



Diplomarbeit

Bewertung von Fluideinblasung an einem mehrstufigen Hochdruckverdichter mit einem Stromlinienkrümmungsverfahren

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines Diplom-Ingenieurs unter der Leitung von

Ao.Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Reinhard Willinger E302 Institut für Energietechnik und Thermodynamik Forschungsbereich Strömungsmaschinen

und

Dipl.-Ing. Dr.techn. Roland Matzgeller MTU Aero Engines GmbH

eingereicht an der Technischen Universität Wien Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften

von

Lukas Koller Matrikelnummer: 0525828 Oberer Markt 36 3541 Senftenberg

Wien, August 2011

Danksagung

Diese Diplomarbeit entstand im Rahmen des Abschlusses meines Maschinenbau-Studiums an der TU Wien bei MTU Aero Engines GmbH in München. Im Folgenden möchte ich einigen Personen meinen Dank aussprechen, die mich während des Studiums und auch während meiner Diplomarbeit unterstützt, und so auch ihren Anteil an dieser Arbeit haben.

Seitens der TU Wien bedanke ich mich herzlich bei Ao.Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Reinhard Willinger, der sich bereit erklärte die Betreuung meiner Diplomarbeit zu übernehmen und auch den Kontakt zu MTU Aero Engines GmbH herstellte. Dort hatte ich die Möglichkeit, mich in einem professionellen Umfeld mit dem Thema Einblasung zu beschäftigen. Gleichzeitig bekam ich dabei einen Einblick in die Arbeitsabläufe und Strukturen eines Triebwerksherstellers. Meinem Betreuer vor Ort, Dipl.-Ing. Dr.techn. Roland Matzgeller, möchte ich an dieser Stelle, stellvertretend für die gesamte Abteilung TEAV, für die gute Zusammenarbeit und Betreuung danken.

Ein besonders großer Dank gilt aber vor allem meiner gesamten Familie, die mich während meines Studiums in allen Belangen unterstützte und mir immer einen großen Rückhalt bot. Besonders zu schätzen weiß ich die große Unterstützung meiner Eltern nicht nur in finanzieller Hinsicht. Sehr herzlich möchte ich mich auch bei meiner Freundin Angelika bedanken, die mir all die Jahre als Stütze zur Seite stand und auch in schwierigen Situationen immer aufbauende Worte für mich übrig hatte.

Kurzfassung

Fluid-Einblasung im Bereich der Schaufelspitze vor einem spitzenkritischen Rotor stellt eine Möglichkeit zur Erweiterung des stabilen Betriebsbereichs eines Axialverdichters dar. Mit diesem Thema beschäftigte sich in den letzten Jahren eine Vielzahl von Autoren, wobei zumeist Messungen oder CFD-Rechnungen die Grundlage für die Untersuchungen bildeten (siehe [4], [8], [13], [19], [22]).

Um Einblasung im Zuge einer schnellen Vorauslegung eines Verdi chters mit berücksichtigen zu können, bedarf es Berechnungsverfahren, welche einen kleineren Zeit- und Kostenaufwand erfordern. Eine Möglichkeit stellt dabei das Stromlinienkrümmungsverfahren dar, welches gerade im Bereich der Vorauslegung breite Anwendung findet. Dabei handelt es sich um ein umfangssymmetrisches Verfahren zur Strömungsberechnung. Die diskrete Einblasung mit mehreren Einblasestellen am Umfang verteilt, welche im Vergleich zum Umfangsschlitz das größere Potential verspricht, verursacht zeitlich instationäre Zuströmbedingungen im Relativsystem des nachfolgenden Rotors. In diesem Zusammenhang wurde von Pichler [17] ein Berechnungsverfahren entwickelt, das es ermöglicht, das instationäre Verhalten in ein Stromlinienkrümmungsverfahren zu implementieren und damit Fälle mit diskreter Einblasung zu berechnen.

Das Berechnungsverfahren wird in der vorliegenden Arbeit anhand von Messdaten validiert und dahingehend erweitert, um die in einer Triebwerksanordnung angewendete Umblasung modellieren zu können. Im Zuge einer Konzeptstudie erfolgt dann mit Hilfe des Stromlinienkrümmungsverfahrens eine Neuauslegung eines bestehenden Verdichters, die das Potential der Einblasung bei Teillast nutzt, um im ADP eine Reduktion des spezifischen Treibstoffverbrauchs zu erzielen.

Nomenklatur

Lateinische Formelzeichen

a_{inj}	-	relativer Anteil des Einblasemassenstroms
AR	-	Schaufelseitenverhältnis
AR_{inj}	-	Seiten-/Höhenverhältnis der Einblasedüse
В	-	Versperrung
b_{inj}	m	Breite der Einblasedüse
С	${ m ms^{-1}}$	Strömungsgeschwindigkeit im Absolutsystem
C	m	Sehnenlänge
c_p	$\rm Jkg^{-1}K^{-1}$	spezifische isobare Wärmekapazität
d_{inj}	m	Höhe der Einblasedüse
DF	-	Diffusionsfaktor
h_t	${ m Jkg^{-1}}$	spezifische Totalenthalpie
H_t	J	Totalenthalpie
i	0	Inzidenz
l	m	charakteristische Länge
l	m	Schaufelhöhe
Ma	-	Machzahl
\dot{m}	${\rm kgs^{-1}}$	Massenstrom
\dot{m}_{inj}	%	auf den Hauptmassenstrom bezogener
		Einblasemassenstrom
\dot{m}_{red}	$\rm kgK^{\frac{1}{2}}s^{-1}Pa^{-1}$	reduzierter Massenstrom
N	s^{-1}	Drehzahl
N_{red}	$s^{-1} K^{-\frac{1}{2}}$	reduzierte Drehzahl
	%	auf die reduzierte Auslegungsdrehzahl bezogene
		reduzierte Drehzahl
n_z	-	Anzahl der Einblasedüsen
n_z	-	Schaufelzahl
p	Pa	statischer Druck
p_t	Pa	Totaldruck

r	m	Radius
r_{rel}	-	relative Kanalhöhe
R	$\rm Jkg^{-1}K^{-1}$	spezifische Gaskonstante
Re	-	Reynoldszahl
REP	%	Range Extension Parameter
R_k	-	Reaktionsgrad
S	m	Bogenlänge der Skelettlinie
SM	-	Pumpgrenzabstand
t	m	Teilung
T	К	statische Temperatur
T_t	К	Totaltemperatur
u	${\rm ms^{-1}}$	Umfangsgeschwindigkeit
v	${\rm ms^{-1}}$	allgemeine Strömungsgeschwindigkeit
w	${\rm ms^{-1}}$	Strömungsgeschwindigkeit im Relativsystem
x_{inj}	m	axialer Abstand der Einblasung vom Rotor

Griechische Formelzeichen

α	0	Strömungswinkel im Absolutsystem
β	0	Strömungswinkel im Relativsystem
γ	0	Neigung der Quasiorthogonalen in der
		mittleren Stromfläche
δ	0	Minderumlenkung
Δ		Differenz von zwei Größen
ε	-	Druckzahl
ε	0	lokale Neigung der mittleren Stromfläche gegen
		die Meridianstromfläche
ε	-	Reynoldskorrektur-Exponent
$\eta_{is,t}$	-	isentroper Totalwirkungsgrad
$\eta_{St,is,t}$	-	isentroper Total-Stufenwirkungsgrad
θ	-	Totaltemperaturverhältnis
κ	-	Isentropenexponent
ν	$\mathrm{m}^2\mathrm{s}^{-1}$	kinematische Zähigkeit
ξ	0	Staffelungswinkel
Π	-	Totaldruckverhältnis
Π_{s}	-	Statisch-zu-Totaldruckverhältnis

ρ	${ m kg}{ m m}^{-3}$	statische Dichte
σ	-	Überdeckung
φ	-	Durchflusszahl
ϕ	0	Neigung des Normalvektors in der
		mittleren Stromfläche
χ	0	Gitterwinkel
ψ	-	Arbeitszahl
ω	-	Totaldruckverlustbeiwert

Indizes

AP	Arbeitspunkt
aus	Austritt
ax	Axialrichtung
bez	bezogen
ein	Eintritt
G	Gehäuse
i	Zählvariable
i	inkompressibel
inj	Einblasung
is	isentrop
k	kompressibel
N	Nabe
norm	normiert
norm PG	normiert Pumpgrenze
norm PG R	normiert Pumpgrenze Rotor
norm PG R ref	normiert Pumpgrenze Rotor Referenz
norm PG R ref S	normiert Pumpgrenze Rotor Referenz Stator
norm PG R ref S sek	normiert Pumpgrenze Rotor Referenz Stator sekundär
norm PG R ref S sek Sp	normiert Pumpgrenze Rotor Referenz Stator sekundär Spalt
norm PG R ref S sek Sp St	normiert Pumpgrenze Rotor Referenz Stator sekundär Spalt Stufe
norm PG R ref S sek Sp St St	normiert Pumpgrenze Rotor Referenz Stator sekundär Spalt Stufe Stoß
norm PG R ref S sek Sp St St St St st	normiert Pumpgrenze Rotor Referenz Stator sekundär Spalt Stufe Stoß Stall
norm PG R ref S sek Sp St St St St u	normiert Pumpgrenze Rotor Referenz Stator sekundär Spalt Stufe Stoß Stall Umfangsrichtung

Abkürzungen

ACARE	Advisory Council of Aeronautical Research in Europe
ADP	Aerodynamischer Auslegungspunkt
AP	Arbeitspunkt
CFD	Computational Fluid Dynamics
СТ	Casing Treatment
NEWAC	New Aero Engine Core Concepts
SGV	Stromliniengeometrieverfahren (Bezeichnung des
	MTU-internen Berechnungsprogramms)
SKV	Stromlinienkrümmungsverfahren

Inhaltsverzeichnis

	Non	nenklati	ur	i
1.	Einl	eitung	und Grundlagen	1
	1.1.	Verdic	hter-Betriebsverhalten	2
		1.1.1.	Bezogene Kenngrößen	2
		1.1.2.	Gesamtverdichter	5
		1.1.3.	Stufenkennlinien	6
		1.1.4.	Axiale und radiale Abstimmung (Matching)	7
		1.1.5.	Geometrie der Schaufelpassage	9
		1.1.6.	Stabilitätsgrenze eines Axialverdichters	11
		1.1.7.	Ansätze für Pumpgrenzkriterien	12
	1.2.	Einbla	sung vor dem Rotor	15
		1.2.1.	Wirkungsweise der Einblasung	15
		1.2.2.	Ergebnisse bisheriger Untersuchungen	17
		1.2.3.	Alternative Möglichkeiten zur Erhöhung der Teillaststabilität	21
	1.3.	Aufga	benstellung und Zielsetzung	21
2.	Rec	henver	fahren und Validierung	24
	2.1.	Strom	linienkrümmungsverfahren als Meridianstromverfahren	24
		2.1.1.	Koordinatensystem für ein Stromlinienkrümmungsverfahren	25
		2.1.2.	Modellbildung	26
		2.1.3.	Verwendete Korrelationen	27
		2.1.4.	Anwendung des Stromlinienkrümmungsverfahrens	30
		2.1.5.	Implementierung von Einblasung in ein Stromlinienkrümmungsver-	
			fahren	32
	2.2.	Validi	erung von Fällen ohne Einblasung	38
		2.2.1.	Ausgangspunkt und Zielsetzung der Anpassungen des Modells	38
		2.2.2.	Ergebnisse	40
	2.3.	Validi	erung von Fällen mit Einblasung	46
		2.3.1.	Verwendete Messdaten	46
		2.3.2.	Ergebnisse	47

