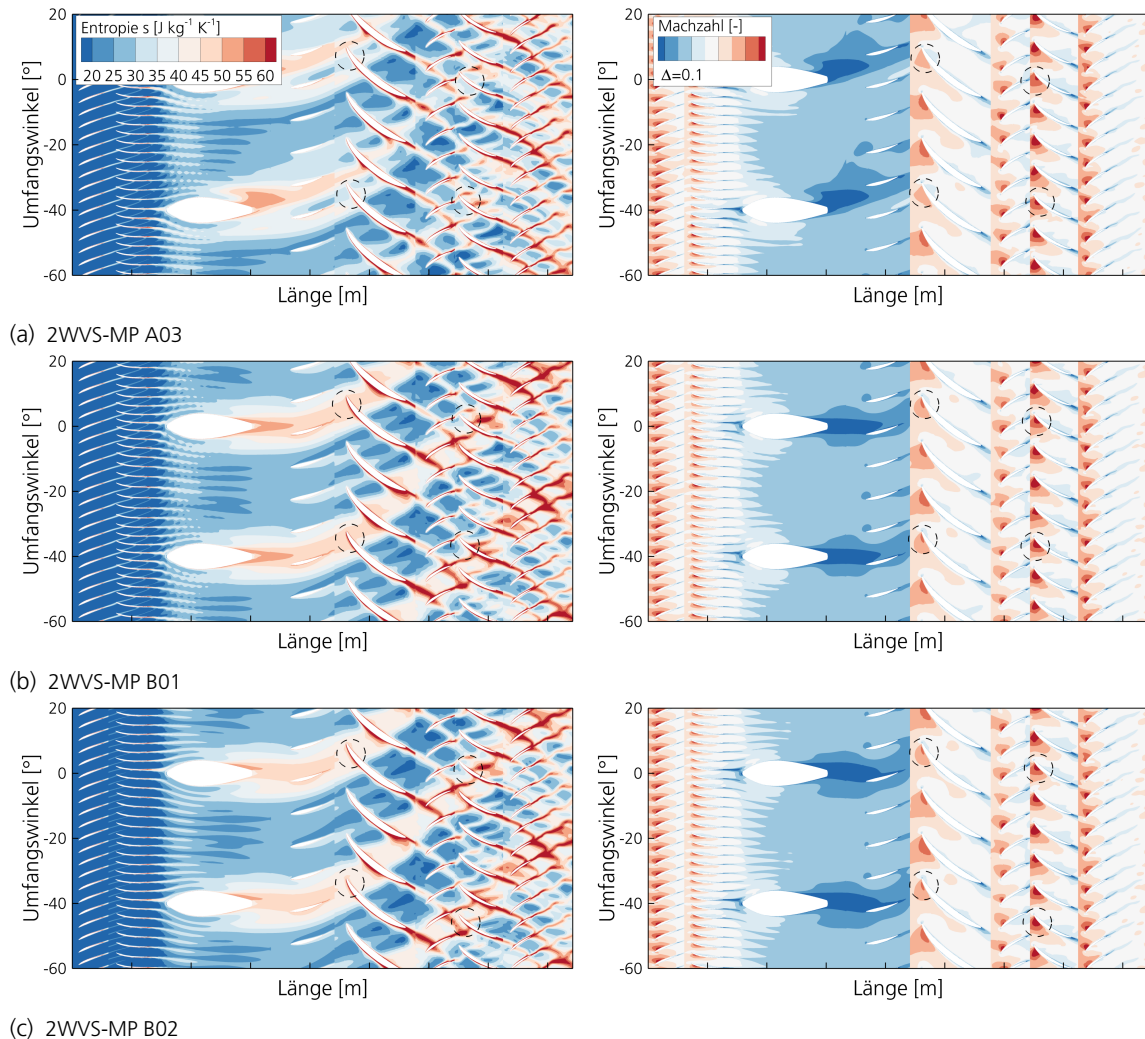


Abb. 6-16 Instantane Darstellung der Entropie und Machzahl in der S1-Ebene auf 20% Kanalhöhe für die Pareto optimalen Geometrien und 2WVS-MP A03.

die Ausgangsgeometrie 2WVS-MP A03 ist in der Darstellung der Entropie (links) in Abb. 6-16a der Nachlauf der Sekundärströmungen bzw. der Verluste aus dem Übergangskanal zu erkennen. Die Störung trifft auf jede dritte Rotorpassage des ersten Rotors und setzt sich durch diese hindurch. Zur Orientierung sind die in diesem Zeitschritt betroffenen Rotoren markiert. Selbst weiter stromab im zweiten Rotor ist ein Einfluss der Verluste aus dem Übergangskanal ersichtlich. In der Machzahlverteilung (rechts) zeigt sich an den markierten Rotoren eine verringerte Belastung in Form kleinerer Saugspitzen. Dafür zeigen die nicht betroffenen Rotoren eine stärker ausgeprägte Saugspitze. Die über den Umfang ungleichmäßige Belastung der Rotoren kann in beiden Pareto optimalen Geometrien verbessert werden. In Abb. 6-16b (links) zeigt sich für 2WVS-MP B01 eine Symmetrie der erzeugten Entropie in der Abströmung der Stützstrebe. Es ist gut zu sehen, wie sich die Störung durch die ersten beiden HDV Stufen durchsetzt. Da die Störung jedoch einen geringeren Totaldruckverlust hat, zeigt die Verteilung der Machzahl (rechts) eine Angleichung der Saugspitzen an

den markierten Rotoren. Somit kommt es zu einer gleichmäßigeren Belastung der Rotoren. Für die Geometrie 2WVS-MP B02 ist in Abb. 6-16c ein sehr vergleichbares Verhalten ersichtlich. Weitere S1-Schnitte auf 50% und 90% Kanalhöhe sind in Abb. C7 im Anhang zu finden.

Der Einfluss auf das Verdichtungssystem ist anhand der Entwicklung der isentropen Wirkungsgrade sowie der Totaldruckverluste für die Pareto optimalen Geometrien in Abbn. 6-17 und 6-18 dargestellt. Die Werte sind sowohl aus stationären als auch aus instationären Simulation erhoben worden.

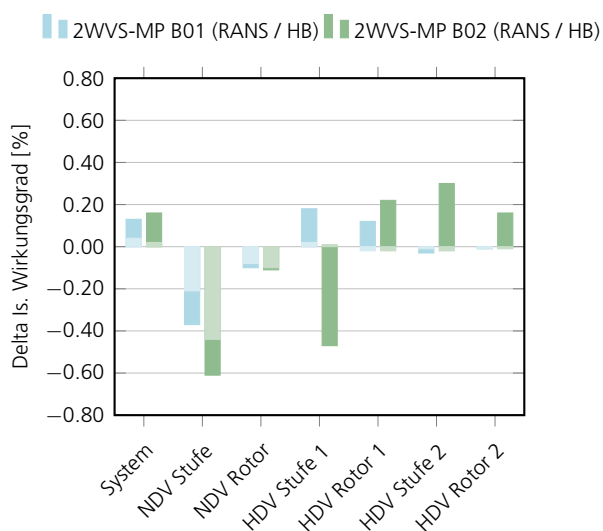


Abb. 6-17 Vergleich des isentropen Wirkungsgrades aus stationären (hell) und instationären (dunkel) Simulationen bezogen auf die Geometrie 2WVS-MP A03.

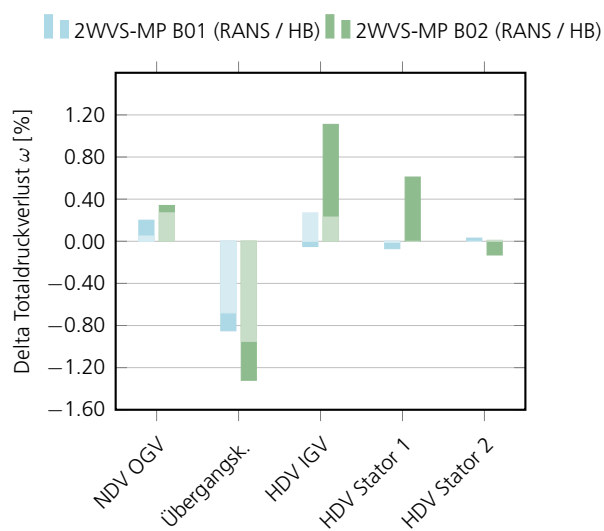


Abb. 6-18 Vergleich des Totaldruckverlusts ω aus stationären (hell) und instationären (dunkel) Simulationen bezogen auf die Geometrie 2WVS-MP A03.

Die Deltas sind bezogen auf die Geometrie 2WVS-MP A03. Für die beiden Pareto optimalen Geometrien zeigt sich, dass eine Steigerung des Gesamtwirkungsgrades mit einer Umfangsanpassung der OGV Gitter möglich ist (Abb. 6-17). Weiterhin ist ersichtlich, dass der Einfluss auf den NDV und den Übergangskanal eher stationärer Natur sind, wohingegen der Einfluss auf den HDV durch die stationären Rechnungen nicht erfasst werden kann. Im Weiteren wird nur noch auf die instationären Ergebnisse eingegangen, da diese die Gesamtheit der Einflüsse abbilden.

Die NDV Stufe erfährt in beiden Geometrien eine Wirkungsgradreduktion. Diese ist besonders ausgeprägt für die Geometrie 2WVS-MP B02, welche die Aufstauwirkung der Stützstrebe am besten ausgleicht (Abbn. 6-9c und 6-11c). Der Rückgang des Wirkungsgrades kommt zum einen durch den NDV Rotor und die geänderte Gegendruckverteilung zustande; zum anderen steigen die Totaldruckverluste in den OGV Gittern an (Abb. 6-18).

Die erste HDV Stufe zeigt erwartungsgemäß eine Wirkungsgradsteigerung für die Geometrie 2WVS-MP B01 mit der geringsten Totaldruckstörung (Abb. 6-15). 2WVS-MP B02 hingegen offenbart eine Reduktion im Wirkungsgrad (Abb. 6-17), was auf ansteigende Verluste im ersten Stator zurückzuführen ist (Abb. 6-18). Der erste Rotor zeigt bei beiden Geometrien Wirkungsgradzuwächse, woraus sich auf eine gleichmäßigere Belastung über den Umfang schließen lässt.

Hervorzuheben ist die Verlustreduktion im Übergangskanal (Abb. 6-18). Diese fällt für die Geometrie 2WVS-MP B02 besonders deutlich aus, was konsistent zu der bereits gezeigten Reduktion der

Ablösungen an der Nabenendwand aus Abb. 6-13 ist.

Insgesamt wird die systemische Wirkungsgradsteigerung durch die Reduktion der Verluste im Übergangskanal und steigende Wirkungsgrade im HDV erreicht, welche die Wirkungsgradabnahme im NDV überkompensieren.

Zusammengefasst kann gesagt werden, dass eine Umfangsvariation der OGV Gitter sowohl das Potentialfeld der Stützstrebe ausgleichen, als auch die stromab in den Hochdruckverdichter laufende Totaldruckstörung verringern kann. Weiterhin führt die hier vorgestellte Art der Umfangsvariation zusätzlich zu einer Reduktion der Verluste innerhalb des Übergangskanals. Strömungsablösungen der sehr aggressiven Kanalgeometrie an der nabenseitigen Endwand können deutlich reduziert werden.

Eine weitere Homogenisierung der Totaldruckstörung am HDV Eintritt könnte durch eine Umfangsvariation der IGVs erreicht werden. Ansätze dazu wurden bereits in Abschnitt 2.3.2.2 dargelegt. Weiterhin könnte der Wirkungsgradabfall im NDV durch eine Anpassung der Geometrien an die geänderten strömungsmechanischen Randbedingungen verbessert werden. Diese weiterführenden Untersuchungen sind jedoch nicht mehr Teil dieser Arbeit.

7. Zusammenfassung

Die Perspektive eines auch in Zukunft wachsenden Luftverkehrs und der Verschärfung der zum Klimaschutz notwendigen Emissionsziele macht die (Weiter-) Entwicklung effizienter Antriebssysteme zu einer Herausforderung. Ein integratives Design bietet gegenüber dem bisher in der Entwicklung von Fluggasturbinen üblichen modularen Design erhebliches Potential zur Leistungs- bzw. Wirkungsgradsteigerung. Dies gilt insbesondere für das im Hinblick auf Wirkungsgrad und Betriebsverhalten kritische Verdichtungssystem.

In dieser Arbeit wird das Potential einer Baulängenreduktion bzw. Verkürzung des Übergangskanals zwischen Nieder- und Hochdruckverdichter untersucht. Dabei wird der Übergangskanal sowohl isoliert als auch im Verbund mit Nieder- und Hochdruckverdichter betrachtet. Unter Nutzung moderner Optimierungsmethoden werden dabei die Vorzüge eines modulübergreifenden Design-Ansatzes anhand eines zweiwelligen, vielstufigen Verdichtungssystems herausgearbeitet.

Die modulare Auslegung von verkürzten bzw. aggressiveren Übergangskanälen unter Berücksichtigung des NDV OGVs und der Stützstrebe bietet die Möglichkeit das Strömungsverhalten im Kanal ausreichend genau nachzubilden. Sekundärströmungsgebiete und/oder Strömungsablösungen können somit detektiert und durch gezielte Maßnahmen vermieden werden. In Kapitel 4 wird gezeigt, dass ein hochbelastetes OGV durch eine umlenkende Stützstrebe entlastet werden kann, indem ein Teil der Umlenkung von der Strebe übernommen wird. Dies kann helfen, dem Übergangskanal eine bessere Zuströmung in Form einer höher-energetischen Grenzschicht zu generieren und somit Strömungsablösungen im Kanal zu vermeiden. Weiterhin wurde der Einfluss rotationunsymmetrischer Endwandkonturierungen untersucht. Diese bieten die Möglichkeit, lokal verlustbehaftete Gebiete mit höher-energetischem Fluid zu versorgen und diese strömungsmechanisch zu stabilisieren.

Die Beurteilung derlei Maßnahmen ist grundsätzlich in einem modularen Ansatz möglich. Durch eine Kanalverkürzung kommt es jedoch aufgrund der stärker ausgebildeten Krümmungen im Kanal zu ausgeprägten Be- und Entschleunigungen der Strömung. Die Wirkung der Bauraumverkürzung hat damit auch Auswirkungen auf die Verteilung des Massenstroms, welche die angrenzenden Verdichter beeinflusst. An dieser Stelle sind die Möglichkeiten eines modularen Designs begrenzt. Die Beurteilung der Effekte auf die Verdichter ist nicht möglich. Möglich wäre nur eine Begrenzung des Designraumes durch ein Erzwingen von aerodynamischen Randbedingungen für die angrenzenden Verdichtermodule. Solch eine Begrenzung des Designraumes engt die Möglichkeiten des verantwortlichen Ingenieurs ein und fördert sub-optimale Ergebnisse.

Im Fall sehr aggressiver Übergangskanäle ist eine modulübergreifende Auslegung sinnvoll, um die Auswirkungen des Kanaldesigns auf den Nieder- und Hochdruckverdichter zu erfassen. Außerdem bietet ein weiter gefasster Blick auf das Verdichtersystem die Möglichkeit, die durch eine Kanalverkürzung hervorgerufenen Verluste im Gesamtkontext, beispielsweise anhand des Wirkungsgrades, zu beurteilen. Dies ist gerade vor dem Hintergrund fehlender Daten in Bezug auf die erwirkte Gewichtseinsparung des verkürzten Triebwerks (als auch des Gesamtsystems Flugzeug) und der damit einhergehenden Treibstoffeinsparung interessant. Derartige Daten sind proprietär und werden von den OEMs (engl. *original equipment manufacturer*) gehütet.

Die Ergebnisse der modulübergreifenden Studien in Kapitel 5 zeigen ein hohes Potential für Längenreduktionen im Übergangskanalbereich. Die maximal erreichte Reduktion der Kanalbaulänge um 40% im Vergleich zum 2WVS (bzw. knapp 60% zum ICD Rig A) wird mit einer Abnahme des Wirkungsgrades von 0.9% im BP_{ADP} sowie einer Verringerung des Pumpgrenzabstandes bei Designdrehzahl um 3% erreicht. Das ebenfalls hohe, aber nicht ganz so hohe Maß an Bauraumeinsparung konnte in der modularen Studie zwar unter stabilen Strömungsbedingungen erreicht werden, allerdings mussten dafür hohe Totaldruckverluste durch ein gesteigertes Machzahlniveau realisiert werden. Ein Vergleich der beiden Pareto-Fronten aus dem modularen und dem modulübergreifenden Design sind in Abb. 7-1 gezeigt. Die Totaldruckverluste sind jeweils auf die längste Geometrie der jeweiligen Pareto-Front bzw. Studie normiert.

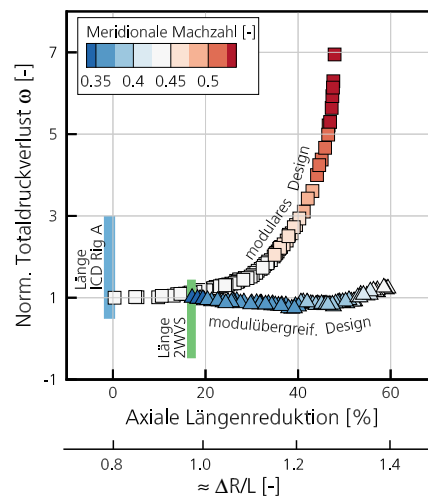


Abb. 7-1 Vergleich der Pareto optimalen Geometrien aus der modularen (ICD) und der modulübergreifenden (2WVS) Studie. Normierung der Verluste auf die längste Geometrie der jeweiligen Studie. Meridionale Machzahl am Austritt des Übergangskanals hinter der Stützstrebe.

Die Darstellung verdeutlicht noch einmal, dass eine alleinige Änderung der Kanalgeometrie, wie in der ICD Studie in Kapitel 4 geschehen, sehr hohe Verluste erzeugt. Mit einer umfangreicheren Parametrisierung sowie der Integration des IGVs in die Krümmung des Übergangskanals ist eine Beibehaltung des Verlustniveaus möglich. Dies macht auch die Darstellung der meridionalen Machzahl hinter der Stützstrebe über die Pareto-Front deutlich. Das integrierte Design erlaubt signifikant niedrigere Strömungsgeschwindigkeiten, denn aus der Integration des IGVs in die Krümmung des Übergangskanals erfolgt eine Stabilisierung der Strömung in diesem in Bezug auf Strömungsablösungen kritischen Bereich. Somit kann die Strömungsgeschwindigkeit bzw. Machzahl im Bereich der Stützstrebe auf einem Niveau gehalten werden, welches geringere Totaldruckverluste generiert. Diese geometrische Integration in den Kanal ist bislang nur beim NDV OGV üblich, offenbart aber das Potential für signifikante Baulängenreduktionen im Bereich des Verdichterübergangskanals.

Die Anpassung der an den Übergangskanal angrenzenden bzw. integrierten Leitgitter (OGV und IGV) sowie der ersten HDV Stufe über eine Umstaffelung der Konstruktionsprofile ist ausreichend, um die Effekte der Massenstromumverteilung im Verdichterübergangskanal weitgehend zu kompensieren. Die Verlagerung des Massenstroms findet im NDV vom Gehäuse zur Nabe und im HDV von der Nabe zum Gehäuse hin statt. Hinzu kommen noch die mit der Längenreduktion zuneh-

menden Totaldruckverluste, welche der HDV verarbeiten und kompensieren muss, um im Endeffekt denselben Totaldruckaufbau zu gewährleisten.

Der erste HDV Rotor kann wirkungsgradoptimal an die sich ändernden Zuströmbedingungen angepasst werden. Dies erfolgt durch ein nabenseitiges Zudrehen und ein gehäusesseitiges Aufdrehen der Schaufel. Die sich dadurch ändernden Strömungsbedingungen muss der dahinter liegende erste Stator abfangen. Gleichzeitig ist es notwendig, dass dieser der zweiten (in den Studien unveränderlichen) Stufe geeignete Zuströmbedingungen liefert. Dieser Kompromiss führt bereits im BP_{ADP} zu sehr hohen aerodynamischen Belastungen des ersten Statorgitters, welches im Endeffekt beim Androsseln auch das aerodynamische Versagen des Verdichtungssystems einleitet. Dies ist ein eher untypisches Verhalten. Bei Design Drehzahl versagt typischer Weise die letzte Stufe zuerst. In Folge der verkürzten Übergangskanalkonfigurationen und der dadurch notwendigen Änderungen in der ersten HDV Stufe hat sich somit das Betriebsverhalten des Systems geändert.

Für den NDV ergibt sich ebenfalls ein Kompromiss für das Nabenprofil des OGVs. Durch die sich ändernden Zuströmbedingungen (Zunahme Massenstrom) wird das Profil aufgedreht. Jedoch bedeutet dies bei gleichbleibender Profilierung, dass keine axiale Abströmung mehr möglich ist.

Der verwendete Ansatz der Profilstaffelung und die sich daraus ergebenden Einschränkungen im aerodynamischen Design machen deutlich, dass es sich bei den durchgeführten Arbeiten um grundlegende aerodynamische Studien handelt. Sie sind darauf ausgelegt, einen Wissensgewinn in Bezug auf das Design von Übergangskanälen und der angrenzenden Verdichter zu generieren. Diese Simplizität ist auch für die abschließende Studie beibehalten worden, in der die Umfangseinflüsse der Stützstrebe betrachtet und analysiert worden sind.

Eine Bauraumreduktion des Übergangskanals führt zu ausgeprägteren Sekundärströmungen und damit zu zunehmenden Totaldruckverlusten, welche vor allem an der Nabe auftreten. Diese Verluste überlagern sich mit denen des Stützstrebenachlaufes und bilden eine über den Umfang mit der Anzahl an Stützstreben periodische Totaldruckstörung am Eintritt des HDVs. Weiterhin führt eine Reduktion des Bauraums zwischen NDV OGV und Stützstrebe zu ausgeprägten Störungen im statischen Gegendruck des NDVs. Vor der Stützstrebe bildet sich durch die Aufstauwirkung an der Vorderkante ein Potentialfeld aus, welches sich durch die OGVs durchsetzt und den letzten NDV Rotor beeinflusst.

Eine Umfangsvaariation der NDV OGV Gitter im Staffelungswinkel und der Umfangsposition hilft, wie in Kapitel 6 gezeigt, die Störungen zum NDV und HDV zu reduzieren. Die Verbesserung der Umfangsinhomogenitäten wird durch eine Verschiebung der Gitter über den Umfang erreicht, damit die Strömung besser um die Stützstrebe geleitet werden kann. Dies wird durch in entgegengesetzte Richtung verdrehte OGVs rechts und links der Strebe unterstützt. Die Kombination aus Umstaffelung und Umfangsverschiebung führt zu kleineren OGV Passagen vor der Strebe und zu größeren vor der Stützstrebenpassage. Insgesamt erwirkt die Variation der Gitter eine Verminderung des Einflusses des Stützstreben-Potentialfelds und damit eine annähernd umfangssymmetrische Gegendruckverteilung des NDV Rotors. Weiterhin führt die Anpassung der Gitter zu einer Reduktion der Sekundärströmungen und Strömungsablösungen (Totaldruckverluste) im Kanal und damit zu geringeren Totaldruckstörungen am HDV Eintritt.

Mittels instationärer Simulationsverfahren kann nachgewiesen werden, dass der Rückgang der Druckverluste zu einer gleichmäßigeren Belastung der Rotoren im HDV führt. Für das Verdichtersystem

kommt es durch die Umfangsvariation der Gitter zu einem Anstieg des Wirkungsgrades um etwa 0.1%.