	2.4.	Teilval	idierung einer Einblaseparameterstudie	52
		2.4.1.	Randbedingungen und Ergebnisse der Parameterstudie von Cassina	
			et al	53
		2.4.2.	Parameterstudie mit SGV	54
	2.5.	Erweit	erungen des Rechenmodells mit Einblasung	58
		2.5.1.	Verlustanpassung zur Erhaltung der Rechenfähigkeit	58
		2.5.2.	Implementierung der Umblasung	61
		2.5.3.	Wirkungsgradbilanzierung für Fälle ohne und mit Einblasung $\ .\ .$.	62
3.	Wirl	kungsg	radverbesserungspotential bei Verdichtern mit Einblasung	64
	3.1.	Schauf	elzahlreduktion	65
		3.1.1.	Auswirkungen auf den Wirkungsgrad im ADP	65
		3.1.2.	Auswirkungen bei Teillast	67
	3.2.	Zuströ	mung zum Frontrotor	68
		3.2.1.	Verbesserungsmöglichkeiten im ADP	68
		3.2.2.	Auswirkungen bei Teillast	69
	3.3.	Ringra	umanpassung der ersten Stufe	70
	3.4.	Zusam	menfassung und weitere Möglichkeiten zur Wirkungsgradsteigerung.	71
		3.4.1.	Reduktion der Stufenzahl	71
4.	Erge	ebnisse	der Konzeptstudie	73
	4.1.	Ausga	ngsmodell der Konzeptstudie	73
		4.1.1.	Beschreibung des Ausgangsmodells	74
		4.1.2.	Parametervariationen auf Grundlage des Ausgangsmodells	76
	4.2.	Neuau	slegung des Verdichters auf Basis eines angepassten Ausgangsmodells	82
		4.2.1.	Übergang zu einer auf Einblasung optimierten Verdichter-Auslegung	83
		4.2.2.	Auswirkungen der Stufenzahlreduktion	84
		4.2.3.	Gegenüberstellung der Modelle D und E	90
		4.2.4.	Anwendung von Umblasung am Modell E $\ \ \ldots \ \ldots \ \ldots \ \ldots \ \ldots$	93
5.	Zusa	ammen	fassung und Ausblick	97
Α.	Vorg	gangsw	eise bei der Anpassung des SGV-Modells	103
	A.1.	Param	eter die das Modell beeinflussen	103
	A.2.	Vorgar	ngsweise bei der Anpassung des SGV-Modells	104

Abbildungsverzeichnis

1.1.	Kennfeld eines Axialverdichters	5
1.2.	Stufenkennlinien	7
1.3.	(a) Verdichter-Kennfeld; (b) Stufencharakteristik der ersten Stufe; (c) Stu-	
	fencharakteristik der letzten Stufe	8
1.4.	(a) Geschwindigkeitsdreieck; (b) Geometrie der Schaufelpassage	10
1.5.	Mechanismus der rotierenden Abreißströmung in einem axialen Verdichter-	
	laufrad [24]	13
1.6.	Äquivalenz Schaufelpassage-Diffusor	14
1.7.	Statischer Druckaufbau in einem 4-stufigen Axialverdichter	15
1.8.	Geometrische Verhältnisse der Einblasung: (a) Meridianschnitt; (b) abge-	
	wickelte Zylinderfläche (Schnitt A-A)	16
1.9.	Kennlinien des Rotors mit und ohne Einblasung [8]	19
1.10.	Radialprofile vor dem Rotor mit und ohne Einblasung: (a) bezogene Total-	
	temperatur, (b) bezogener Totaldruck [8]	19
1.11.	Kennlinien der ersten Stufe (Gehäuse-Teilverdichter) [19]	20
2.1.	Lage der S1- und S2-Stromflächen in der Schaufelpassage [26]	25
2.2.	Koordinatensystem des Stromlinienkrümmungsverfahrens	26
2.3.	Gittercharakteristiken in Abhängigkeit der Machzahl $\ \ldots\ \ldots\ \ldots\ \ldots$	29
2.4.	Zuströmung bei diskreter Einblasung	33
2.5.	Gemessenes Kennfeld des Verdichters	39
2.6.	$N_{red} = 100\%$: (a) Gesamtkennlinie; (b) Wirkungsgradverlauf	41
2.7.	Stufenkennlinien bei $N_{red} = 100\%$: (a) Stufe 1; (b) Stufe 2	42
2.8.	$N_{red} = 90\%$: (a) Gesamtkennlinie; (b) Wirkungsgradverlauf	42
2.9.	$N_{red} = 85\%$: (a) Gesamtkennlinie; (b) Wirkungsgradverlauf	43
2.10.	Stufenkennlinien bei $N_{red} = 90\%$: (a) Stufe 1; (b) Stufe 2	44
2.11.	Stufenkennlinien bei $N_{red} = 85\%$: (a) Stufe 1; (b) Stufe 2	45
2.12.	ε_{bez} -Kennlinien der 4. und 5. Stufe: (a) $N_{red} = 90\%$; (b) $N_{red} = 85\%$	45
2.13.	Gesamtkennlinien mit und ohne Einblasung für $N_{red} = 85\%$	47

2.14.	Kennlinien des Rotors der 1. Stufe ohne und mit Einblasung bei N_{red} =	
	85%: (a) φ_{bez} - ε_{bez} -Kennlinie; (b) φ_{bez} - ψ_{bez} -Kennlinie	48
2.15.	Radial profile des 1. Rotors bei kalter Einblasung: (a) $\Pi_{R,bez}$ -Verlauf; (b)	
	$\theta_{R,bez}$ -Verlauf	51
2.16.	Radial profile des 1. Rotors bei heißer Einblasung: (a) $\Pi_{R,bez}$ -Verlauf; (b)	
	$\theta_{R,bez}$ -Verlauf	51
2.17.	Statischer Druckaufbau der Stufe: (a) Variation des Einblasewinkels; (b)	
	Variation von AR_{inj}	55
2.18.	Erweiterung des stabilen Betriebsbereichs in Abhängigkeit von α_{inj}	56
2.19.	Erweiterung des stabilen Betriebsbereichs in Abhängigkeit von AR_{inj}	57
2.20.	Anpassung der durch SGV limitierten Verluste	60
2.21.	Kontrollvolumen zur Bilanzierung des Wirkungsgrads für Fälle ohne und	
	mit Einblasung	62
01	$Z_{\rm restriction} = D E_{\rm restriction} + D E_{\rm restriction} + C E_{\rm restriction}$	67
3.1. 2.0	Zusammennang zwischen DF , σ , η und ψ [5]	07 69
3.2. 2.2	Geschwindigkeitsdreiecke bei konstantem c_{ax}	68 60
3.3.	IGV-verstellung	69
4.1.	Modell A: (a) Kennfeld mit den jeweiligen Pumpgrenzabständen; (b) Um-	
	lenkungen der Statoren im ADP	74
4.2.	Radiale Verläufe von DF_{bez} des ersten Rotors des Modells A bei Ausle-	
	gungsdrehzahl und Teillast	75
4.3.	Auswirkungen einer reduzierten Schaufelzahl bei $N_{red} = 100\%$	76
4.4.	Auswirkungen einer reduzierten Schaufelzahl bei $N_{red} = 85\%$: (a) Gesamt-	
	kennlinie; (b) $\varphi_{bez}, \varepsilon_{bez}$ -Kennlinie der ersten Stufe	77
4.5.	Auswirkungen einer reduzierten Schaufelzahl auf den radialen Verlauf von	
	DF_{bez} des ersten Rotors bei $N_{red} = 85\%$	78
4.6.	Änderung der axialen Stufendruckverhältnisse (a) und Auswirkungen auf	
	die Stufenwirkungsgrade (b)	79
4.7.	(a) Axiale Verteilung der Diffusionfaktoren im ADP; (b) Gesamtkennlinie	
	bei $N_{red} = 100\%$	80
4.8.	Gegenüberstellung der Modelle A und C bei Teillast: (a) Gesamtkennlinien;	
	(b) Stufenkennlinien der ersten Stufe bei $N_{red} = 90\%$	81
4.9.	Modell D: (a) Gesamtkennfeld; (b) φ_{bez} - ε_{bez} -Kennlinien der ersten Stufe bei	
	Teillast	83
4.10.	Gegenüberstellung der Modelle D und E: (a) Stufendruckverhältnisse; (b)	
	Umlenkungen der einzelnen Gitter	84
4.11.	Stufenwirkungsgrade der Modelle D und E	85

Tabellenverzeichnis

4.1.	Pumprenzabstände de	Modelle D und E		95
------	---------------------	-----------------	--	----

Kapitel 1.

Einleitung und Grundlagen

Der zivile internationale Luftverkehr hat sich weltweit zu einem bevorzugten Transportmittel entwickelt. Grund dafür sind die seit Jahren stetig wachsende Globalisierung im geschäftlichen und industriellen Bereich, sowie der steigende Wohlstand in der Gesellschaft. In Zahlen ausgedrückt bedeutet dies einen jährlich zu erwartenden Anstieg des Lufttransportaufkommens von 5% über die nächsten 20 Jahre.

Es besteht somit der Anspruch, besonders aufgrund des steigenden Bedarfs, dem Trend von immer größer werdenden Umweltbelastungen entgegenzuwirken und daher den Treibstoffverbrauch und den Ausstoß von Kohlendioxid und Stickoxiden zu senken. Darum wurden Entwicklungsrichtlinien in Form der sogenannten ACARE-Ziele (engl.: Advisory Council of Aeronautical Research in Europe) definiert, die in den Bereichen Lärm- und Schadstoffemissionen klar festlegen, welche Grenzwerte bis zum Jahr 2020 erfüllt werden müssen.

In diesem Zusammenhang wurde von der Europäischen Kommission das Technologieprogramm NEWAC (engl.: New Aero Engine Core Concepts) [1] gegründet, über das MTU Aero Engines GmbH die Schirmherrschaft hat. Dieses Programm hat sich die Entwicklung neuer Konzepte für Kerntriebwerke zum Ziel gesetzt. Neben qualitativen, sicherheitstechnischen und wirtschaftlichen Verbesserungen, stehen vor allem umwelttechnische Aspekte, wie eine Reduktion des Treibstoffverbrauchs und des Ausstoßes von Kohlendioxid und Stickoxiden, im Fokus. Um dies zu erreichen, wurde eine Reihe von potentiellen Technologien ausgewählt. Im Bereich des Verdichters gehört zu diesen die Einblasung von bereits verdichteter Luft im Bereich des Gehäuses vor einem Rotor, was das Thema dieser Arbeit sein soll.

Um die Güte eines Flugzeugtriebwerks im Hinblick auf die benötigten Ressourcen zu beurteilen, wird der Treibstoffverbrauch herangezogen. Da in dieser Arbeit jedoch nur der Verdichter, isoliert vom Rest des Triebwerks, betrachtet wird, ist beim Vergleich von verschiedenen Auslegungen der Wirkungsgrad in diesem Fall die einzige Möglichkeit, um Rückschlüsse auf den daraus resultierenden Treibstoffverbrauch zu ziehen. Um dennoch den Treibstoffverbrauch berechnen zu können, müssen die durch eine geänderte Auslegung entstehenden Gewichtsänderungen abgeschätzt und bei der Beurteilung mit berücksichtigt werden.

In Kapitel 1 werden das grundlegende Betriebsverhalten eines Axialverdichters in Form von Gesamt- und Stufenkennlinien sowie die Wirkungsweise der Einblasung dargestellt. Die Beschreibung des den Untersuchungen zugrunde liegenden Rechenverfahrens und die Implementierung der Einblasung in dieses Verfahren erfolgt in Kapitel 2. Zusätzlich wird die korrekte Bilanzierung des Wirkungsgrades für Fälle mit und ohne Einblasung erläutert. Kapitel 3 beschreibt die Idee, Einblasung als Mittel zur Wirkungsgradsteigerung einzusetzen. Es werden jene Möglichkeiten zur Verbesserung des Wirkungsgrades im aerodynamischen Auslegungspunkt (ADP) eines Verdichters beschrieben, die anhand des verwendeten Modells umgesetzt werden. Die Ergebnisse der geänderten Auslegungen werden in Kapitel 4 diskutiert und schließlich folgt im letzten Kapitel eine Zusammenfassung und ein Ausblick auf weiterführende Arbeiten.