Insgesamt kann die Arbeit damit einen umfassenden Beitrag zum Verständnis der aerodynamischen Implikationen von neuartigen, hochaggressiven Übergangskanälen auf das Verdichtersystem liefern.

A. Anhang

A.1. Modulare Betrachtung

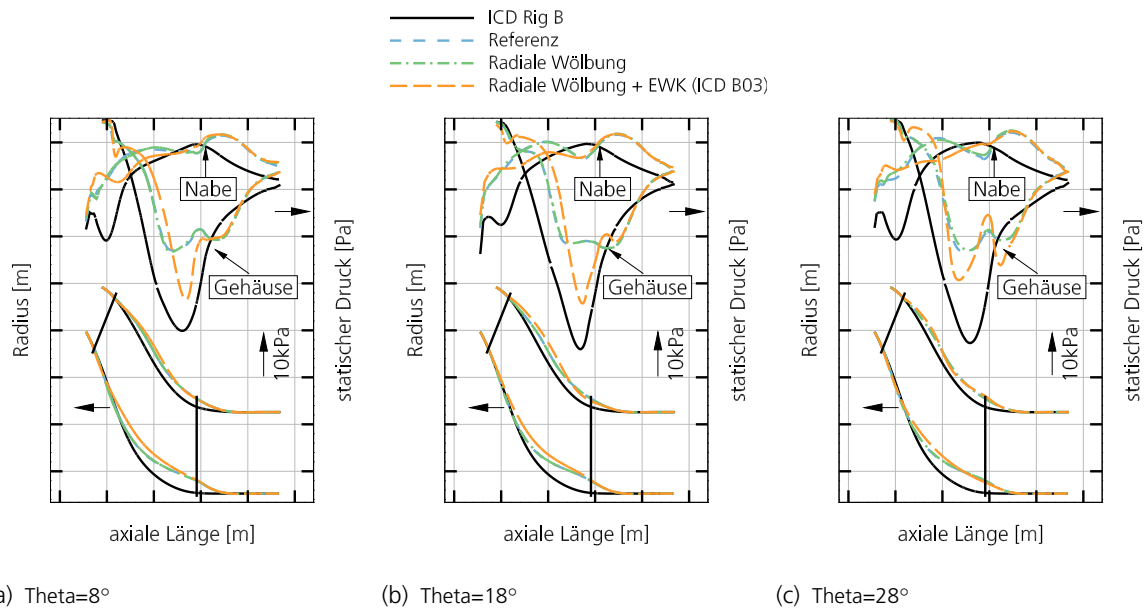


Abb. A1 Strakverläufe und statischer Druck für achsensymmetrische Geometrien sowie für EWK bei $\theta = 8, 18$ und 28° .

A.2. Modulübergreifende Betrachtung

Siehe nächste Seite.

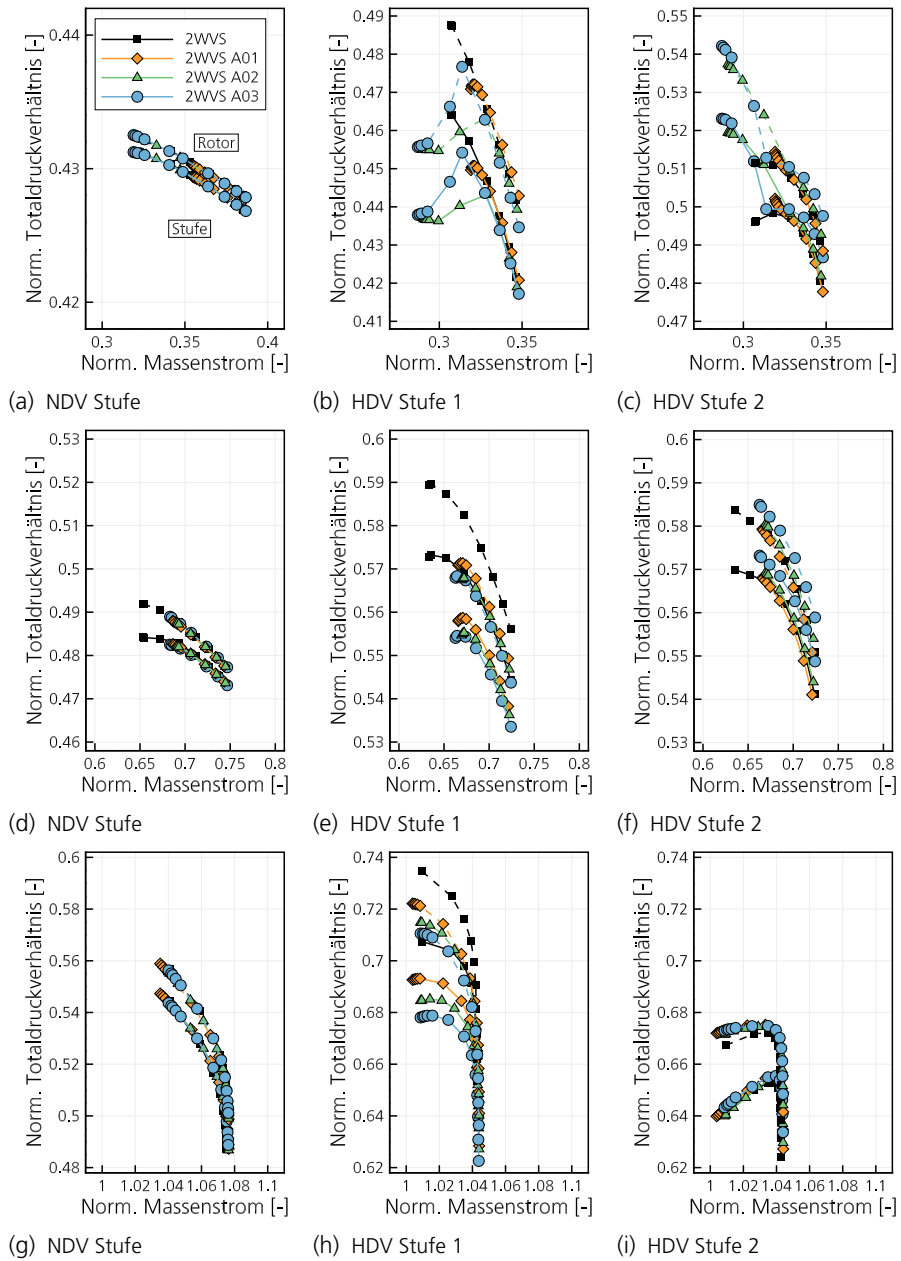


Abb. B2 Rotor- und Stufenkennlinien normiert auf den BP_{ADP} : (a)-(c) Leerlauf, Teillast (d)-(f) und (g)-(i) Überlast. Rotor gestrichelt und Stufen mit durchgezogener Linie dargestellt.

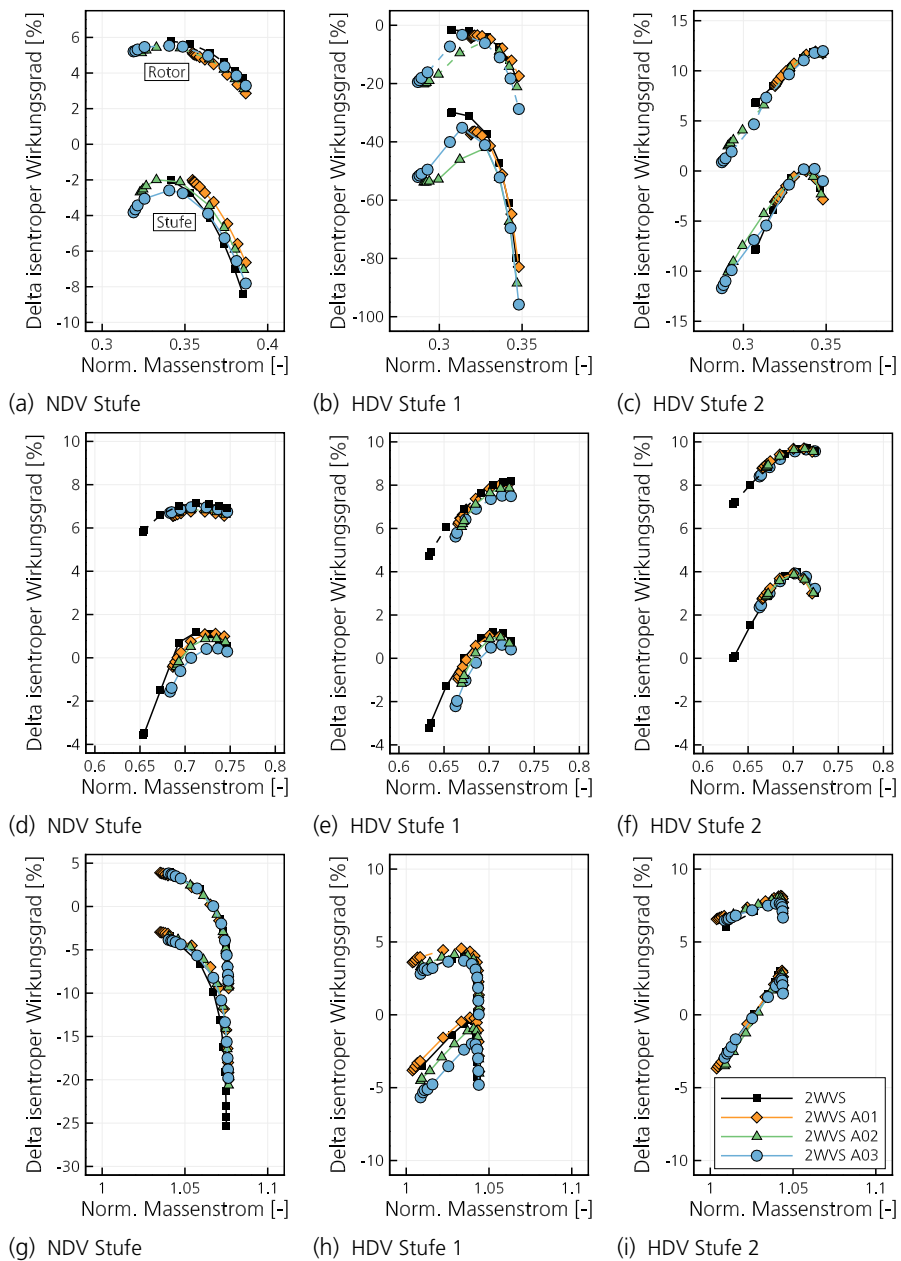


Abb. B3 Wirkungsgradverläufe für die Rotoren und Stufen normiert auf den BP_{ADP} : (a)-(c) Leerlauf, Teillast (d)-(f) und (g)-(i) Überlast. Rotor gestrichelt und Stufen mit durchgezogener Linie dargestellt.

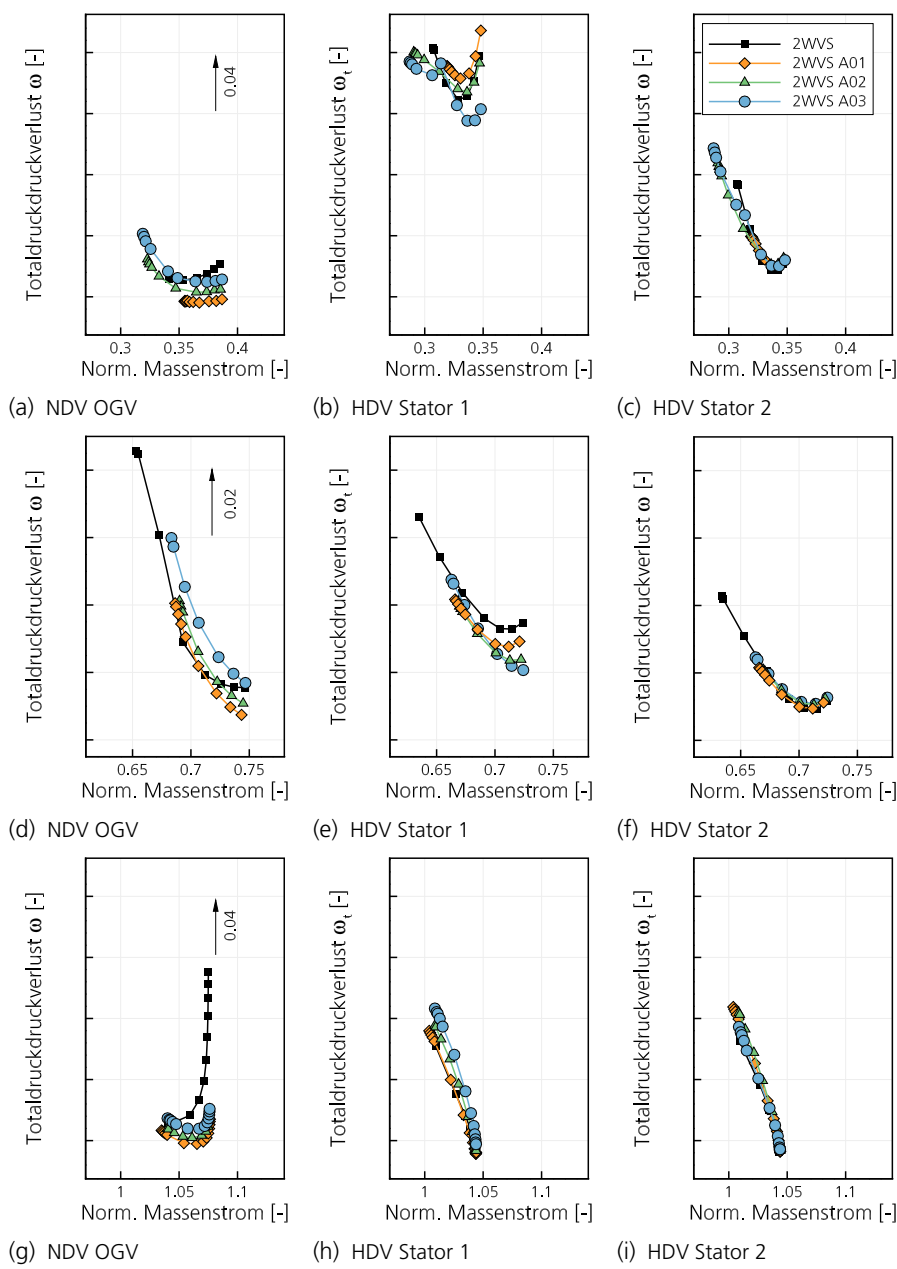


Abb. B4 Totaldruckverluste für die Statoren: (a)-(c) Leerlauf, (d)-(f) Teillast und (g)-(i) Überlast. Wertebereich und Skalierung für alle Statoren einer Drehzahl identisch.

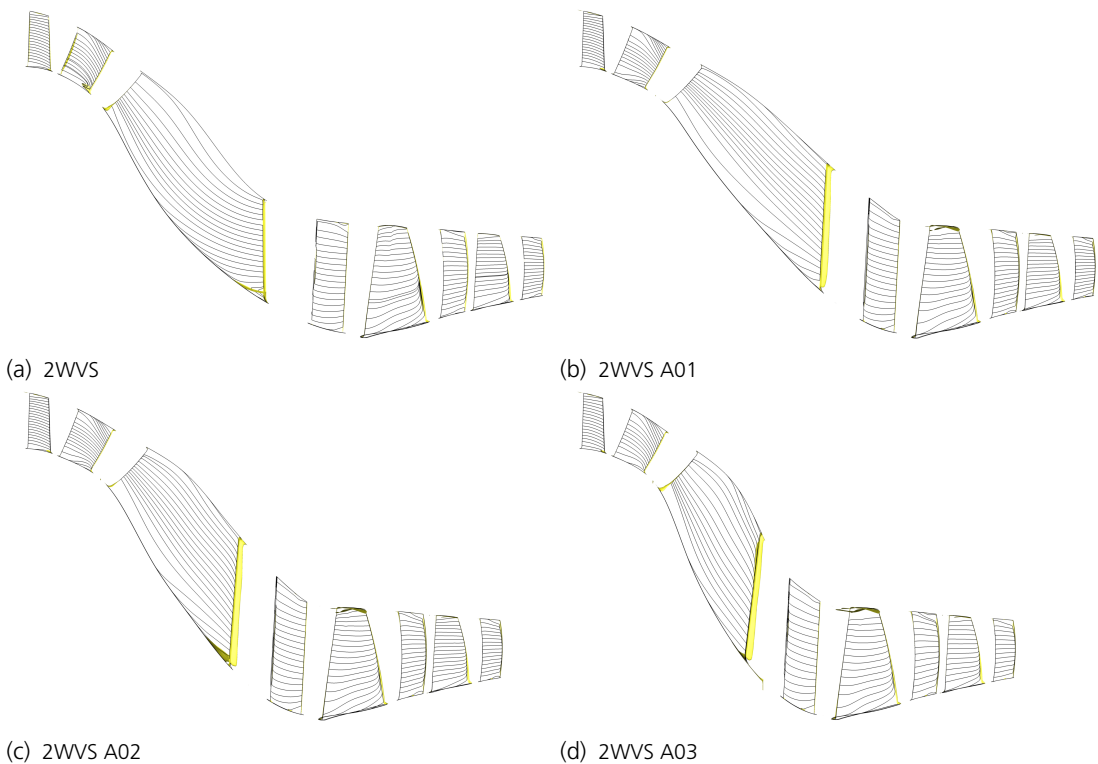
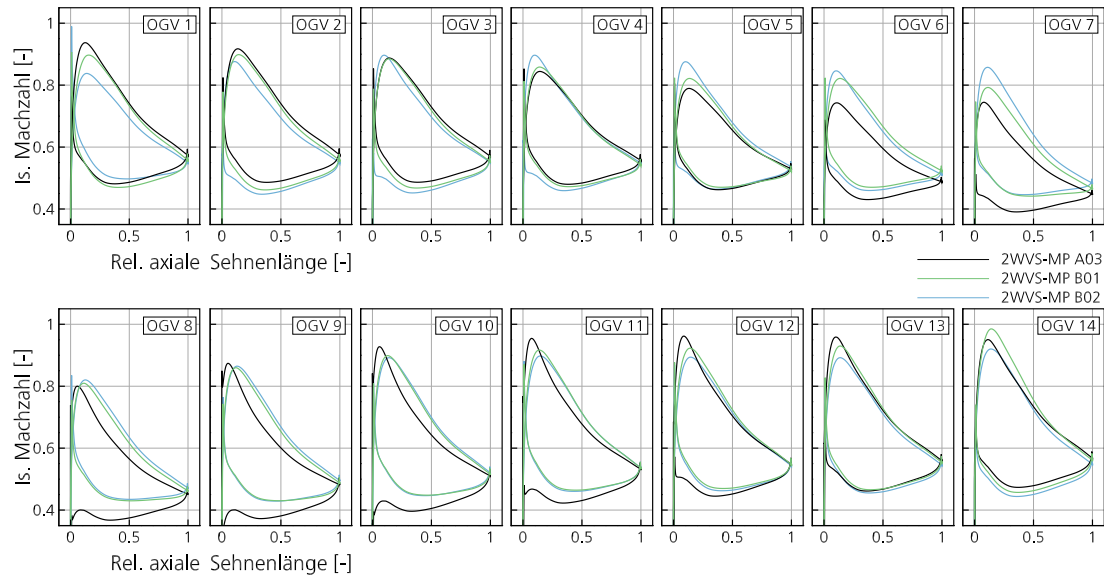


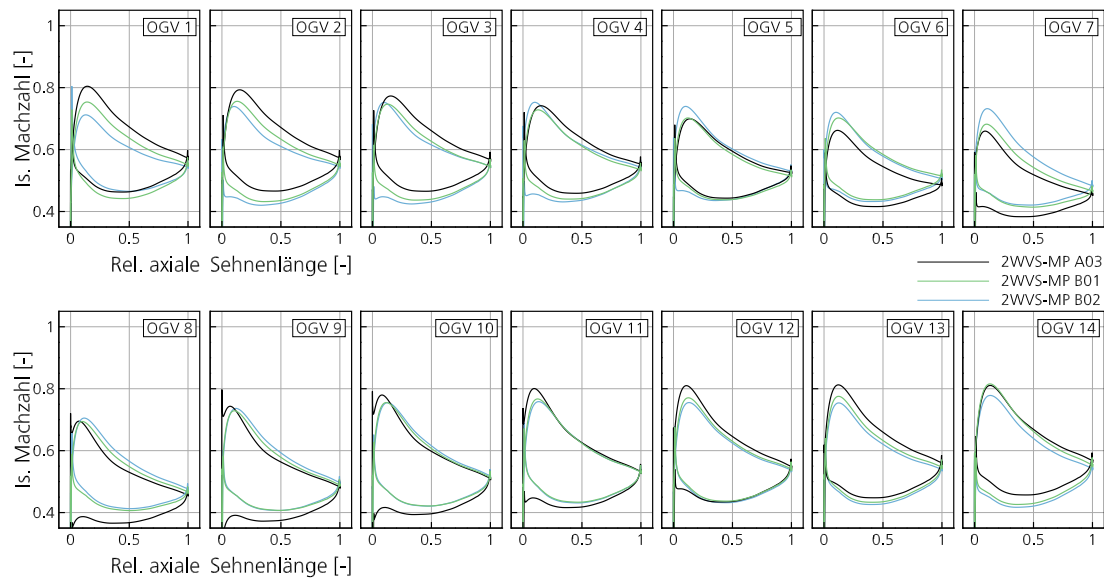
Abb. B5 Stromlinien für die Saugseiten der Gitter und Isoflächen negativer Axialgeschwindigkeit im BP_{ADP}.

A.3. Umfangsbetrachtung

Siehe nächste Seite.



(a) 50%



(b) 87.5%

Abb. C6 Isentrope Machzahl der OGV Gitter auf 50% und 87.5% Kanalhöhe. Vergleich der Pareto optimalen Geometrien mit 2WVS-MP A03.