1.1. Verdichter-Betriebsverhalten

Um das Betriebsverhalten eines Verdichters beurteilen zu können, sind einerseits die Charakteristik des gesamten Verdichters und andererseits das Verhalten der einzelnen Stufen von Interesse. Vor allem bei lokal variierenden Randbedingungen sind das Verhalten der einzelnen Stufen und dabei auch die Unterschiede über die Schaufelhöhe innerhalb einer Stufe von Bedeutung. Zu diesem Zweck werden im Folgenden übliche Kenngrößen eingeführt und das Betriebsverhalten und die Abstimmung, sowohl auf Gesamtverdichterbasis als auch auf Stufenbasis, beschrieben. Es werden zudem wichtige geometrische und strömungstechnische Größen definiert und verschiedene Kriterien zur Beurteilung des stabilen Betriebsbereichs des Verdichters diskutiert.

1.1.1. Bezogene Kenngrößen

In der Strömungsmechanik werden häufig dimensionslose Kenngrößen (z.B.: Machzahl, Reynoldszahl) verwendet, um Zusammenhänge in allgemeiner Form, unabhängig von verschiedenen Randbedingungen, zu beschreiben. Bleiben im Zuge von Untersuchungen bestimmte Größen unverändert, so werden diese nicht berücksichtigt und damit aus den ursprünglich dimensionslosen Größen dimensionsbehaftete bezogene Kenngrößen gebildet.

Ein Beispiel das diese Vorgehensweise veranschaulicht ist die reduzierte Drehzahl N_{red} . Üblicherweise wird die Schaufelspitzengeschwindigkeit u zu einer Machzahl (gebildet mit den Eintrittsbedingungen) umgewandelt und die dimensionslose reduzierte Drehzahl ergibt sich zu:

$$N_{red} = \frac{u}{\sqrt{\kappa \cdot R \cdot T_{t,ein}}} \tag{1.1}$$

Bleiben im Zuge der Untersuchungen das Arbeitsmittel und der Schaufelspitzenradius unverändert, so beschränkt sich die reduzierte Drehzahl auf den Ausdruck:

$$N_{red} = \frac{N}{\sqrt{T_{t,ein}}} \tag{1.2}$$

Im Folgenden werden die verwendeten bezogenen Kenngrößen aufgeführt.

Gesamtverdichter-Kenngrößen

Um das Betriebsverhalten des Gesamtverdichters beschreiben zu können, werden die folgenden Kenngrößen herangezogen (siehe [5], S. 11-21, S.36):

• Der reduzierte Massenstrom wird unter Annahme eines konstanten Eintrittsquerschnitts und eines gleich bleibenden Arbeitsmittels mit der Totaltemperatur und dem Totaldruck am Verdichtereintritt gebildet. Diese Kenngröße beschreibt das Verhältnis von aktuellem Massenstrom zu maximalem Massenstrom (Sperrmassenstrom) durch den Eintrittsquerschnitt.

$$\dot{m}_{red} = \frac{\dot{m} \cdot \sqrt{T_{t,ein}}}{p_{t,ein}} \tag{1.3}$$

• Das Druckverhältnis kann je nach Anwendungsfall auf mehrere Arten definiert werden (siehe [5], S. 12). In diesem Fall werden die Totaldrücke am Ein- und Austritt zur Berechnung eines Total-zu-Totaldruckverhältnisses herangezogen.

$$\Pi = \frac{p_{t,aus}}{p_{t,ein}} \tag{1.4}$$

• Die Berechnung der reduzierten Drehzahl wurde bereits erläutert.

$$N_{red} = \frac{N}{\sqrt{T_{t,ein}}} \tag{1.5}$$

• Der isentrope Totalwirkungsgrad beschreibt das Verhältnis der isentropen Arbeit, die im verlustlosen Fall zugeführt werden müsste, zur tatsächlichen Arbeit, die dem verlustbehafteten Verdichter zugeführt werden muss.

$$\eta_{is,t} = \frac{h_{t,aus,is} - h_{t,ein}}{h_{t,aus} - h_{t,ein}} = \frac{\left(\frac{p_{t,aus}}{p_{t,ein}}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\frac{T_{t,aus}}{T_{t,ein}} - 1}$$
(1.6)

Stufen-Kenngrößen

Um das Verdichter-Betriebsverhalten auf Stufenbasis beschreiben zu können, werden folgende Kennzahlen verwendet (siehe [5], S. 11-21, S. 36):

• Die Durchflusszahl φ wird aus der Axialgeschwindigkeit c_{ax} am Eintritt und der Umfangsgeschwindigkeit u bestimmt. Sie hat im Vergleich zu \dot{m}_{red} den Vorteil, direkten Aufschluss über die Inzidenz, also eine entscheidenden Strömungsgröße des Gitters, zu geben. Der reduzierte Massenstrom hingegen gibt nur indirekt, im Zusammenhang mit der Dichte, Aufschluss über den Volumenstrom und somit über die Axialgeschwindigkeit.

$$\varphi = \frac{c_{ax}}{u} \tag{1.7}$$

 Der Arbeits- und damit Temperaturaufbau einer Stufe wird mit dem dimensionslosen Parameter ψ (Arbeitszahl) beschrieben. In diesem Fall wird die Enthalpiedifferenz auf die Umfangsgeschwindigkeit bezogen – man erhält so eine Kenngröße für die Belastung der Stufe. ^{u²}/₂ ist in diesem Zusammenhang ein Maß für die maximale Arbeit der Stufe auf Grundlage der Umfangsgeschwindigkeit.

$$\psi = \frac{\Delta h_t}{\frac{u^2}{2}} = \frac{2 \cdot c_p \cdot T_{t,ein}}{u^2} \cdot \left(\frac{T_{t,aus}}{T_{t,ein}} - 1\right)$$
(1.8)

• Die charakteristische Größe für den Druckaufbau in einer Stufe stellt analog zu ψ die auf $\frac{u^2}{2}$ bezogene Druckdifferenz in Form der Druckzahl ε dar.

$$\varepsilon = \frac{\Delta p_t}{\frac{u^2}{2}} = \frac{2 \cdot c_p \cdot T_{t,ein}}{u^2} \cdot \left(\left(\frac{p_{t,aus}}{p_{t,ein}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right)$$
(1.9)

Das Druckverhältnis $\frac{p_{t,aus}}{p_{t,ein}}$ stellt sich bei einer isentropen Verdichtung zwischen den Temperaturen $T_{t,ein}$ und $T_{t,aus,is}$ ein.

• Der isentrope Stufenwirkungsgrad $\eta_{St,is,t}$ berechnet sich mit ψ und ε analog zu Gleichung 1.6 und ist aufgrund der Definition von ε ein direktes Maß für die Verluste.

$$\eta_{St,is,t} = \frac{\varepsilon}{\psi} = \frac{\left(\frac{p_{t,aus}}{p_{t,ein}}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\frac{T_{t,aus}}{T_{t,ein}} - 1} = \frac{\frac{T_{t,aus,is}}{T_{t,ein}} - 1}{\frac{T_{t,aus}}{T_{t,ein}} - 1}$$
(1.10)

Es ist anzumerken, dass die zur Berechnung verwendeten Bezugsgrößen $(u, c_{ax}, T_t, ...)$, je nach Anwendungsfall, sowohl lokale als auch gemittelte Größen sein können. Entscheidend ist nur die Konformität beim Vergleich derartiger dimensionsloser Kenngrößen.

1.1.2. Gesamtverdichter

Für einen Verdichter ist der Zusammenhang von Massendurchsatz, Druckaufbau und Wirkungsgrad von Interesse. Mit Hilfe der beschriebenen Kenngrößen kann das Betriebsverhalten in Form eines Kennfelds dargestellt werden (siehe Abbildung 1.1). Zusammen mit



Abbildung 1.1.: Kennfeld eines Axialverdichters

der in der Strömungsmechanik häufig verwendeten Reynoldszahl (siehe [5], S. 17-19)

$$Re = \frac{c \cdot l}{\nu} \tag{1.11}$$

ergibt sich ein Satz von Kenngrößen, der das Kennfeld des Gesamtverdichters eindeutig festlegt. Der Zusammenhang lautet:

$$\Pi = f\left(\dot{m}_{red}, N_{red}, \eta_{is,t}, Re\right) \tag{1.12}$$

Es wird das Totaldruckverhältnis II über dem reduzierten Massenstrom \dot{m}_{red} für verschiedene reduzierte Drehzahlen ($N1_{red} > N2_{red} > N3_{red}$) aufgetragen. Dabei entstehen die sogenannten Drehzahllinien bzw. Drosselkurven. Ein charakteristischer Punkt im Kennfeld ist der ADP (aerodynamischer Auslegungspunkt). Das ist jener durch \dot{m}_{red} , II, N_{red} und $\eta_{is,t}$ festgelegte Punkt, für den der Verdichter ausgelegt wird. Die Arbeitslinie verbindet jene Betriebspunkte der einzelnen Drehzahllinien ($N_{red} = const.$), die sich aufgrund des Leistungs- und Massengleichgewichts zwischen Verdichter und Turbine sowie der Schubdüsengeometrie hinter der Turbine einstellen. Wird bei konstanter reduzierter Drehzahl der Gegendruck am Austritt erhöht, so spricht man von "Androsseln", der reduzierte Massenstrom nimmt gleichzeitig ab. An dem Punkt, an dem der statische Druck am Austritt des Verdichters nicht weiter erhöht werden kann, ist die Pumpgrenze erreicht. Ein Betreiben des Verdichters über diese Grenze hinaus ist unbedingt zu vermeiden, da dieser dadurch Schaden nehmen kann (siehe Abschnitt 1.1.6).

Beim "Entdrosseln" steigt der reduzierte Massenstrom bei gleichzeitig abnehmendem Druckverhältnis bis hin zu jenem Punkt, an dem der Durchsatz nicht weiter erhöht werden kann – der Verdichter wird in einem gesperrten Zustand betrieben (Ma = 1). Pumpgrenzlinie und Sperr-Linie begrenzen den stabilen Arbeitsbereich eines Verdichters.

Eine wichtige Kenngröße für einen Arbeitspunkt ist der Pumpgrenzabstand. Dieser ist ein Maß dafür, welchen Abstand man zum zu vermeidenden kritischen Punkt auf der Kennlinie hat. Es werden derartige Kenngrößen vor allem deshalb definiert, da es aufgrund von nicht abschätzbaren Einflüssen zu einer Verschiebung des Arbeitspunktes in Richtung der Pumpgrenze kommen kann. Dazu zählen zum Beispiel ungünstige Zuströmbedingungen (z.B.: Seitenwind), transiente Drosselvorgänge, angesaugte Fremdkörper oder eine veränderte Geometrie (z.B.: Spalte, Metallwinkel). Der Pumpgrenzabstand kann auf verschiedene Arten definiert werden. Eine Möglichkeit besteht darin, bei gleichem reduzierten Massenstrom das Totaldruckverhältnis des betrachteten Arbeitspunktes auf jenes Totaldruckverhältnis an der Pumpgrenzlinie zu beziehen.

$$SM = \frac{\Pi_{AP}}{\Pi_{PG'}} \tag{1.13}$$

Diese Definition hat den Nachteil, dass man die Pumpgrenzlinie kennen muss – das bedeutet, dass mehrere Drehzahllinien bekannt sein müssen. In dieser Arbeit wird der Pumpgrenzabstand in der folgenden Form verwendet:

$$SM = \frac{\frac{\Pi_{PG}}{\dot{m}_{red,PG}} - \frac{\Pi_{AP}}{\dot{m}_{red,AP}}}{\frac{\Pi_{AP}}{\dot{m}_{red,AP}}}$$
(1.14)

Dabei wird SM entlang der Kennlinie (unabhängig von der Lage der Pumpgrenzlinie) mit den Größen \dot{m}_{red} und Π berechnet. Die Bewertungsmöglichkeiten für das Erreichen der Pumpgrenze werden in Abschnitt 1.1.7 erläutert.

1.1.3. Stufenkennlinien

Um das Betriebsverhalten einzelner Stufen beurteilen zu können, werden Stufenkennlinien herangezogen (siehe Abbildung 1.2). Dabei werden die in Abschnitt 1.1.1 gewonnenen Kenngrößen φ , ψ und ε verwendet. Hohe Werte für φ sind gleichbedeutend mit einer hohen



Abbildung 1.2.: Stufenkennlinien

Axialgeschwindigkeit (entdrosselter Zustand φ_2). Bei niedrigeren Werten von φ nimmt die Umlenkung aufgrund eines vergrößerten Zuströmwinkels zu (angedrosselter Zustand) – die Stufe wird somit höher belastet. Das bedeutet dass ψ mit kleiner werdendem φ zunimmt. Dieser Zusammenhang zwischen Arbeitsaufbau der Stufe ψ und der Durchflusszahl φ lässt sich mit Hilfe der Strömungswinkel am Ein- und Austritt des Rotors einer Stufe in folgender (idealisierter) Form beschreiben (siehe [3], S. 828):

$$\psi = 1 - \left[\cot(\alpha_{ein,R}) - \cot(\beta_{aus,R})\right] \cdot \varphi \tag{1.15}$$

Die Steigung der φ - ψ -Kennlinie einer Stufe ist somit von den Abströmwinkel des Stators (bzw. Vorleitrads) davor ($\alpha_{aus,S} = \alpha_{ein,R}$) sowie des Rotors ($\beta_{aus,R}$) abhängig.

Betrachtet man die φ - ε -Kennlinie, so sieht man, dass diese zu kleineren Werten von φ hin ebenfalls steigt – der Verlauf wird allmählich flacher bis zu jenem Punkt (φ_1), an dem die Verluste so groß sind, dass der Totaldruckaufbau nicht weiter erhöht werden kann und die Kennlinie überrollt. Dies bedeutet jedoch nicht zwingend, dass die Pumpgrenze des Gesamtverdichters erreicht ist – es ist möglich, dass die φ - ε -Kennlinie auf der Sekundärcharakteristik (positive Steigung) weiterläuft (siehe Abschnitt 2.2) und dieser Abfall durch die folgenden Stufen kompensiert wird. Würde diese Stufe als Einzelstufe betrieben werden, so könnte ein stabiler Betriebspunkt je nach Steigung der Verbraucherkennlinie und verdichtetem Volumen hinter dem Verdichter ebenfalls auf der Sekundärcharakteristik liegen. Bei Flug-Triebwerksverdichter ist dies aber eher nicht der Fall.

1.1.4. Axiale und radiale Abstimmung (Matching)

Mehrstufige Axialverdichter werden so ausgelegt, dass im Aerodynamischen Auslegungspunkt alle Stufen so gut wie möglich aufeinander abgestimmt sind. Das bedeutet, dass die relative Lage des ADP auf den Stufenkennlinien ungefähr gleich ist (axiale Abstimmung). Eine gute radiale Abstimmung ist dann gegeben, wenn innerhalb einer Stufe über die Schaufelhöhe gesehen alle Bereiche (Nabe-Mitte-Gehäuse) bei ungefähr gleicher Durchflusszahl φ betrieben werden.

Axiale Abstimmung

Abbildung 1.3 zeigt schematisch das Kennfeld eines Verdichters und die (in diesem Fall) gleich geformten Stufenkennlinien der ersten und der letzten Stufe. Um das Verhalten der Stufen bei verschiedenen Betriebspunkten beurteilen zu können, werden verschiedene Betriebszustände betrachtet. Neben dem ADP sind bei Auslegungsdrehzahl zusätzlich ein entdrosselter Punkt (1) und ein Punkt bei reduziertem Massenstrom (2) sowohl im Kennfeld als auch auf den Stufenkennlinien eingezeichnet. Ein weiterer Betriebspunkt (3) bei verringerter Drehzahl stellt einen Teillastpunkt dar.



Abbildung 1.3.: (a) Verdichter-Kennfeld; (b) Stufencharakteristik der ersten Stufe; (c) Stufencharakteristik der letzten Stufe

Im ADP ist die Lage des Betriebspunktes auf der Stufenkennlinie der ersten und der letzten Stufe gleich. Der Verdichter ist so ausgelegt, dass alle Stufen bei gleichem φ betrieben werden.

Betrachtet man den entdrosselten Punkt 1, so erkennt man, dass dieser auf der Kennlinie der letzten Stufe bei einem höheren φ liegt als bei der vordersten Stufe. Die Frontstufe erreicht eine geringere Drucksteigerung als im Auslegungspunkt was gleichzeitig zu einer geringeren Dichte am Austritt der Stufe führt. Für die nachfolgende Stufe bedeutet diese Reduzierung der Dichte, eine Erhöhung der Axialgeschwindigkeit und somit einen größeren Wert für die Durchflusszahl am Eintritt. Dies wiederum führt zu einer Reduzierung von ε dieser Stufe. Dieser Effekt wird bei mehrstufigen Verdichtern von Stufe zu Stufe verstärkt. Beim Entdrosseln wird der Betriebsbereich des Gesamtverdichters somit von den hinteren Stufen begrenzt. Kann der Massenstrom nicht weiter erhöht werden, so ist im engsten Querschnitt die Machzahl Ma = 1 erreicht und der Verdichter "sperrt".

An der Lage des Punktes 2 erkennt man ebenfalls den im vorhergehenden Absatz beschriebenen verstärkenden Effekt. In diesem Fall sind die hinteren Stufen viel stärker angedrosselt als die Front-Stufen. Somit begrenzen auch in diesem Fall die hinteren Stufen den minimalen Massenstrom durch den Verdichter.

Bei der Beurteilung des Punktes 3 spielen verschiedene Mechanismen eine Rolle. Einerseits führt eine Reduzierung der Drehzahl zu einer geringeren Dichte-Steigerung aller Stufen. Die Tatsache, dass der maximale Massenstrom durch den Verdichter von den hinteren Stufen limitiert wird, führt dazu, dass die Front-Stufen bei einer geringeren Durchflusszahl als im Auslegungsfall betrieben werden. (Aus diesem Grund wird als stabilisierende Maßnahme das in Abschnitt 1.2.3 beschriebene Ausblasen von bereits verdichteter Luft angewendet.) Durch die stark verringerte Zuströmgeschwindigkeit kommt es zu einer großen Fehlanströmung verbunden mit hohen Verlusten. Die daraus resultierende Dichteabnahme am Austritt der Stufe bedingt im Zusammenhang mit den bereits gesperrten hinteren Stufe eine weiteres Abfallen der Kennlinie.

Radiale Abstimmung

Neben der Abstimmung in axialer Richtung durch den Verdichter kann man ebenso die Abstimmung in radialer Richtung einer Stufe betrachten. Dazu wird die Kanalhöhe in mehrere Bereiche unterteilt, für die jeweils eine entsprechende Kennlinie gilt. Nakaten verwendete diese Methode in Form von sogenannten Teilverdichtern in [16] um radiale Totaldruckstörungen am Eintritt eines Verdichters zu bewerten. Die wichtige Aussage im Bezug auf diese Arbeit ist, dass sich die massengemittelte Form der Kennlinie der gesamten Stufe (also das Zusammenspiel aller Teilverdichter) nur dann ändern kann, wenn die einzelnen radialen Bereiche verschieden stark angedrosselt werden. Durch die radial geänderten Zuströmbedingungen ändern sich Totaltemperatur- und Totaldruckaufbau der einzelnen Teilverdichter. Dies führt in Summe zu einer geänderten massengemittelten Form der Kennlinien (wie Nakaten zeigt).

1.1.5. Geometrie der Schaufelpassage

Um im weiteren Verlauf die Strömungesverhältnisse in der Schaufelpassage beschreiben zu können, werden die wichtigsten geometrischen Größen und Zusammenhänge beschrieben.



Abbildung 1.4.: (a) Geschwindigkeitsdreieck; (b) Geometrie der Schaufelpassage

In Abbildung 1.4 (a) ist ein Geschwindigkeitsdreieck dargestellt, das den Zusammenhang zwischen der Strömungsgeschwindigkeit im Absolutsystem c, der Relativgeschwindigkeit w und der Umfangsgeschwindigkeit u in einer S1-Ebene zeigt. Die zugehörigen Winkel sind α im Absolut- und β im Relativsystem. Ein solches Geschwindigkeitsdreieck kann für den Eintritt und den Austritt einer Schaufelpassage gezeichnet werden (siehe Abbildung 1.4 (b)).

Die Betrachtung der geometrischen Verhältnisse in der Schaufelpassage (Abbildung 1.4 (b)) erfolgt ebenfalls an einer radialen Höhe im Ringraum (S1-Ebene). Die Skelettlinie s verläuft in der Mitte des Profils von der Schaufelvorder- bis zur -hinterkante, während die Profilsehne C diese beiden Punkte in Form einer Geraden verbindet. Die Drehung des Profils gegen die Umfangsrichtung wird durch den Staffelungswinkel ξ festgelegt. Aus C und ξ ergibt sich die axiale Sehnenlänge C_{ax} , die auch als axiale Gitterbreite bezeichnet wird. Die Gitterein- und austrittswinkel χ_{ein} und χ_{aus} liegen jeweils tangential an die Skelettlinie am Ein- bzw. Austritt. Die Differenz zwischen χ_{ein} und χ_{aus} ergibt die Umlenkung θ des Gitters.

Eine wichtige geometrische Kenngröße stellt die Überdeckung σ dar, die das Verhältnis von Sehnenlänge zu Teilung beschreibt.

$$\sigma = \frac{C}{t} \tag{1.16}$$

Eine weitere bedeutende geometrische Kenngröße ist das sogenannte Schaufelseitenverhältnis AR (engl.: Aspect Ratio), das die Länge der Schaufel (radiale Richtung) auf die Sehnenlänge bezieht.

$$AR = \frac{l}{C} \tag{1.17}$$

Die Überdeckung und das Schaufelseitenverhältnis sind deshalb von Bedeutung, da sie großen Einfluss auf die Sekundär-, Wand- und Spaltverluste haben (siehe [7]).

Zwei Strömungsgrößen die vor allem bei Betriebspunkten die nicht dem ADP entsprechen ("Off-Design") einen Einfluss haben, sind die Inzidenz i und die Minderumlenkung δ . Die Inzidenz i ist ein Maß für die Fehlanströmung und somit für die Belastung des Gitters. Sie ergibt sich aus der Differenz des Strömungswinkels und des Gitterwinkels am Gittereintritt.

$$i = \beta_{ein} - \chi_{ein} \tag{1.18}$$

Die Minderumlenkung δ berechnet sich analog aus der Differenz des Strömungs- und des Gitterwinkels am Gitteraustritt.

$$\delta = \beta_{aus} - \chi_{aus} \tag{1.19}$$

1.1.6. Stabilitätsgrenze eines Axialverdichters

Der Betriebsbereich eines Axialverdichters wird zu großen Massenströmen hin durch die Sperr-Linie begrenzt.

Die kritische Grenze des Betriebsbereiches zu hohen Druckverhältnissen Π ist die Pumpgrenze. Ein Betreiben des Verdichters oberhalb der Pumpgrenze muss unbedingt vermieden werden, da weitreichende Schäden am Verdichter oder am Gesamtsystem zu erwarten sind. Der Verdichter bildet mit dem angeschlossenen Leitungssystem und dem verdichteten Volumen dahinter ein schwingfähiges System. Sinkt der Förderdruck des Verdichters bei zu kleinen Werten von \dot{m}_{red} unter den Druck, der im System vorhanden ist, so strömt die Luft kurzzeitig in umgekehrter Richtung durch den Verdichter. Der Abfall des Drucks im Volumen sinkt dadurch wieder, wodurch der Verdichter erneut zu fördern beginnt. Dieses Phänomen wird als "Pumpen" bezeichnet. Die Wiederholung dieses Ablaufs führt aufgrund der ständig wechselnden Strömungsrichtung zu sehr hohen Beanspruchungen des Systems bis hin zum Schadensfall einzelner Komponenten. Es gibt verschiedene Möglichkeiten, wie das Pumpen des Verdichters ausgelöst werden kann (siehe [5], S. 359-364). Ein möglicher Auslöser ist das Auftreten einer rotierenden Abreißströmung, dessen Eigenschaften im Folgenden erläutert werden.