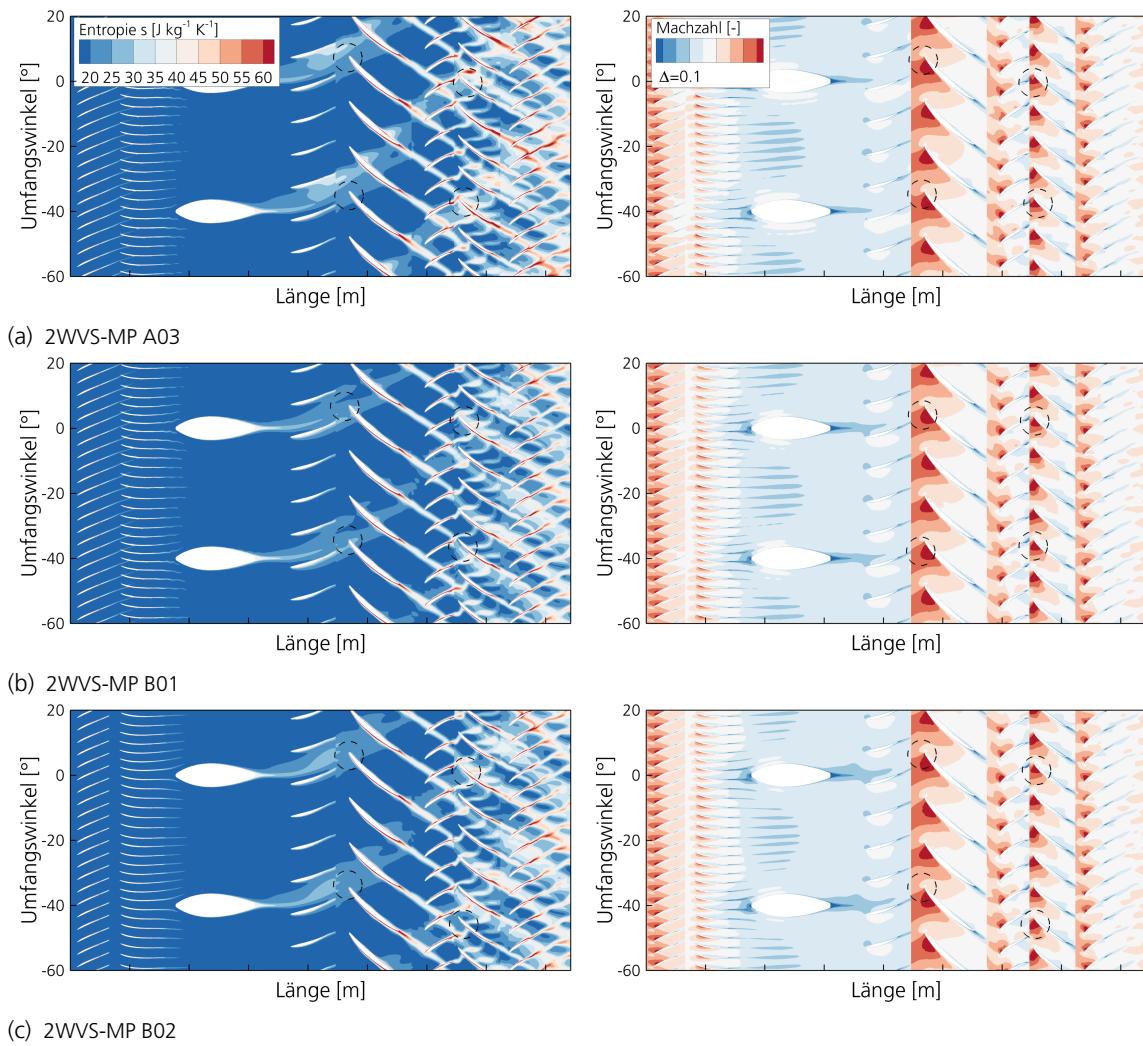


Abb. C7 Entropie und Machzahl in der S1-Ebene auf 50% Kanalhöhe für die Pareto optimalen Geometrien und 2WVS-MP A03.

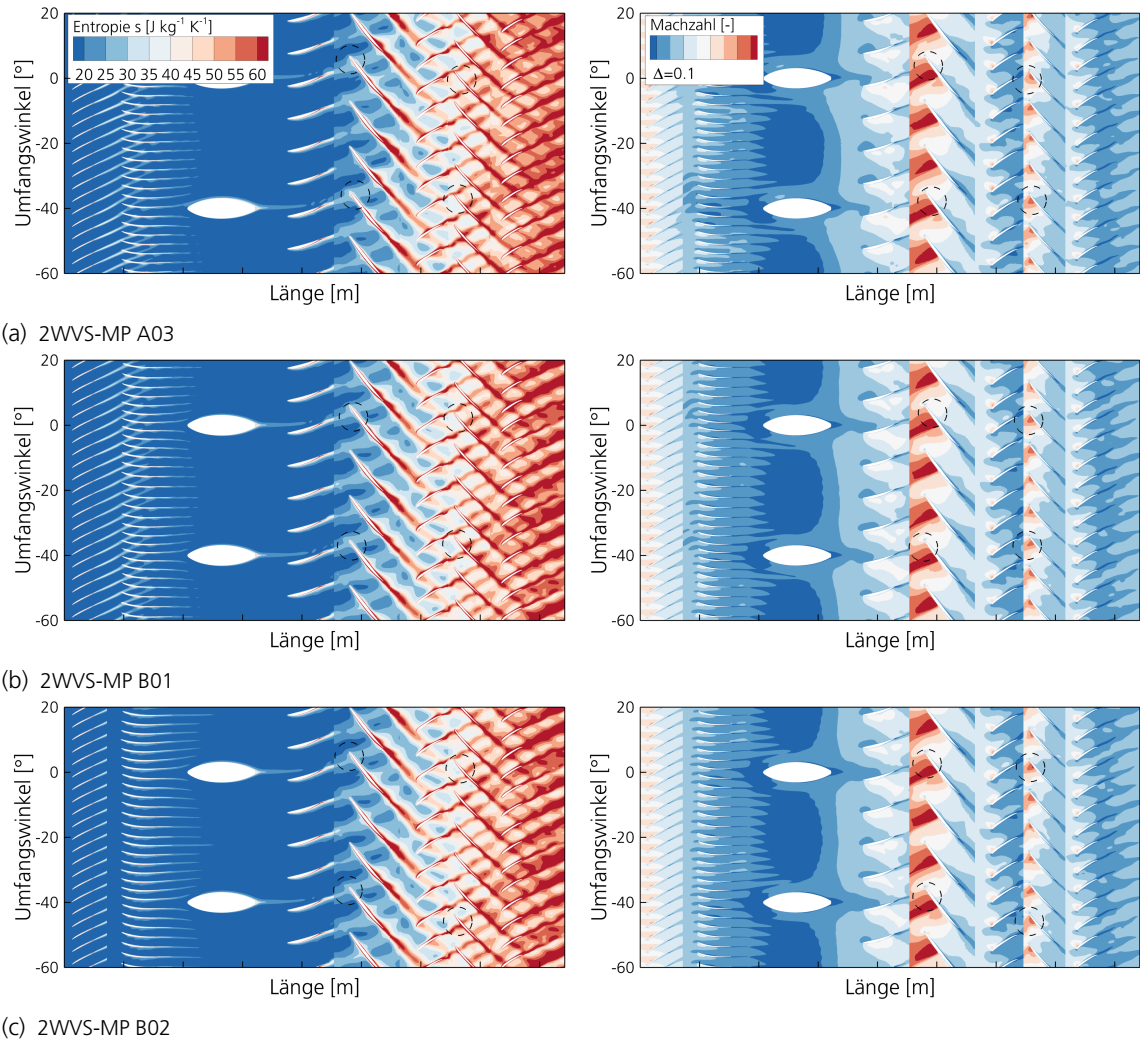


Abb. C8 Entropie und Machzahl in der S1-Ebene auf 90% Kanalhöhe für die Pareto optimalen Geometrien und 2WVS-MP A03.

Literaturverzeichnis

- Abdalla, H. A. & Soundranayagam, S. (1989). Flow in Compressor Interstage Ducts. In *Proceedings of 9th Int. Symposium on Air Breathing Engines (ISABE 89-7020)*. Athen, Greek.
- Aulich, M. & Siller, U. (2011). High-Dimensional Constrained Multiobjective Optimization of a Fan Stage. In *Proceedings of ASME 2011 Turbo Expo (GT2011-45618)*. doi:10.1115/GT2011-45618
- Bailey, D. W. (1997). *The aerodynamic performance of an annular S-shaped duct* (Diss., Loughborough University). doi:https://hdl.handle.net/2134/7451
- Bailey, D. W., Britchford, K. M., Carrote, J. F. & Stevens, S. J. (1997). Performance Assessment of an Annular S-Shaped Duct. *Journal of Turbomachinery*, 119(1), 149–156. doi:10.1115/1.2841003
- Bailey, D. W. & Carrote, J. F. (1996). The Influence of Inlet Swirl on the Flow Within an Annular S-Shaped Duct. In *Proceedings of ASME 1996 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition (96-GT-60)*. doi:10.1115/96-GT-060
- Bandyopadhyay, P. R. & Ahmed, A. (1993). Turbulent boundary layers subjected to multiple curvatures and pressure gradients. *Journal of Fluid Mechanics*, 246, 503–527. doi:10.1017/S0022112093000242
- Bardina, J., Ferziger, J. H. & Rogallo, R. S. (1985). Effect of rotation on isotropic turbulence: Computation and modelling. *Journal of Fluid Mechanics*, 154, 321–336. doi:10.1017/S0022112085001550
- Baskaran, V., Smits, A. J. & Joubert, P. N. (1987). A turbulent flow over a curved hill. Part 1: Growth of an internal boundary layer. *Journal of Fluid Mechanics*, 182, 47–83. doi:10.1017/S0022112087002246
- Bradshaw, P. (1973). *Effects of streamline curvature on turbulent flow* (Advisory Group for Aerospace Research & Development Report Nr. AGARD-AG-169).
- Britchford, K. M. (1998). *The aerodynamic behaviour of an annular S-shaped duct* (Diss., Loughborough University). doi:https://hdl.handle.net/2134/6877
- Britchford, K. M., Carrote, J. F., Stevens, S. J. & McGuirk, J. J. (1994). The Development of the Mean Flow and Turbulence Structure in an Annular S-Shaped Duct. In *Proceedings of ASME 1994 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition (94-GT-457)*. doi:10.1115/94-GT-457
- Britchford, K. M., Manners, A. P., McGuirk, J. J. & Stevens, S. J. (1994). Measurement and prediction of flow in annular S-shaped ducts. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 9(2), 197–205. doi:10.1016/0894-1777(94)90112-0
- Cerri, G. & O'Brien, W. F. (1989). Sensitivity Analysis and Optimum Design Method for Reduced Rotor-Stator-Strut Flow Interaction. *Journal of Turbomachinery*, 111(4), 401–408. doi:10.1115/1.3262287
- Chen, G., Greitzer, E. & Epstein, A. (1987). Enhancing compressor distortion tolerance by asymmetric stator control. In *Proceedings of AIAA 23rd Joint Propulsion Conference (AIAA-87-2093)*. doi:10.2514/6.1987-2093

- Clean Sky 2 Joint Undertaking. (2022). Towards Climate Neutral Aviation.
- Cumpsty, N. A. (1989). *Compressor aerodynamics*. Harlow, UK: Longman Scientific & Technical.
- Donus, F., Schaber, R., Schmidt, K.-J. & Staudacher, S. (2010). Accuracy of Analytical Engine Weight Estimation During the Conceptual Design Phase. In *Proceedings of ASME 2010 Turbo Expo* (GT2010–23774). doi:10.1115/GT2010-23774
- Dorfner, C. (2009). *Entwicklung Eines Verfahrens Zur Konstruktion Nicht-Rotationssymmetrischer Seitenwandkonturen in Axialen Verdichtern* (Diss., Ruhr-Universität Bochum).
- Dorfner, C., Hergt, A., Nicke, E. & Moenig, R. (2009). Advanced Non-Axisymmetric Endwall Contouring for Axial Compressors by Generating an Aerodynamic Separator—Part I: Principal Cascade Design and Compressor Application. In *Proceedings of ASME 2009 Turbo Expo* (GT2009–59383). doi:10.1115/GT2009-59383
- Dorfner, C., Nicke, E. & Voß, C. (2007). Axis-Asymmetric Profiled Endwall Design by Using Multi-objective Optimisation Linked With 3D RANS-Flow-Simulations. In *Proceedings of ASME 2007 Turbo Expo* (GT2007–27268). doi:10.1115/GT2007-27268
- Dygutsch, T., Kasper, A. & Voß, C. (2022). On the effect of inter compressor duct length on compressor performance. *The Aeronautical Journal*, 126(1302), 1333–1350. doi:10.1017/aer.2022.51
- Elfert, M., Weber, A., Wittrock, D., Peters, A., Voß, C. & Nicke, E. (2017). Experimental and Numerical Verification of an Optimization of a Fast Rotating High-Performance Radial Compressor Impeller. *Journal of Turbomachinery*, 139(10), 101007. doi:10.1115/1.4036357
- Frey, C., Ashcroft, G., Kersken, H.-P. & Voigt, C. (2014). A Harmonic Balance Technique for Multistage Turbomachinery Applications. In *Proceedings of ASME 2014 Turbo Expo* (GT2014–25230). doi:10.1115/GT2014-25230
- Fritz, S., Dygutsch, T., Kasper, A., Hergt, A., Grund, S., Flamm, J., ... Sahota, H. (2023). On the Secondary Flow System of an Aggressive Inter Compressor Duct. In *Proceedings of ASME 2023 Turbo Expo* (GT2023–102479). doi:10.1115/GT2023-102479
- Gao, L., Deng, X., Feng, X. & Yang, Z. (2015). Effect of inlet conditions on compressor intermediate duct. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part G: Journal of Aerospace Engineering*, 229(6), 1154–1168. doi:10.1177/0954410014542624
- Ghisu, T., Molinari, M., Parks, G., Dawes, W., Jarrett, J. & Clarkson, P. (2007). Axial Compressor Intermediate Duct Design and Optimisation. In *Proceedings of 48th AIAA Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference* (AIAA 2007–1868). doi:10.2514/6.2007-1868
- Ghisu, T., Parks, G. T., Jarrett, J. P. & Clarkson, P. J. (2011a). An Integrated System for the Aerodynamic Design of Compression Systems—Part I: Development. *Journal of Turbomachinery*, 133(1), 011011. doi:10.1115/1.4000534
- Ghisu, T., Parks, G. T., Jarrett, J. P. & Clarkson, P. J. (2011b). An Integrated System for the Aerodynamic Design of Compression Systems—Part II: Application. *Journal of Turbomachinery*, 133(1), 011012. doi:10.1115/1.4000535
- Goinis, G. (2020). *Gehäusestrukturierungen für transsonische Verdichter* (Diss., Ruhr-Universität Bochum). doi:10.13154/294-7905
- Grieb, H. (2009). *Verdichter für Turbo-Flugtriebwerke*. doi:10.1007/978-3-540-34374-5
- Hergt, A., Dorfner, C., Steinert, W., Nicke, E. & Schreiber, H.-A. (2009). Advanced Non-Axisymmetric Endwall Contouring for Axial Compressors by Generating an Aerodynamic Separator—Part II:

- Experimental and Numerical Cascade Investigation. In *Proceedings of ASME 2009 Turbo Expo* (GT2009–59384). doi:10.1115/GT2009-59384
- Horlock, J. H. (1990). The Use of Circumferentially Varying Stagger Guide Vanes in an Axial Flow Pump or Compressor. *Journal of Turbomachinery*, 112(2), 294–297. doi:10.1115/1.2927652
- Jarrett, J. P., Ghisu, T. & Parks, G. T. (2009). On the Coupling of Designer Experience and Modularity in the Aerothermal Design of Turbomachinery. *Journal of Turbomachinery*, 131(3), 031018. doi:10.1115/1.2992513
- Jones, M. G., Barton, M. T. & O'Brien, W. F. (1996). The use of circumferentially nonuniform stators to attenuate LP Compressor Rotor-Stator-Strut Aerodynamic and mechanical interactions. In *Proceedings of ASME 1996 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition* (96-GT–154). Birmingham, UK.
- Junge, L. (2022). *A new harmonic balance approach using multidimensional time* (Diss., Ruhr-Universität Bochum). doi:10.13154/294-9604
- Junge, L., Ashcroft, G., Jeschke, P. & Frey, C. (2015). On the Application of Frequency-Domain Methods to Multistage Turbomachinery. In *Proceedings of ASME 2015 Turbo Expo* (GT2015–42936). doi:10.1115/GT2015-42936
- Junge, L., Frey, C., Ashcroft, G. & Kügeler, E. (2021). A New Harmonic Balance Approach Using Multidimensional Time. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 143(8), 081007. doi:10.1115/1.4049698
- Karakasis, M. K., Naylor, E. M. J., Miller, R. J. & Hodson, H. P. (2010). The Effect of an Upstream Compressor on a Non-Axisymmetric S-Duct. In *Proceedings of ASME 2010 Turbo Expo* (GT2010–23404). doi:10.1115/GT2010-23404
- Kasper, A., Dygutsch, T., Grund, S., Beversdorff, M., Hakansson, S., Nicke, E. & Lejon, M. (2022). Experimental Investigation of an Aggressive S-Shaped Intermediate Compressor Duct. In *Proceedings of ASME 2022 Turbo Expo* (GT2022–82449). Rotterdam, Netherlands.
- Kasper, A., Hergt, A., Stürzebecher, T., Grund, S., Flamm, J. & Nicke, E. (2021). Flow Structure within an Aggressive S-Shaped Intermediate Compressor Duct. *Journal of Physics: Conference Series*, 1909(1), 012025. doi:10.1088/1742-6596/1909/1/012025
- Kožulović, D. & Röber, T. (2006). Modelling the Streamline Curvature Effects in Turbomachinery Flows. In *Proceedings of ASME 2006 Turbo Expo* (GT2006–90265). doi:10.1115/GT2006-90265
- Kurzke, J. & Halliwell, I. (2018). *Propulsion and Power*. doi:10.1007/978-3-319-75979-1
- Lechner, C. & Seume, J. (Hrsg.). (2010). *Stationäre Gasturbinen*. doi:10.1007/978-3-540-92788-4
- Naylor, E. M. J., Dueñas, C. O., Miller, R. J. & Hodson, H. P. (2010). Optimization of Nonaxisymmetric Endwalls in Compressor S-Shaped Ducts. *Journal of Turbomachinery*, 132(1), 011011. doi:10.1115/1.3103927
- Nikuradse, J. (1929). *Untersuchungen über die Strömungen des Wassers in konvergenten und divergenten Kanälen* (VDI-Heft Nr. 289). Kaiser Wilhelm-Institut für Strömungsforschung. Göttingen.
- Ortiz Dueñas, C., Miller, R. J., Hodson, H. P. & Longley, J. P. (2007). Effect of Length on Compressor Inter-Stage Duct Performance. In *Proceedings of ASME 2007 Turbo Expo* (GT2007–27752). doi:10.1115/GT2007-27752

- Pottmann, S. (2021). *Multidisziplinäre Auslegung eines zweieinhalbstufigen Niederdruckverdichters an seiner aerodynamischen Belastungsgrenze* (Diss., Ruhr-Universität Bochum). doi:10.13154/294-8720
- Pratt & Whitney. (2015). P&W 1100G-JM Line and Base Maintenance.
- Reutter, O., Ashcroft, G., Nicke, E. & Kuegeler, E. (2018). Comparison of Experiments, Full-Annulus-Calculations and Harmonic-Balance-Calculations of a Multi-Stage Compressor. In *Proceedings of GPPS 2018 Global Power and Propulsion Forum* (GPPS-NA-2018-0123). doi:10.5281/zenodo.1343517
- Reutter, O., Ashcroft, G., Nicke, E. & Kuegeler, E. (2017). Unsteady Full Annulus Multi-Stage Compressor Calculations - Details on CFD-Experiment Comparison. In *Proceedings of 6th CEAS Aerospace Europe Conference* (Paper. No. 888). Bukarest, Rumania.
- Rick, H. (2013). *Gasturbinen und Flugantriebe*. doi:10.1007/978-3-540-79446-2
- Röber, T., Kožulović, D., Kuegeler, E. & Nürnberger, D. (2006). Appropriate Turbulence Modelling for Turbomachinery Flows using a Two-Equation Turbulence Model. *New Results in Numerical and Experimental Fluid Mechanics V*, 92, 446–454. doi:10.1007/978-3-540-33287-9_55
- Rolls-Royce (Hrsg.). (2005). *The Jet Engine* (6. ed.). London, UK: Rolls-Royce plc.
- Schlichting, H. & Gersten, K. (2006). *Grenzschicht-Theorie* (10., überarb. Aufl). doi:10.1007/3-540-32985-4
- Schmitz, A. (2020). *Multifidelity-Optimierungsverfahren für Turbomaschinen* (Diss., Ruhr-Universität Bochum). doi:10.13154/294-7899
- Schnös, M. (2020). *Eine Auslegungsmethodik für mehrstufige Axialverdichter auf Basis einer Profildatenbank* (Diss., Ruhr-Universität Bochum). doi:10.13154/294-7906
- Schnös, M. & Nicke, E. (2017). A Database of Optimal Airfoils for Axial Compressor Throughflow Design. *Journal of Turbomachinery*, 139(5), 051008. doi:10.1115/1.4035075
- Schnös, M., Voß, C. & Nicke, E. (2018). Design optimization of a multi-stage axial compressor using throughflow and a database of optimal airfoils. *Journal of the Global Power and Propulsion Society*, 2, 516–528. doi:10.22261/JGPPS.W5N911
- Schubauer, G. B. & Klebanoff, P. S. (1951). *Investigation of Separation of the Turbulent Boundary Layer* (National Advisory Committee for Aeronautics Report Nr. 1030).
- Schulmeyer, A. (1989). *Enhanced Compressor Distortion Tolerance Using Asymmetric Inlet Guide Vane Stagger* (Masterarbeit, Massachusetts Institute of Technology).
- Sezal, I., Chen, N., Aalburg, C., Gadamsetty, R. K. V., Erhard, W., Del Greco, A. S., ... Lang, M. (2016). Introduction of Circumferentially Nonuniform Variable Guide Vanes in the Inlet Plenum of a Centrifugal Compressor for Minimum Losses and Flow Distortion. *Journal of Turbomachinery*, 138(9), 091008. doi:10.1115/1.4032884
- Siggeirsson, E. M. V., Andersson, N. & Burak Olander, M. (2021). Numerical and Experimental Aerodynamic Investigation of an S-Shaped Intermediate Compressor Duct With Bleed. *Journal of Turbomachinery*, 143(10), 101003. doi:10.1115/1.4050670
- Siller, U. & Aulich, M. (2010). Multidisciplinary 3D-Optimization of a Fan Stage Performance Map With Consideration of the Static and Dynamic Rotor Mechanics. In *Proceedings of ASME 2010 Turbo Expo* (GT2010-22792). doi:10.1115/GT2010-22792

- Siller, U., Voß, C. & Nicke, E. (2009). Automated Multidisciplinary Optimization of a Transonic Axial Compressor. In *Proceedings of 47th AIAA Aerospace Sciences Meeting including The New Horizons Forum and Aerospace Exposition* (AIAA 2009–863). doi:10.2514/6.2009-863
- Sonoda, T., Arima, T. & Oana, M. (1997). The Influence of Downstream Passage on the Flow Within an Annular S-Shaped Duct. In *Proceedings of ASME 1997 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition* (97-GT–83). Orlando, Florida, USA.
- Sonoda, T., Arima, T. & Oana, M. (1998). The Effect of Inlet Boundary Layer Thickness on the Flow Within an Annular S-Shaped Duct. In *Proceedings of ASME 1998 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition* (98-GT–260). doi:10.1115/98-GT-260
- Spanelis, A. & Walker, A. D. (2022). Aerodynamic Influence of a Bleed on the Last Stage of a Low-Pressure Compressor and S-Duct. *Journal of Turbomachinery*, 144(2), 021007. doi:10.1115/1.4052134
- Stürzebecher, T., Goinis, G., Voß, C., Sahota, H., Groth, P. & Hammer, S. (2018). Automated Aerodynamic Optimization of an Aggressive S-Shaped Intermediate Compressor Duct. In *Proceedings of ASME 2018 Turbo Expo* (GT2018–75184). doi:10.1115/GT2018-75184
- von Karman, T. (1934). Some Aspects of the Turbulence Problem. In *Proceedings of the 4th International Congress of Applied Mechanics* (S. 54–91). Cambridge, UK.
- Voß, C., Aulich, A. & Raitor, T. (2015). Metamodel Assisted Aeromechanical Optimization of a Transonic Centrifugal Compressor. In *15th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery*, Honolulu, Hawaii, USA.
- Wadia, A. R., Szucs, P. N. & Gundy-Burlet, K. L. (1999). Design and Testing of Swept and Leaned Outlet Guide Vanes to Reduce Stator–Strut–Splitter Aerodynamic Flow Interactions. *Journal of Turbomachinery*, 121(3), 416–427. doi:10.1115/1.2841334
- Walker, A. D., Barker, A. G. & Carrotte, J. F. (2011). Numerical Design and Experimental Evaluation of an Aggressive S-Shaped Compressor Transition Duct With Bleed. In *Proceedings of ASME 2011 Turbo Expo* (GT2011–45628). doi:10.1115/GT2011-45628
- Walker, A. D., Barker, A. G., Carrotte, J. F., Bolger, J. J. & Green, M. J. (2012). Integrated Outlet Guide Vane Design for an Aggressive S-Shaped Compressor Transition Duct. *Journal of Turbomachinery*, 135(1), 011035. doi:10.1115/1.4006331
- Walker, A. D., Barker, A. G., Mariah, I., Peacock, G. L., Carrotte, J. F. & Northall, R. M. (2014). An Aggressive S-Shaped Compressor Transition Duct With Swirling Flow and Aerodynamic Lifting Struts. In *Proceedings of ASME 2014 Turbo Expo* (GT2014–25844). doi:10.1115/GT2014-25844
- Walker, A. D., Mariah, I. & Hall, C. (2021). An Experimental, Aerodynamic Evaluation of Design Choices for a Low-Pressure Compressor Transition Duct. *Journal of Turbomachinery*, 143(9), 091004. doi:10.1115/1.4050598
- Walker, A. D., Mariah, I., Tsakmakidou, D., Vadhvana, H. & Hall, C. (2020). The Influence of Fan Root Flow on the Aerodynamic of a Low-Pressure Compressor Transition Duct. *Journal of Turbomachinery*, 142(1), 011002. doi:10.1115/1.4045272
- Wallin, F., Bergstedt, R., Walker, A. D. & Peacock, G. L. (2015). Aerodesign and Validation of Turning Struts for an Intermediate Compressor Duct. In *Proceedings of 22nd Int. Symposium on Air Breathing Engines* (ISABE-2015–22143). Phoenix, Arizona, USA.