Im Zuge des Androsselns verringert sich die Axialgeschwindigkeit durch den Verdichter, was zu einer Erhöhung der Inzidenz zu den Gittern führt. Wird dabei die Inzidenz so groß, dass die Strömung nicht mehr der geforderten Umlenkung durch das Gitter folgen kann, so kommt es zu einer Ablösung der Strömung an der Saugseite der Schaufel, verbunden mit sehr geringen bzw. auch negativen Axialgeschwindigkeiten in diesem Bereich. Dies kann zunächst aufgrund der nicht gleichförmigen Zuströmbedingungen auch nur lokal an einer Stelle in der Stufe auftreten. Das entstehende Ablösegebiet versperrt die Passage und so muss die Strömung auf die benachbarten Schaufelpassagen ausweichen. Dies führt dazu, dass die vorauseilende Schaufel durch eine Verkleinerung des Zuströmwinkels entlastet wird und die nacheilende Schaufel aufgrund einer höheren Inzidenz belastet wird. Das Ablösegebiet wird sich dort als nächstes aufbauen und danach zur nächsten Schaufel weiterwandern. Diese Erscheinungsform wird rotierende Abreißströmung genannt, die in Drehrichtung mit verringerter Drehzahl umläuft (siehe Abbildung 1.5). Von diesen Zellen, die sich nicht über den gesamten radialen Bereich erstrecken und meist mehrere Schaufelpassagen umfassen, können mehrere am Umfang verteilt sein. Wird die Axialgeschwindigkeit nun weiter verringert, so kommt es dazu, dass sich aus den einzelnen Ablösezellen größere Gebiete bilden, in denen der Ringraum durch eine sehr geringe Axialgeschwindigkeit über einen größeren Bereich am Umfang versperrt wird. Erstreckt sich eine nunmehr einzelne Ablösezelle über den gesamten Umfang über eine gewisse radiale Höhe, so spricht man von "Ring Stall". Die in diesem Bereich auftretenden hohen Verluste müssen durch radiale Bereiche, in denen die Axialgeschwindigkeit noch nicht so stark abgesunken ist bzw. durch nachfolgende Stufen kompensiert werden, damit der statische Druckaufbau des Gesamtverdichters aufrecht erhalten werden kann. Wie man im weiteren Verlauf noch sehen wird, bedingt das Auftreten einer rotierenden Abreißströmung in einem Gitter nicht zwingend das Auftreten des Pumpen des Verdichters.

Es ist zu bedenken, dass neben den großen Verlusten auch die große Minderumlenkung bei weit vom ADP entfernten Betriebspunkten den Druckaufbau entscheidend beeinflusst, und so maßgeblich an der Entstehung von derartigen Instabilitäten beteiligt ist. Abbildung 1.2 zeigt deutlich, dass bei einem durch die Minderumlenkung bedingten geringeren Arbeitsaufbau ψ aufgrund des Zusammenhangs über den Wirkungsgrad, auch ε kleinere Werte annimmt.

1.1.7. Ansätze für Pumpgrenzkriterien

Zur Beurteilung des Erreichens der Pumpgrenze gibt es eine Reihe von verschiedenen Ansätzen (siehe [5], S. 371-375).

Einen möglichen Ansatz stellt dabei die Verwendung des Diffusionsfaktors DF (siehe Gleichung 3.2) zur Beurteilung des Erreichens der Pumpgrenze dar. Der Diffusionsfaktor (dessen Bedeutung in Abschnitt 3.1.1 detailliert beschrieben wird) ist ein Maß für die



Abbildung 1.5.: Mechanismus der rotierenden Abreißströmung in einem axialen Verdichterlaufrad [24]

Belastung eines Schaufelgitters. Liegt dieser für ein bestimmtes Gitter über einem festgelegten Grenzwert (z.B.DF > 0.6), so kann es zwar aufgrund von lokal hohen Saugseitenmachzahlen zu Ablöseerscheinungen kommen, für das Verhalten des Gesamtverdichters lassen sich daraus allerdings keine Schlüsse ziehen. Messungen haben außerdem gezeigt, dass die Lage der Pumpgrenze für einen mehrstufigen Axialverdichter bei gleichen Diffusionsfaktoren stark vom Schaufelseitenverhältnis AR abhängt (siehe [5], S. 371).

Der Bedeutung der Grenzschicht in den Randbereichen wurde auch von de Haller Beachtung geschenkt. Als Ergebnis von Kaskaden-Tests wurde ein Kriterium zur Vermeidung von Ablöseerscheinungen festgelegt, das auf der maximalen Verzögerung in einem Gitter aufbaut.

$$\frac{w_{aus}}{w_{ein}} < 0.75 \tag{1.20}$$

Obwohl dieses Kriterium den Einfluss der Gittergeometrie nicht beinhaltet und auch kaum Anwendung findet, liefert es im Bezug auf das Belastungslimit brauchbarere Ergebnisse als der Diffusionsfaktor (siehe [5], S. 372).

Ein neueres und (aufgrund einer umfangreichen Messdatensammlung) fundamentaleres Kriterium zur Abschätzung der Pumpgrenze stammt von Koch [9]. Grundlage dafür sind einerseits umfassende Messdaten von Verdichtern und andererseits die Korrelation von Sovran und Klomp [21], die die Strömungsverhältnisse in einer Schaufelpassage auf einen ebenen Diffusor umlegen (siehe Abbildung 1.6). Dabei wird für jede Stufe eine gemittelte äquivalente Diffusorgeometrie erstellt, ohne dabei zwischen Rotor und Stator zu unterscheiden. Das Ergebnis des Modells ist ein Zusammenhang zwischen dem bezogenen statischen Druckaufbau der Stufe an der Pumpgrenze und der äquivalenten Diffusorgeometrie. Dieser Zusammenhang beinhaltet eine Korrektur in Abhängigkeit der Reynoldszahl, des Axial- und Radialspalts sowie des Staffelungswinkels, die mit Hilfe der Messdaten erstellt



Abbildung 1.6.: Äquivalenz Schaufelpassage-Diffusor

wurde. Das Modell wurde umfassend verifiziert und es wurde auch gezeigt, dass Verdichter mit Diffusionsfaktoren im Auslegungspunkt von 0.6 oder darüber, effizient und stabil betrieben werden können. Das Koch-Kriterium wird in dieser Arbeit zur Beurteilung des Pumpgrenzabstandes und der kritischen Stufe bei Auslegungsdrehzahl herangezogen, da es nur dort durch Korrelationen verifiziert wurde.

Um bei der Auswertung von Rechnungen bei Teillast beurteilen zu können, an welchem Punkt die Pumpgrenze erreicht ist, wird ein Kriterium, das auf dem Stabilitätskriterium von Greitzer [6] basiert, verwendet. Dieses wurde auch von Nakaten [16] verwendet und mit Hilfe eines zweiten Kriteriums verifiziert.

Es wird zur Beurteilung der Stabilität, der statische Druck am Austritt des Verdichters herangezogen. Um gleichzeitig herauszufinden, welche Stufe die kritische ist, bildet man für jeden Stufenblock (dieser umfasst jeweils die *i*-te bis zur letzten Stufe wobei *i* von der ersten bis zur letzten Stufe läuft) ein Statisch-zu-Totaldruckverhältnis $\Pi_{s,i}$ mit dem statischen Druck am Verdichteraustritt und dem Totaldruck am Eintritt des jeweiligen Blocks.

$$\Pi_{s,i} = \frac{p_{s,aus}}{p_{t,ein,i}} \tag{1.21}$$

Dieses Druckverhältnis sagt aus, welchen statischen Druckaufbau der Stufenblock aufgrund des Eintrittstotaldrucks in den Block erreichen kann. Bildet man für jeden Stufenblock eine Kennlinie in Abhängigkeit von \dot{m}_{red} , so ist die Pumpgrenze dann erreicht, wenn von hinten nach vorne betrachtet die erste Kennlinie überrollt und somit gilt:

$$\frac{d \Pi_{s,i}}{d \,\dot{m}_{red}} = 0 \tag{1.22}$$

Eine weitere Erhöhung des statischen Drucks am Austritt könnte vom betroffenen Stufenblock nicht mehr erfüllt werden und es würde somit zu einer Entladung (Rückströmung gegen die eigentliche Strömungsrichtung) kommen (siehe Abschnitt 1.1.6).



Abbildung 1.7.: Statischer Druckaufbau in einem 4-stufigen Axialverdichter

Abbildung 1.7 (a) zeigt beispielhaft die Vorgehensweise zur Bestimmung der pumpauslösenden Stufe anhand eines 4-stufigen Axialverdichters. In diesem Fall rollt von hinten nach vorne gesehen zuerst die Kennlinie des Blocks mit den Stufen 3 und 4 über. Somit ist in diesem Fall die 3. Stufe für die Begrenzung des stabilen Betriebsbereichs des Gesamtverdichters verantwortlich. In Abbildung 1.7 (b) ist die entsprechende Einteilung der Stufenblöcke dargestellt.

1.2. Einblasung vor dem Rotor

Die bisherigen Betrachtungen haben gezeigt, dass der stabile Betriebsbereich eines Axialverdichters bei Teillast durch die axiale Abstimmung der Stufen bestimmt wird. Die hinteren Stufen begrenzen den maximalen Massenstrom durch den Verdichter, was in den vorderen Stufen (vor allem im Bereich der Schaufelspitze des ersten Rotors) zu einer großen positiven Inzidenz führt. Dies wiederum kann das Auftreten einer rotierenden Abreißströmung zur Folge haben und zum Pumpen des Verdichters führen. In diesem Zusammenhang wird in diesem Abschnitt die Methode der Einblasung vor einem spitzenkritischen Rotor beschrieben, die zur Erhöhung der Teillaststabilität eines Verdichters eingesetzt werden kann. Zusätzlich werden alternative Möglichkeiten aufgezeigt, die ebenfalls eingesetzt werden, um den stabilen Betriebsbereich eines Verdichters zu erhöhen.

1.2.1. Wirkungsweise der Einblasung

In Abschnitt 1.1.6 wurde beschrieben, dass große Inzidenzen an der Spitze eines Rotors das Auftreten einer rotierenden Abreißströmung zur Folge haben können, was wiederum zum Pumpen des Verdichters führen kann. Die Methode der Einblasung von Luft im Bereich des Gehäuses vor einem spitzenkritischen Rotor wird verwendet, um an dieser Stelle die axiale Zuströmgeschwindigkeit zum Rotor zu erhöhen und damit die Strömung zu verbessern. Dazu muss der Einblasemassenstrom mit einem erhöhten Totaldruck in die Hauptströmung eingebracht werden. Wird die Einblasung im Zuge von Versuchen umgesetzt, so kann dieser zusätzliche Massenstrom von einer externen Quelle gespeist werden. Im Fall einer Anwendung in einem Triebwerksverdichter, wird der Massenstrom, der vor dem Rotor eingeblasen wird, an einer Stelle weiter hinten im Verdichter entnommen und über mehrere diskret am Umfang verteilte Düsen in den Hauptmassenstrom eingebracht. Die Rezirkulation von bereits verdichteter Luft sorgt jedoch für eine Verschlechterung des Wirkungsgrades (siehe Abschnitt 4.2.4) – dieser Umstand muss bei der Auswertung von reinen Einblase-Messungen berücksichtigt werden.

Neben der in dieser Arbeit verwendeten diskreten Einblasung, gibt es eine weitere Konfiguration, bei der der Einblasemassenstrom über einen Schlitz, der sich über den gesamten Umfang erstreckt, zugeführt wird. Der diskreten Einblasung wird im Bezug auf die Erweiterung des stabilen Betriebsbereichs eine bessere Wirkung zugesprochen. Dies hat die positive Wirkung instationärer Effekte als Ursache (siehe [13], [19]).



Abbildung 1.8.: Geometrische Verhältnisse der Einblasung: (a) Meridianschnitt; (b) abgewickelte Zylinderfläche (Schnitt A-A)

Abbildung 1.8 zeigt schematisch die Anordnung der Einblasung wie sie in dieser Arbeit verwendet wird. Die gleiche Konfiguration wird in [8], [17] und [22] betrachtet. In Abbildung 1.8 (a) ist ein Meridianschnitt durch den vorderen Teil eines Verdichters, in dem man die Anordnung der Einblasestelle am Gehäuse vor dem Rotor erkennen kann, dargestellt. Die Neigung des Einblasestrahls gegen die Verdichterachse ist kein variabler Parameter, sondern so gewählt, dass der eingeblasene Massenstrom aufgrund des Coanda-Effekts der Kontur des Gehäuses folgt.

Abbildung 1.8 (b) zeigt die Abwicklung einer Zylinderfläche an einer radialen Position (Schnitt A-A) nahe der Schaufelspitze, an der die Einblasung wirksam ist. In dem mit Strichlinien gekennzeichneten Bereich am Umfang herrschen die Strömungsbedingungen der Einblasströmung und in dem mit durchgezogenen Linien gekennzeichneten Bereich die Strömungsbedingungen der Hauptströmung. Die n_n gleichmäßig am Umfang verteilten Einblasestellen mit der Breite b_{inj} sind mit dem Winkel α_{inj} gegen die Umlaufrichtung verdreht. In Abhängigkeit der Größe dieser einzelnen Parameter verändert sich der relative Anteil a_{ein} der Einblasung an der Kontrollebene. Die Geschwindigkeitsdreiecke der beiden Teilströmungen veranschaulichen die Wirkungsweise der Einblasung.

1.2.2. Ergebnisse bisheriger Untersuchungen

Nach den ersten Untersuchungen zum Thema Einblasung Anfang der 70er-Jahre [18], wurde Ende der 90er-Jahre erstmals diskrete Einblasung an einem einstufigen Axialverdichter untersucht [23]. Dabei wurden die Unterschiede zwischen stetiger und kontrollierter diskreter Einblasung beleuchtet.

Suder et. al [22] führten numerische Berechnungen und Messungen zu verschiedenen Einblasekonfigurationen an einem transsonischen Rotor durch. Als Beurteilungskriterium für die Erweiterung des stabilen Betriebsbereiches diente die Kenngröße $\Delta \varphi_{stall}$ auf Basis der Durchflusszahlen an der Pumpgrenze für den Fall mit (φ_{stall}) und ohne Einblasung ($\varphi_{stall,b}$).

$$\Delta \varphi_{stall} = \frac{\varphi_{stall,b} - \varphi_{stall}}{\varphi_{stall,b}} \tag{1.23}$$

Neben der Anzahl der Einblasedüsen und der Art der Verteilung dieser am Umfang wurde die Einblasegeschwindigkeit als variabler Parameter untersucht. Diese korrelierte als einziger Parameter mit der Erweiterung des stabilen Betriebsbereichs des Rotors. Der größte Wert für $\Delta \varphi_{stall}$ wurde bei der höchst möglichen Einblasegeschwindigkeit (sperrende Düse) erreicht.

Eine ausführliche Parameterstudie von verschiedenen Einblaseparametern wurde von Cassina et al. [4] anhand von CFD-Rechnungen an einem einstufigen Axialverdichter durchgeführt. Untersucht wurde dabei der Einfluss von:

- Einblasemassenstrom \dot{m}_{inj}
- Einblasewinkel α_{inj}

- Aspect Ratio der Einblasedüsen $AR_{inj} = \frac{b_{inj}}{d_{inj}}$
- axialer Abstand der Einblasung vom Rotor x_{inj}

Die Ergebnisse zeigten, dass die Erweiterung des stabilen Betriebsbereichs mit einer Erhöhung des Einblasemassenstroms einhergeht. Im Bezug auf die Geometrie der Einblasung gab es bei der Variation von AR_{inj} (bei unverändertem Einblasequerschnitt und damit gleicher Einblasegeschwindigkeit) ein Optimum von $\Delta \varphi_{stall}$ (Gleichung 1.23) bei einem bestimmten Wert von AR_{inj} . Ebenso konnte für den Einblasewinkel α_{inj} ein optimaler Wert gefunden werden, bei dem der stabile Betriebsbereich am größten war. Bei der Variation des axialen Abstandes gab es nur bei sehr kleinen Abständen zur Rotor-Vorderkante geringe Veränderungen von $\Delta \varphi_{stall}$ zu beobachten.

Umfassende Untersuchungen an einem mehrstufigen Axialverdichter wurden von Hiller et al. [8] durchgeführt. Der betrachtete Verdichter ist dem für diese Arbeit verwendeten Verdichter sehr ähnlich. Da ähnliche Verhaltensweisen zu erwarten sind, werden die Ergebnisse ausführlicher diskutiert.

Die grundlegende Anordnung des Versuchsaufbaus erlaubte eine Vielzahl von Variationen der Anzahl der Einblasedüsen und der Verteilung am Umfang der Düsen. So konnte die von Suder et al. beschriebene Korrelation zwischen der Einblasegeschwindigkeit und der Erweiterung des stabilen Betriebsbereichs verifiziert werden. Ebenso konnte der von Suder beobachtete Einfluss des eingeblasenen Massenstroms beobachtet werden. Darüber hinaus wurde bei einer weiteren Erhöhung des Einblasemassenstroms über den Düsen-Sperrmassenstrom hinaus weitere Verbesserungen festgestellt, wobei dessen Einfluss im Vergleich zur Einblasegeschwindigkeit schwächer ausfiel.

Betrachtet man die ausgewerteten Kennlinien des Rotors in Abbildung 1.9, so sieht man, dass im Fall ohne Einblasung die φ_{norm} - ε_{norm} -Kennlinie bereits bei $\varphi_{norm} = 0.452$ überrollt. Im Vergleich dazu zeigt die Kennlinie mit Einblasung ein deutlich stabileres Verhalten. Die Steigung ist über den gesamten Betriebsbereich kleiner und wird nie positiv. Die Pumpgrenze verschiebt sich zu deutlich kleineren Werten von φ_{norm} . Um die Veränderung der radialen Abstimmung beschreiben zu können, werden in Abbildung 1.10 Radialprofile von bezogener Totaltemperatur und bezogenem Totaldruck vor dem Rotor dargestellt. Verglichen werden Profile bei gleicher massengemittelter Durchflusszahl φ . Wie zu erwarten, nehmen sowohl Totaltemperatur als auch Totaldruck im Bereich des Einblasestrahls am Gehäuse ab. Das liegt an der reduzierten Inzidenz in diesem Bereich. Die erhöhte Axialgeschwindigkeit im Gehäusebereich führt dazu, dass die Bereiche darunter stärker angedrosselt werden und dort somit T_t und p_t zunehmen.

Die von Hiller et al. durchgeführten Untersuchungen lieferten erste Informationen über



Abbildung 1.9.: Kennlinien des Rotors mit und ohne Einblasung [8]



Abbildung 1.10.: Radialprofile vor dem Rotor mit und ohne Einblasung: (a) bezogene Totaltemperatur, (b) bezogener Totaldruck [8]

die Änderung der radialen Arbeitsverteilung des Rotors, vor dem eingeblasen wird. Die geänderte radiale Abstimmung des Rotors hatte eine Änderung der axialen Abstimmung des gesamten Verdichters zur Folge. Diese Änderung der axialen Abstimmung ist die Voraussetzung für eine Erweiterung des stabilen Arbeitsbereichs eines mehrstufigen Axialverdichters durch Einblasung, wenn eine Stufe weiter hinten im Verdichter pumpauslösend ist. Die Tatsache, dass sich durch Einblasung die Betriebspunkte aller Stufen verschieben, erfordert eine auf die Einblasung zugeschnittene Auslegung des Verdichters. Es darf aufgrund der Änderung der Abstimmung bei vorhandender Einblasung zu keiner Verschlechterung des Betriebsverhaltens der pumpauslösenden Stufe kommen. Es wurde zudem festgestellt, dass ein gewisser Einblasemassenstrom mit einer gewissen Einblasegeschwindigkeit vorhanden sein muss, um einen positiven Effekt auf das Betriebsverhalten des Gesamtverdichters erzielen zu können. Der Einfluss der Einblasetemperatur wurde im Zuge der Untersuchungen als untergeordnet beurteilt.

Schneider [19] führte mit Hilfe von CFD-Rechnungen ähnliche Untersuchungen wie Hiller et al. durch, um den Einfluss unterschiedlicher Verdichtergeometrien zu beurteilen. Die Ergebnisse von Hiller et al. konnten verifiziert werden. Darüber hinaus wurde der Unterschied zwischen diskreter Einblasung und Einblasung über einen Schlitz am gesamten Umfang untersucht, um die Wirkung instationärer Effekte bewerten zu können. Abbildung 1.11 zeigt die Stufenkennlinien der ersten Stufe (Gehäuse-Teilverdichter von



Abbildung 1.11.: Kennlinien der ersten Stufe (Gehäuse-Teilverdichter) [19]

insgesamt drei Teilverdichtern) für Fälle ohne Einblasung und mit Einblasung (diskret, Umfangsschlitz). Betrachtet wurden drei Betriebspunkte – ein Punkt auf der Arbeitslinie (OP_B) , ein entdrosselter Punkt (OP_A) und ein Punkt im Bereich der Pumpgrenze (OP_C) . Die Pumpgrenze lag bei allen drei Konfigurationen bei gleicher normierter Durchflusszahl (φ_{norm}) . Die Erweiterung des stabilen Betriebsbereichs kommt durch das Verschieben der Kennlinien in Richtung höherer Durchflusszahlen zustande. Die Ursache dafür ist der insgesamt höhere Gesamtmassenstrom durch die Einblasung. Bei der diskreten Einblasung konnte eine größere Verschiebung beobachtet werden. Die Verschiebung ist in allen drei Betriebspunkten ähnlich. Der Verdichter ist im Fall ohne Einblasung sehr nahe an der Pumpgrenze, während in den beiden Fällen mit Einblasung noch weiter angedrosselt werden kann. Der Abstand von der Pumpgrenze ist im Fall diskreter Einblasung noch größer. Dies lässt den Schluss zu, dass sich instationäre Effekte positiv auswirken und die diskrete Einblasung somit über die Einblasung über einen Umfangsschlitz zu stellen ist.

1.2.3. Alternative Möglichkeiten zur Erhöhung der Teillaststabilität

Es werden im Folgenden Methoden vorgestellt, die zur Verbesserung der Teillaststabilität eines Axialverdichters beitragen. Diese sind im Vergleich zur Einblasung in der Entwicklung weiter fortgeschritten und finden in der Praxis bereits breite Anwendung.

• Ausblasung

Um bei tiefen Teillastdrehzahlen die Limitierung des Massenstroms durch die hinteren Stufen zu vermeiden, besteht die Möglichkeit, vor den sperrenden Stufen einen gewissen Massenstrom auszublasen um die Frontstufen zu entlasten. Der große Nachteil dabei ist, dass bereits verdichtete Luft verloren geht. Diese Methode muss zur Erweiterung des stabilen Betriebsbereichs bei Teillast sehr häufig angewendet werden.

• Verstellstatoren

Verstellbare Statoren werden häufig in den vorderen Stufen angewandt um dort die Zuströmung bei Teillast zu verbessern (siehe [3], S. 828-832). Nachteilig sind die durch den Verstellmechanismus am Gehäuse bedingte größere Komplexität und das höhere Gewicht, das sich negativ auf den Treibstoffverbrauch auswirkt. Die Anwendung von Verstellstatoren ist bei modernen Flugzeugtriebwerken aufgrund der geforderten Pumpgrenzabstände zurzeit unumgänglich.