- Wallin, F. & Eriksson, L.-E. (2006). Response Surface-Based Transition Duct Shape Optimization. In *Proceedings of ASME 2006 Turbo Expo* (GT2006–90978). doi:10.1115/GT2006-90978
- Wallin, F., Johansson, P. & Robertsson, T. (2011). Design of Integrated Turning Vanes for a Compressor Transition Duct. In *Proceedings of 20th Int. Symposium on Air Breathing Engines* (ISABE-2011–1213).
- Wallin, F., Langholf, P. & Nicke, E. (2019). Aerodynamic Test Campaign of next Generation Aggressive Intermediate Compressor Ducts. In *Proceedings of 24th Int. Symposium on Air Breathing Engines* (ISABE 2019–24124). Canberra, Australia.
- Walsh, P. P. & Fletcher, P. (2004). *Gas Turbine Performance* (1. Aufl.). doi:10.1002/9780470774533
- Wilcken, H. (1930). Turbulente Grenzschichten an gewölbten Flächen. *Ingenieur-Archiv*, 1(4), 357–376. doi:10.1007/BF02095927
- Wu, Y., Li, B., Teng, J., Chen, Y., Li, Y. & Wang, H. (2013). Automated Design Optimization and Experimental Validation for Intermediate Casing Duct of Aeroengine. In *Proceedings of ASME 2013 Turbo Expo* (GT2013–94137). doi:10.1115/GT2013-94137

Abbildungsverzeichnis

1-1 Schematische Darstellung der Module sowie der Kraftübertragung zwischen Triebwerk und Flugzeugstruktur anhand des Turbofan Triebwerkes PW1100G-JM, angelehnt an Pratt & Whitney (2015).	2
2-1 Geometrische Charakteristika eines Verdichterübergangskanals: Steigung $\Delta R/L$ und Flächenverhältnis A_2/A_1	5
2-2 Einordnung von Übergangskanälen aus Forschungs- und Triebwerkskonfigurationen anhand der Steigung $\Delta R/L$ und des Flächenverhältnis A_2/A_1	6
2-3 Geschwindigkeitsprofil einer turbulenten Strömung in einem rechteckigen Kanal mit variiertem Öffnungswinkel unter Einfluss konstanter Druckgradienten, angelehnt an Nikuradse (1929).	8
2-4 Beispielhafte quantitative Betrachtung der Veränderung des Drehimpulses in Abhängigkeit generischer Geschwindigkeitsprofile. Oben: Lineare Verläufe. Unten: Verlauf innerhalb einer turbulenten Grenzschicht.	10
2-5 Wirkweise konvexer und konkaver Endwände auf eine turbulente Grenzschicht in kreisförmiger Kanalströmung, angelehnt an Bailey (1997)..	10
2-6 Oben: Wirkung der konkaven und konvexen Krümmungen auf das statische Druckfeld ((+): hoher Druck; (-): geringer Druck) und die so induzierten Komponenten des Druckgradienten in radialer Richtung wie auch in Strömungsrichtung. Pfeile deuten die Richtung des Druckgefälles an. Unten: Statische Druckverteilung an Nabe und Gehäuse, angelehnt an Bailey (1997).	11
2-7 Statische Druckverteilung an Nabe und Gehäuse superpositioniert mit der Druckverteilung einer Stützstrebe, angelehnt an Bailey (1997)..	13
2-8 Sekundärströmungseffekte an einem Übergangskanal mit Stützstrebe mit markierten Bereichen in denen die Strömung beschleunigt bzw. verzögert wird, angelehnt an Naylor et al. (2010).	14
2-9 Zusammenhang der Radienverhältnisse zwischen Ein- und Austritt des Kanals für Nabe (N) und Gehäuse (G).	15
2-10 Einfluss von drallbehafteter Strömung an den Endwänden auf den Verlauf des statischen Druckkoeffizienten c_p	15
3-1 Übergangskanal Modellkonfigurationen ICD Rig A und B.	24
3-2 2-Wellen-Verdichtersystem.	25
4-1 Rechendomäne und -netz am Beispiel der Modellkonfiguration ICD Rig A.	29
4-2 Parametrisierung für Längenverkürzung und radiale Anpassung der Naben- und Gehäusekontur.	30

4-3 Vergleich der Pareto optimalen Geometrien und ICD Rig B anhand der Zielfunktionen.	30
4-4 Kennzahlen für OGV und Stützstrebe über axiale Längenreduktion aufgetragen.	31
4-5 Detailansicht der Geometrien ICD Rig A, ICD A01 bis ICD A03 im Bereich zwischen OGV Hinterkante (HK) und Stützstreben Vorderkante (VK).	31
4-6 Gemittelte meridionale Machzahl in S2-Ebene, Verlauf der Querschnittsfläche und Verlauf des statischen Drucks an der Nabe und Gehäuse für ICD Rig A, ICD A01, ICD A02 und ICD A03.	32
4-7 Vergleich der Querschnittsflächen der Übergangskanäle im Bereich der Stützstrebe.	33
4-8 Parametrisierung der Naben- und Gehäusekontur sowie der Endwandkonturierung.	34
4-9 Vergleich zwischen Wandschubspannung und Isoflächen der axialen Geschwindigkeit und der Machzahl in Seitenansicht (a)-(b).	36
4-10 Vergleich der Optimierungsergebnisse anhand der Pareto-Front mit der Ausgangsgeometrie ICD Rig B.	37
4-11 Gemittelte meridionale Machzahl in S2-Ebene, Verlauf der Querschnittsfläche und Verlauf des statischen Drucks an der Nabe für ICD Rig B, BP_{ADP}	37
4-12 Vergleich der Betriebspunkte BP_{ADP} und BP_{inz} . Gestrichelte Streichlinien zeigen die Strömung von der Nabenendwand auf die Stützstrebe. Gelb markierte Isoflächen negativer Axialgeschwindigkeit zeigen Gebiete von Strömungsablösungen. X-konstant-Schnitte zeigen Regionen mit geringen Strömungsgeschwindigkeiten anhand der Machzahl. Als Konturplot ist der statische Druck zu sehen.	38
4-13 Stützstrebe mit Streichlinien und Isofläche negativer Axialgeschwindigkeit für BP_{ADP} (a)-(d) und BP_{inz} (e)-(h).	38
4-14 Austrittsleitgitter: Saugseite mit Streichlinien und Isofläche negativer Axialgeschwindigkeit für die Betriebspunkte BP_{ADP} (a)-(d) und BP_{inz} (e)-(h).	38
4-15 Radiale Verteilungen des Abströmwinkels des Austrittsleitgitters für die Betriebspunkte BP_{ADP} und BP_{inz}	39
4-16 Radiale Verteilungen des Abströmwinkels der Stützstrebe für die Betriebspunkte BP_{ADP} und BP_{inz}	39
4-17 Statische Druckverteilung an Nabe und Gehäuse für BP_{ADP}	40
4-18 Radiale Verteilung der Totaldruckverluste über die Stützstrebe im BP_{ADP}	40
4-19 Hinterkantenansicht der Stützstrebe.	40
4-20 Endwandkonturierung der Geometrie ICD B03. Relative radiale Differenz zu den umfangssymmetrischen Endwänden des ICD Rig B. Definition von Auswerteebenen auf konstanten Umfangswinkeln: 8° , 18° , 28°	41

4-21 Vergleich des Betriebspunktes BP_{ADP} . Gestrichelte Streichlinien zeigen die Strömung von der Nabenendwand auf die Stützstrebe. Gelb markierte Isoflächen negativer Axialgeschwindigkeit zeigen Gebiete von Strömungsablösungen. X-Konstant-Schnitte zeigen Regionen mit geringen Strömungsgeschwindigkeiten anhand der Machzahl. Als Konturplot ist der statische Druck zu sehen.	42
4-22 Strakverläufe und statischer Druck für achsensymmetrische Geometrien sowie für EWK bei $\Theta=18^\circ$	42
4-23 Einfluss von Endwandkonturierung (EWK) und radialer Wölbung der Stützstrebenhinterkante auf den Abströmwinkel und den Totaldruckverlust des Übergangskanals.	42
4-24 Einfluss von Endwandkonturierung (EWK) und radialer Wölbung der Stützstrebenhinterkante auf den Totaldruck am Austritt des Übergangskanals.	43
4-25 Einfluss von Endwandkonturierung (EWK) und radialer Wölbung der Stützstrebenhinterkante auf den Abströmwinkel am Austritt des Übergangskanals.	43
5-1 Rechendomäne und -netz.	45
5-2 Geometrische Parametrisierung von Naben- und Gehäusekontur über Konstruktionslinie (grün) und darauf abgetragene Höhen (h_1, h_2, \dots). Gitter parametrisiert auf Konstruktionslinien (weiß gestrichelt) über Staffelungswinkel.	46
5-3 Verdichterkennfeld mit Massenstrom- und Totaldruckrestriktionen für die Betriebspunkte: Leerlauf, Teillast, Design und Überlast.	48
5-4 Vergleich der Pareto optimalen Geometrien und des 2WVS anhand der Zielfunktionen im BP_{ADP}	50
5-5 Vergleich der Pareto optimalen Geometrien und des 2WVS anhand des Totaldruckverlustes und der Längenverkürzung für den Übergangskanal.	50
5-6 Vergleich der Pareto optimalen Geometrien und des 2WVS anhand des isentropen Wirkungsgrades und der Längenverkürzung für das Gesamtsystem als auch für die einzelnen Module und Stufen.	51
5-7 Kennlinien für das Verdichtungssystem der Pareto optimalen Geometrien und des 2WVS in allen betrachteten Drehzahlkombinationen normiert auf den BP_{ADP} : (a)-(d) Totaldruckverhältnis und (e)-(h) isentroper Wirkungsgrad. Detailansichten zeigen $BP_{PRT, NSL}$ und $BP_{DSG, NSL}$ und die zugehörigen Totaldruck- und Massenstromnebenbedingungen (blau markierter Bereich).	52
5-8 Vergleich der Pumpgrenzabstände für die Pareto optimalen Geometrien und das 2WVS.	53
5-9 Vergleich des isentropen Wirkungsgrades entlang der Arbeitslinie für die Pareto-optimalen Geometrien bezogen auf das 2WVS.	53
5-10 Radiale Verteilungen am Rotor und OGV Austritt normiert auf die NDV Eintrittsbedingungen im BP_{ADP} . Gestrichelte Linien zeigen meridionale Machzahl um die Flächenänderung am OGV Austritt korrigiert.	54
5-11 Radiale Verteilungen für die NDV Stufe, den Rotor sowie das OGV im BP_{ADP}	55