• Casing Treatment

Casing Treatment (CT) gibt es in verschiedenen Konfigurationen und ist sowohl bei sub-, als auch bei transsonischen Rotoren wirksam (siehe [6]; [5], S. 401-409). Ins Gehäuse eingearbeitete Nuten beeinflussen dabei den Spaltwirbel und wirken positiv auf die Erweiterung der Pumpgrenze. CT wird hauptsächlich bei Rotoren angewendet – bei der Ausführung der Nuten gibt es eine Vielzahl von Formen. Der Nachteil liegt darin, dass dies ein permanenter Eingriff in die Strömung ist, der auch bei Nenndrehzahl (wo er eigentlich nicht benötigt wird) wirksam ist und dort den Wirkungsgrad verschlechtert [2].

1.3. Aufgabenstellung und Zielsetzung

Die Wirkung diskreter Einblasung wurde vielfach untersucht und die erfolgreiche Anwendung zur Erweiterung des stabilen Betriebsbereichs eines Axialverdichters bestätigt. Der große Vorteil, den die Einblasung gegenüber anderer Methoden zur Teillaststabilisierung, wie zum Beispiel CT hat ist, dass sie nach Bedarf aktiviert werden kann und somit nicht in Betriebszuständen in denen sie nicht benötigt wird eine Wirkungsgradeinbuße verursacht.

Bedenkt man, dass Auslegungen, die bei Teillast eine große Stabilität zeigen, im ADP in der Regel vergleichsweise niedrige Wirkungsgrade erzielen, so kann man die Einblasung auch als Möglichkeit sehen, den Wirkungsgrad im ADP zu verbessern. Wird die Auslegung für einen maximalen ADP-Wirkungsgrad optimiert, so kann die dadurch verringerte Teillaststabilität durch die Einblasung kompensiert werden.

Weiters ist es möglich, die Stabilisierung durch die Einblasung dafür zu nutzen um Gewicht am Verdichter einzusparen und damit den Treibstoffverbrauch zu senken. Denkbar ist in diesem Zusammenhang eine Reduktion der Schaufelzahl, aber auch eine Stufenzahlreduktion. Wie die Arbeit von Suder et al. zeigt, kann durch Einblasung eventuell teilweise auf die Verwendung von Verstellstatoren verzichtet werden, was ebenfalls eine nicht unerhebliche Gewichtsreduktion zur Folge hat.

Bisherige Untersuchungen wurden überwiegend mit zeitintensiven CFD-Verfahren oder anhand von kostenintensiven Versuchen an Test-Verdichtern durchgeführt. Diese beiden Methoden sind für die umfassende Untersuchung verschiedener Einblaseparameter ebenso ungeeignet wie zur schnellen Vorauslegung von Verdichtern unter Berücksichtigung der Einblasung, wo es auf eine gute Abstimmung der Einblaseparameter auf den Verdichter ankommt.

Bei MTU Aero Engines GmbH wird zur Vorauslegung von Verdichtern neben CFD-Verfahren ein stationäres zweidimensionales Rechenverfahren verwendet. (Eine detaillierte Beschreibung folgt im nächsten Kapitel.) Um die diskrete Einblasung, die instationäres, dreidimensionales Verhalten aufweist, in die Vorauslegung implementieren zu können, wurde von Pichler [17] ein Berechnungsmodell (siehe Abschnit 2.1.5) erarbeitet, das diese Einbindung ermöglicht. Die Arbeit von Pichler ist als Grundlage dieser Arbeit zu sehen.

Ziel dieser Arbeit ist es, ausgehend von vorhandenen Messdaten eines 8-stufigen Axialverdichters, ein Rechenmodell (für ein Stromlinienkrümmungsverfahren – siehe Kapitel 2) zu erstellen, und mit diesem, das von Pichler gewonnene Berechnungsmodell der Einblasung zu validieren. Im Weiteren soll die Auslegung des Verdichters im Rahmen des Stromlinienkrümmungsverfahrens so verändert werden, dass im ADP ein erhöhter Wirkungsgrad erreicht werden kann. Die sich dadurch bei Teillast ergebende Verringerung der Pumpgrenze soll durch die Anwendung von Einblasung kompensiert werden. Es werden im Detail folgende Punkte behandelt:

• Anpassungen eines Verdichter-Rechenmodells an entsprechende Messdaten, um im weiteren Verlauf das Berechnungsmodell der Einblasung anhand der Messdaten validieren zu können

- Verifikation und Anpassung des Einblase-Rechenmodells in [17] anhand von Messdaten
- Verifikation von Einblase-Messdaten (Variation von \dot{m}_{inj} und $T_{t,inj}$)
- Einblaseparametervariationen mit Hilfe des Rechenmodells und Vergleich der Ergebnisse mit jenen von Cassina et al. [4]
- Erstellung einer geeigneten Wirkungsgraddefinition für Fälle mit und ohne Einblasung
- Bewertung einer Neuauslegung des bestehenden Verdichters (Änderung des SGV-Rechenmodells), die das Potential der Einblasung in Form einer Wirkungsgradsteigerung bzw. eines reduzierten Treibstoffverbrauchs voll ausschöpfen kann

Die Grundlage für die Anpassung des Modells und die Verifikation des Einblase-Rechenmodells bilden umfangreiche Messdaten, die im Zuge von vielen Messreihen an einem Versuchs-Verdichter entstanden sind und am Beginn der Arbeit bereits vorlagen.
Kapitel 2.

Rechenverfahren und Validierung

In diesem Kapitel wird zunächst das den Untersuchungen zugrunde liegende Rechenverfahren beschrieben. Nachdem das Modell des Verdichters anhand von Messdaten an den realen Vergleichsverdichter angepasst wurde, kann die Erweiterung dieses Rechenverfahrens um die Einblasung (ebenfalls anhand von Messdaten) validiert werden. Zusätzlich wird die von Cassina et al. [4] durchgeführte Einblaseparameter-Studie anhand eines SGV-Modells in ähnlicher Weise nachgerechnet. Am Ende des Kapitels werden die Erweiterungen des Einblase-Berechnungsprogramms erläutert. Darüber hinaus wird als Grundlage für eine Neuauslegung, eine Wirkungsgradbilanzierung beschrieben, die Konfigurationen mit und ohne Einblasung miteinander vergleichbar macht.

2.1. Stromlinienkrümmungsverfahren als Meridianstromverfahren

Die Strömung in einer Turbomaschine wird durch die instationären, dreidimensionalen, kompressiblen Navier-Stokes-Gleichungen beschrieben. Die Lösung dieser Gleichungen erfordert eine sehr hohe Rechenleistung (siehe [5], S. 444-447), sodass dieses Verfahren im Moment und auch in naher Zukunft für die schnelle Vorauslegung mehrstufiger Axialverdichter ungeeignet ist.

Wu [26] zeigte, dass sich die Berechnung der dreidimensionalen, kompressiblen, reibungsfreien Strömung in einer Strömungsmaschine auf die Berechnung in zwei miteinander gekoppelten Flächen (sogenannte S1- und S2-Stromflächen) zurückführen lässt (siehe Abbildung 2.1). Es werden nur die Grundlagen dieses sogenannten Stromlinienkrümmungsverfahrens sowie die für diese Arbeit wichtigen Aspekte beschrieben. Eine ausführliche Diskussion dieses Berechnungsverfahrens ist in [5] nachzulesen.



Abbildung 2.1.: Lage der S1- und S2-Stromflächen in der Schaufelpassage [26]

2.1.1. Koordinatensystem für ein Stromlinienkrümmungsverfahren

S1-Flächen reichen von Schaufel zu Schaufel in Umfangsrichtung, S2-Flächen von der Nabe bis zum Gehäuse in axialer Richtung in der Schaufelpassage. Die Lage dieser Stromflächen, die für die gekoppelte Berechnung der Strömung verwendet werden, wird von der Lage der Stromlinien festgelegt. Sie ist somit zunächst nicht bekannt (da diese das eigentliche Ergebnis der Rechnung ist) und ändert sich im Laufe der Berechnung. Es werden aus diesem Grund angenäherte S1- und S2-Flächen verwendet, die im Laufe der Berechnung unverändert bleiben. Anstatt S1-Flächen werden umfangssymmetrische Stromflächen, die aus in der Meridianebene liegenden Stromlinien gebildet werden, verwendet. S2-Flächen werden durch Meridianebenen angenähert. Dieser Zusammenhang wird in Abbildung 2.2 verdeutlicht.

In Abbildung 2.2 (a) ist ein Meridianschnitt abgebildet und in Abbildung 2.2 (b) die Sicht auf eine Schaufelreihe in Richtung der Achse. Die Stromlinie, festgelegt durch die Punkte ABC, liegt auf der mittleren Stromfläche der Schaufelpassage. Die Tangentenrichtung \vec{m} und die Normalenrichtung \vec{n} ändern sich (aufgrund einer sich ändernden Stromlinienlage) während der Berechnung und sind somit zum Formulieren der Gleichungen ungeeignet. Diese Richtungen werden daher in der Meridianstromfläche (mit dem Winkel ε gegen die Meridianebene geneigt) durch die unveränderlichen Richtungen \vec{x} und \vec{e} (wird als "Quasi-Orthogonale" bezeichnet) angenähert und anschließend in die Meridianebene projiziert ($\vec{x} \to \vec{x}, \vec{e} \to \vec{q}$). So entsteht das Zylinderkoordinatensystem mit den Richtungen $\vec{r}, \vec{\theta}$ und \vec{x} , das seine Lage während des Berechnungsvorgangs nicht verändert. In diesem Koordinatensystem werden die zur Berechnung verwendeten Gleichungen formuliert.



Abbildung 2.2.: Koordinatensystem des Stromlinienkrümmungsverfahrens

2.1.2. Modellbildung

Die Gleichungen des Stromlinienkrümmungsverfahrens werden mit Hilfe der folgenden Beziehungen hergeleitet:

- Massenbilanz
- Impulsbilanz
- Energiebilanz

Vereinfachend wird die Strömung beim Aufstellen der Gleichungen als

- axialsymmetrisch,
- stationär,
- reibungsfrei und
- adiabat

betrachtet. Entlang der Stromlinien bleiben im Absolutsystem die Totalenthalpie und im Relativsystem die Totalrothalpie konstant (siehe [5], S. 107-111).

Nach Kombination der zur Verfügung stehenden Beziehungen ergibt sich für ein Fluidteilchen die Ableitung der Geschwindigkeit v_m in tangentialer Richtung an die Stromlinie zu:

$$\frac{1}{2}\frac{\partial}{\partial m}v_{m}^{2} = \underbrace{\frac{\partial h_{t}}{\partial q} - T\frac{\partial s}{\partial q} - \frac{1}{2 \cdot r^{2}}\frac{\partial}{\partial q}\left(r^{2} \cdot v_{\theta}^{2}\right)}_{(a)} + \underbrace{\frac{v_{m}}{\partial m}\frac{\partial v_{m}}{\sin(\phi + \gamma)}}_{(b)} + \underbrace{\frac{v_{m}}{r}\frac{\partial}{\partial m}\left(r \cdot v_{\theta}\right) \cdot \tan(\varepsilon)}_{(c)} + \underbrace{\frac{v_{m}^{2}}{r_{m}}\cos(\phi + \gamma)}_{(d)}}_{(d)}$$
(2.1)

Dies ist die Grundgleichung des Stromlinienkrümmungsverfahrens (vollständiges radiales Gleichgewicht). Die einzelnen Ausdrücke auf der rechten Seite der Gleichung haben dabei folgende Bedeutungen:

- (a) Radiales Gleichgewicht
- (b) Anderung von v_m in Richtung \vec{m}
- (c) Neigung der Meridianstromfläche
- (d) Beschleunigung aufgrund der Stromlinienkrümmung

Gleichung 2.1 muss iterativ gelöst werden und wird erst unter Zuhilfenahme der Massenbilanz in Gleichung 2.2 eindeutig lösbar.

$$\dot{m} = 2 \cdot \pi \cdot \int_{r_N}^{r_G} \left[\rho \cdot v_m \cdot \cos(\phi + \gamma) \cdot r \right] dr$$
(2.2)

Diese Gleichung stellt den Zusammenhang zwischen der Meridiangeschwindigkeit v_m und dem Massenstrom durch den Verdichter ohne Berücksichtigung der im folgenden Abschnitt erläuterten Versperrung her.