5-12 Isentrope Machzahl sowie Profilschnitte auf unterschiedlichen relativen Kanalhöhen des NDV OGV im BP_{ADP} .	56
5-13 Streichlinien auf der Saugseite des Austrittsleitgitters und Isoflächen mit negativer Axialgeschwindigkeit für den BP_{ADP} .	56
5-14 Gemittelte meridionale Machzahl in S2-Ebene, Verlauf der Querschnittsfläche und Verlauf des statischen Drucks an der Nabe und Gehäuse für 2WVS, 2WVS A01, 2WVS A02 und 2WVS A03 im BP_{ADP} .	57
5-15 Vergleich der Querschnittsflächen der Übergangskanäle im Bereich der Stützstrebe.	58
5-16 Radiale Verteilung der Totaldruckverluste über den Übergangskanal im BP_{ADP} .	58
5-17 Streichlinien auf der Stützstrebe und Isoflächen negativer Axialgeschwindigkeit für den BP_{ADP} . Linke und rechte Seite der Stützstrebe in Orientierung zur Strömungsrichtung.	59
5-18 Streichlinien auf der nabenseitigen Endwand des Übergangskanals und Flächen mit negativer Axialgeschwindigkeit für den BP_{ADP} .	59
5-19 Totaldruckverteilung der S3-Austrittsfläche des Übergangskanals (zwischen Stützstrebe und IGV) im BP_{ADP} normiert auf die Eintrittsbedingungen des Kanals.	59
5-20 Radiale Verteilungen am Eintritt des HDV IGV normiert auf die HDV Eintrittsbedingungen.	60
5-21 Radiale Verteilungen an den Eintritten von HDV Rotor 1, Stator 1, Rotor 2 und Stator 2 normiert auf die HDV Eintrittsbedingungen.	61
5-22 Radiale Verteilung des Totaldruckverhältnisses und des isentropen Wirkungsgrades für den HDV.	62
5-23 Radiale Verteilung von Stufenkenngrößen für HDV Stufe 1 und 2.	63
5-24 Radiale Verteilung der Rotorwirkungsgrade bzw. Statorverluste normiert auf den BP_{ADP} .	64
5-25 Isentrope Machzahl sowie Profilschnitte für Rotor 1 und Stator 1 auf unterschiedlichen relativen Kanalhöhen. (a)-(c) Rotor 1 und (d)-(f) Stator 1.	66
5-26 Rotor- und Stufenkennlinien bei Designdrehzahl normiert auf den BP_{ADP} . Rotor gestrichelt und Stufen mit durchgezogener Linie dargestellt.	67
5-27 Wirkungsgradverläufe für die Rotoren und Stufen bei Designdrehzahl normiert auf den BP_{ADP} . Rotor gestrichelt und Stufen mit durchgezogener Linie dargestellt.	68
5-28 Totaldruckverluste für die Statoren bei Designdrehzahl. Wertebereich und Skalierung für die gezeigten Statoren identisch.	68
5-29 Radiale Verteilung des Totaldruckverhältnisses und des isentropen Wirkungsgrades jeweils für einen Betriebspunkt bei Designdrehzahl auf der Arbeitslinie (durchgezogene Linien) und an der Pumpgrenze (gestrichelte Linien).	69
5-30 Radiale Verteilung aerodynamischer Kenngrößen jeweils für einen Betriebspunkt bei Designdrehzahl auf der Arbeitslinie (durchgezogene Linien) und an der Pumpgrenze (gestrichelte Linien).	70

5-31 Streichlinien für die Saugseiten der Gitter und Isoflächen negativer Axialgeschwindigkeit im Betriebspunkt bei Design Drehzahl an der Pumpgrenze.	71
5-32 Streichlinien auf der nabenseitigen Endwand und Flächen mit negativer Axialgeschwindigkeit im Betriebspunkt bei Design Drehzahl an der Pumpgrenze.	72
5-33 Radiale Verteilung der Totaldruckverluste für den Übergangskanal und das IGV im Betriebspunkt bei Design Drehzahl auf der Arbeitslinie (durchgezogene Linien) und an der Pumpgrenze (gestrichelte Linien)..	72
5-34 Vergleich der Totaldruckverluste im Übergangskanal im Betriebspunkt bei Design Drehzahl auf der Arbeitslinie und an der Pumpgrenze.	72
6-1 Rechendomäne und -netz für 2WVS-MP A03.	76
6-2 Ein- und Mehr-Passagen-Netz: Vergleich der Netzauflösung in Umfangsrichtung an den Schnittstellen zwischen OGV, Stützstrebe und IGV (Darstellung der Nabe) zwischen den Konfigurationen 2WVS A03 und 2WVS-MP A03.	76
6-3 Parametrisierung der OGVs über den Umfang mittels Staffelungswinkel und Umfangsposition der Gitter. Ausgangsposition der OGVs in grau und beispielhafte Umstaffelung und Veränderung der Umfangspositionen in blau (interpoliert) und grün (Stützstellen). Vorderkante der Stützstrebe nur angedeutet.	78
6-4 Verteilungen des statischen und Totaldrucks in der S3-Ebene sowie extrahierte Druckverteilungen über den Umfang auf diskreten Kanalhöhen.	78
6-5 Totaldruckverteilung zwischen Stützstrebe und HDV IGV über Absolutwerte der Umfangskoordinate aufgetragen. Beispielhaft markierte Fläche für 5% Kanalhöhe, welche durch Gleichung (6-2) reduziert werden soll.	79
6-6 Pareto optimale Geometrien und Ausgangsgeometrie 2WVS-MP A03 dargestellt anhand der Zielgrößen.	80
6-7 Geometrische Variation der OGVs im Staffelungswinkel, in der Umfangsposition sowie in der radialen Wölbung. (a) und (b): Darstellung der OGV Profile an der Nabe.	81
6-8 Variation der Umfangsposition bzw. -winkels und des Staffelungswinkels über die OGV Gitter und Passagen. Passage 1 liegt zwischen den Gittern 1 und 2, Passage 2 zwischen Gitter 2 und 3 usw.	81
6-9 Störung im statischen Druck zwischen NDV Rotor und OGV dargestellt anhand S3-Ebene und Umfangsverteilungen für die Pareto optimalen Geometrien und das 2WVS-MP A03.	83
6-10 Isentrope Machzahl der OGV Gitter auf 12.5% Kanalhöhe. Vergleich der Pareto optimalen Geometrien mit 2WVS-MP A03.	83
6-11 Störung im absoluten Strömungswinkel und der Machzahl zwischen NDV Rotor und OGV dargestellt anhand S3-Ebene und Umfangsverteilungen für die Pareto optimalen Geometrien und das 2WVS-MP A03.. . . .	84

6-12 Links: Machzahl in S3-Ebene zwischen NDV OGV und Stützstrebe dargestellt für die Pareto optimalen Geometrien und das 2WVS-MP A03. Rechts: Sekundärströmungen auf den OGV Saugseiten visualisiert durch Streichlinien und Isoflächen negativer Axialgeschwindigkeit. Zusätzliche Teildarstellung niedriger Machzahlen in der S3-Ebene.	85
6-13 Streichlinien auf der nabenseitigen Endwand der OGVs und des Übergangskanals. Gelb markierte Gebiete zeigen negative Axialgeschwindigkeit bzw. Strömungsablösungen. Schwarze Streichlinien lösen hinter den OGVs ab und mischen sich mit Freiströmung. Grüne Streichlinien markieren neu ausgebildete Grenzschicht.	86
6-14 Totaldruckverteilung in der S3-Ebene und als Umfangsverteilungen auf unterschiedlichen Kanalhöhen zwischen Stützstrebe und HDV IGV.	87
6-15 Totaldruckverteilung in der S3-Ebene zwischen HDV IGV und Rotor 1 für die Pareto optimalen Geometrien und 2WVS-MP A03.	88
6-16 Instantane Darstellung der Entropie und Machzahl in der S1-Ebene auf 20% Kanalhöhe für die Pareto optimalen Geometrien und 2WVS-MP A03.	89
6-17 Vergleich des isentropen Wirkungsgrades aus stationären (hell) und instationären (dunkel) Simulationen bezogen auf die Geometrie 2WVS-MP A03.	90
6-18 Vergleich des Totaldruckverlusts ω aus stationären (hell) und instationären (dunkel) Simulationen bezogen auf die Geometrie 2WVS-MP A03.	90
7-1 Vergleich der Pareto optimalen Geometrien aus der modularen (ICD) und der modulübergreifenden (2WVS) Studie. Normierung der Verluste auf die längste Geometrie der jeweiligen Studie. Meridionale Machzahl am Austritt des Übergangskanals hinter der Stützstrebe.	94
A1 Strakverläufe und statischer Druck für achsensymmetrische Geometrien sowie für EWK bei $\Theta=8, 18$ und 28°	97
B2 Rotor- und Stufenkennlinien normiert auf den BP_{ADP} : (a)-(c) Leerlauf, Teillast (d)-(f) und (g)-(i) Überlast. Rotor gestrichelt und Stufen mit durchgezogener Linie dargestellt.	99
B3 Wirkungsgradverläufe für die Rotoren und Stufen normiert auf den BP_{ADP} : (a)-(c) Leerlauf, Teillast (d)-(f) und (g)-(i) Überlast. Rotor gestrichelt und Stufen mit durchgezogener Linie dargestellt.	100
B4 Totaldruckverluste für die Statoren: (a)-(c) Leerlauf, (d)-(f) Teillast und (g)-(i) Überlast. Wertebereich und Skalierung für alle Statoren einer Drehzahl identisch.	101
B5 Stromlinien für die Saugseiten der Gitter und Isoflächen negativer Axialgeschwindigkeit im BP_{ADP}	102
C6 Isentrope Machzahl der OGV Gitter auf 50% und 87.5% Kanalhöhe. Vergleich der Pareto optimalen Geometrien mit 2WVS-MP A03.	104
C7 Entropie und Machzahl in der S1-Ebene auf 50% Kanalhöhe für die Pareto optimalen Geometrien und 2WVS-MP A03.	105

C8 Entropie und Machzahl in der S1-Ebene auf 90% Kanalhöhe für die Pareto optimalen Geometrien und 2WVS-MP A03..	106
--	-----

Tabellenverzeichnis

3-1 Schaufelzahlen der Modellkonfigurationen ICD Rig A und B.	24
3-2 Geometrische Kennzahlen der Modellkonfigurationen ICD Rig A und B sowie für drei in der Länge variierte Geometrien. Die Werte für ΔL , $\Delta\theta$ und $\Delta(A_2/A_1)$ beziehen sich auf das ICD Rig A.	24
3-3 Definition der Betriebspunkte für die Modellkonfigurationen ICD Rig A und B nach Wallin et al. (2019).	24
3-4 Komponentenunterteilung und Schaufelzahlen des 2-Wellen-Verdichtersystems.	25
3-5 Geometrische Kennzahlen des 2-Wellen-Verdichtersystems und drei weiterer in der Länge variiertes Geometrien. Die Werte für ΔL , $\Delta\theta$ und $\Delta(A_2/A_1)$ beziehen sich auf das ICD Rig A.	26
3-6 Betriebspunkte des 2-Wellen-Verdichtersystems: Wellendrehzahlen und Zapfluft nach Dygutsch et al. (2022).	26
5-1 Überblick der Verteilung freier Parameter.	47