2.1.3. Verwendete Korrelationen

Die Grundgleichung des Stromlinienkrümmungsverfahrens wurde unter vereinfachten Annahmen hergeleitet. Um die tatsächlichen Verhältnisse besser beschreiben zu können, werden Korrelationen verwendet, die die Berücksichtigung von Verlusten, der Minderumlenkung und der Versperrung im Ringraum erlauben. Im Folgenden werden die verwendeten Korrelationen beschrieben.

Verluste

ω

Die Annahme einer reibungsfreien Strömung bei der Herleitung der Zusammenhänge erfordert die Vorgabe von Verlusten bei der Berechnung der Strömung. Diese werden entlang der einzelnen Stromlinien vorgegeben und basieren im Fall des verwendeten Programms (zur Berechnung des Stromlinienkrümmungsverfahrens) auf den Korrelationen von Grieb et al. [7]. Die Verluste werden in Form eines Totaldruckverlustbeiwerts vorgegeben. Dabei wird die Totaldruckdifferenz auf den dynamischen Druck am Eintritt bezogen.

$$\nu = \frac{p_{t,ein} - p_{t,aus}}{p_{t,ein} - p_{s,ein}}$$
(2.3)

Für ein Schaufelgitter werden alle Verluste, die den verschiedenen Verlustmechanismen zugeordnet werden, zu einem Totaldruckverlustbeiwert zusammengefasst.

$$\omega = (\omega_{P,i} + \omega_{P,k} + \omega_W) \cdot \left(\frac{Re}{Re_{ref}}\right)^{-0,2} + (\omega_{sek} + \omega_{Sp}) \cdot \left(\frac{Re}{Re_{ref}}\right)^{-\varepsilon} + \omega_{St}$$
(2.4)

Die einzelnen Verlustanteile sind:

- Verluste, die von den Profilgrenzschichten hervorgerufen werden:
 - inkompressibler Profilverlust $\omega_{P,i}$: wird mit Hilfe einer Beziehung von Lieblein [11] aus Messungen am ebenen Schaufelgitter bestimmt.
 - kompressibler Profilverlust $\omega_{P,k}$: berechnet sich aus dem inkompressiblen Profilverlust mit einem zusätzlichen Machzahl-abhängigen Faktor K_k zu:

$$\omega_{P,k} = K_k(Ma) \cdot \omega_{P,i} \tag{2.5}$$

- Stoßverlust $\omega_{P,St}$: wird aus empirischen Korrelationen auf der Grundlage von Messungen bestimmt.
- Der Verlust aufgrund der Reibung an Gehäuse und Nabe wird in den sogenannten Wandverlusten ω_W zusammengefasst.
- Am Schaufelfuß und an der Schaufelspitze kommt es aufgrund des vorhandenen Druckgradienten in der Schaufelpassage zu Sekundärverlusten, die mit ω_{sek} bezeichnet werden.
- Der durch den Spaltmassenstrom von der Druck- zur Saugseite verursachte Verlust wird mit ω_{Sp} bezeichnet. Dabei wirkt sich zusätzlich die Interaktion des Spaltmassenstroms mit der Hauptsrömung negativ aus.

Bis auf den Stoßverlust gelten alle Verluste für eine Referenz-Reynoldszahl von $Re_{ref} = 3 \cdot 10^5$ und müssen bei kleineren Reynoldszahlen ($Re < Re_{ref}$) mit Hilfe eines Exponentialgesetzes korrigiert werden (siehe Gleichung 2.4). Der Reynoldskorrektur-Exponent ε für die Spalt- und Sekundärverluste muss aus Messungen bestimmt werden. Für die Korrektur der Profil- und Wandverluste gilt unter Annahme der Gültigkeit des Ähnlichkeitsgesetzes hydraulisch glatter Oberflächen ein Wert von 0.2.

Die bis hierhin beschriebene Berechnung des Profilverlusts ω gilt nur im ADP, also dort, wo dieser aufgrund der annähernd gleichen Strömungs- und Metallwinkel minimal ist ($\omega = \omega_{min}$). Das bedeutet allerdings nicht, dass die Inzidenz in diesem Fall exakt gleich null ist. Je nach Profiltyp werden leicht positive oder negative Inzidenzen den geringsten Profilverlust ergeben. Zum Thema der optimalen Inzidenz gibt es einige verschiedene Ansätze (siehe [5], S. 162). Lieblein [11] beispielsweise definiert die sogenannte "Minimum-Verlust-Inzidenz" (engl.: minimum-loss incidence angle), bei der der Verlust am geringsten ist.

Weichen die Zuströmbedingungen durch eine Änderung der Inzidenz von den idealen Verhältnissen ab, so steigen die Profilverluste. Dieser Zusammenhang wird in Form von sogenannten Verlustpolaren bzw. Gittercharakteristiken dargestellt (siehe Abbildung 2.3). Der sogenannte Off-Design-Verlust ω_{off} der, wie man erkennen kann, von der Machzahl



Abbildung 2.3.: Gittercharakteristiken in Abhängigkeit der Machzahl

abhängig ist, wird mit einem Exponentialgesetz auf Basis des minimalen Verlusts im Auslegungspunkt ω_{min} (der ebenfalls von Ma abhängig ist) berechnet. Für eine gegebene Inzidenz *i* ergibt sich:

$$\omega_{off} = \omega_{min} \cdot (1 + K \cdot i_r^n) \tag{2.6}$$

Die Größe i_r , die im Englischen als "incidence range" bezeichnet wird, ist ein Maß für die Lage von *i* relativ zu i_{max} . Diese Inzidenz wird anhand von Messungen sowohl für den Sperr-, als auch für den Abreißast bestimmt.

$$i_r = \frac{i - i_{min}}{i_{max} - i_{min}} \tag{2.7}$$

Die Werte für den Faktor K und den Exponenten n wurden von Köhler [10] bestimmt.

Minderumlenkung

Die Strömung wird aufgrund von Potentialströmungseffekten am Austritt eines Gitters nicht exakt der Profilkontur folgen (siehe [5], S. 168). Die aufgrund der Profilform vorgegebene Umlenkung wird dadurch vermindert. So entsteht eine Differenz zwischen Strömungsund Metallwinkel am Austritt des Gitters, die als Minderumlenkung δ bezeichnet wird (siehe Abbildung 1.4). Diese ist neben der Inzidenz *i* auch von der Überdeckung σ und dem Staffelungswinkel ξ abhängig. Beim verwendeten Stromlinienkrümmungsverfahren wird die Minderumlenkung in Form einer von Lieblein [11] stammenden Korrelation berücksichtigt – jene Parameter, die in die Korrelation eingehen, sind an MTU-Schaufeldaten angepasst.

Versperrung

Beim Aufstellen der Massenbilanz (Gleichung 2.2) wird im reibungsfreien Fall als Querschnittsfläche der gesamte Ringraum verwendet. In Wahrheit kommt es aufgrund der Wandreibung dazu, dass mit zunehmender axialer Tiefe, vom Eintritt aus gesehen, der tatsächlich zur Verfügung stehende Querschnitt abnimmt. Die Grenzschichten an den Wänden (an der Nabe und am Gehäuse) versperren aufgrund der dort herrschenden minimalen Strömungsgeschwindigkeiten den Ringraum. Die Versperrung B (engl.: blockage) ergibt sich mit der Axialgeschwindigkeit c_{ax} im reibungsfreien Fall zu:

$$B = 1 - \frac{\dot{m}}{2 \cdot \pi \cdot \int_{r_N}^{r_G} \left(\rho \cdot c_{ax} \cdot r\right) dr}$$
(2.8)

Um dies beim Stromlinienkrümmungsverfahren berücksichtigen zu können, wird die rechte Seite der Massenbilanz (Gleichung 2.2) mit (1 - B) multipliziert. Idealerweise erfolgt die Vorgabe der Versperrung aufgrund von Messdaten – entsprechende Korrelationen gibt es im Fall der Versperrung keine (siehe [5], S. 115).

2.1.4. Anwendung des Stromlinienkrümmungsverfahrens

Die numerische Lösung der im vorigen Abschnitt beschriebenen Gleichungen des Stromlinienkrümmungsverfahrens erfolgt bei MTU Aero Engines GmbH mit der Anwendung "SGV" (Stromliniengeometrieverfahren). Die Berechnungen werden in einer Meridianstromfläche durchgeführt – die Rechenpunkte, an denen die Gleichungen gelöst werden, ergeben sich durch die Schnittpunkte der Stromlinien mit den "Rechenebenen". Die äußerste und innerste Stromlinie bilden die Kontur des Ringraums, die Anzahl der Stromlinien zwischen diesen beiden ergibt die Auflösung des Rechengebiets in radialer Richtung. Die Rechenebenen in axialer Richtung werden jeweils an den Gitterein- und Gitteraustritt gelegt. Zusätzlich zu den Rechenebenen an den Gittern werden am Ein- und Austritt des Rechengebiets und zwischen den einzelnen Gittern ebenfalls Rechenebenen platziert. In dieser Arbeit wird das SKV als "Duct Flow Verfahren" verwendet – das heißt, dass sich innerhalb des Gitters keine Rechenebenen befinden.

Auf den Berechnungsablauf im SGV und die unterschiedlichen Berechnungsmöglichkeiten (Auslegungsrechnung – Nachrechnung) wird nur kurz eingegangen. Eine umfassende Beschreibung findet sich in [17].

Berechnungsablauf

Zu Beginn der Rechnung muss die Lage der Stromlinien angenommen werden, um eine Startlösung für die iterative Lösung des totalen radialen Gleichgewichts in Kombination mit der Massenbilanz (Gleichungen 2.1, 2.2) an jedem Rechenpunkt zu bekommen. Ausgehend von den vorgegebenen Bedingungen am Eintritt wird in Strömungsrichtung von einer Ebene zur nächsten weitergerechnet. Nachdem alle Punkte des Rechengitters gerechnet wurden, ergibt sich eine neue Stromlinienlage, die mit der ursprünglich angenommenen Lage verglichen wird. Ist die Abweichung zu groß, so wird mit der neu erhaltenen Stromlinienlage ein neuer Durchlauf gestartet, so lange bis die Differenz von neuer und alter Stromlinienlage kleiner als eine vorgegebene Schranke ist.

Auslegungsrechnung

Bei der Auslegungsrechnung wird die Beschaufelung des Verdichters nach den gewünschten Forderungen für \dot{m}_{red} und Π im ADP berechnet. Eine mögliche Vorgabe eines Parametersatzes beinhaltet:

- Ringraumgeometrie; axiale Gitterbreite und Axialspalte (Festlegung der Rechenebenen)
- Anzahl der Stufen, Drehzahl und Anzahl der Schaufeln in den einzelnen Gittern
- axiale und radiale Verteilung der Stufendruckverhältnisse und der Reaktionsgrade
- Eintrittsbedingungen: Massenstrom, Totaltemperatur und -druck
- Abströmwinkel am Austritt des Verdichters
- "Auf-" bzw. "Zudrehen" der Vorderkanten der Profile (um leicht positive bzw. negative Inzidenzen im Auslegungspunkt festzulegen – siehe Abschnitt 3.3)

Auf Basis der geforderten Druckverhältnisse und Reaktionsgrade werden mit den entsprechenden Korrelationen und den Gleichungen des Stromlinienkrümmungsverfahrens die Metallwinkel der einzelnen Gitter berechnet. Auf Grundlage einer derartigen Auslegung kann man eine im Folgenden beschriebene Nachrechnung bzw. Teillastrechnungen durchführen.

Nachrechnung (Teillastrechnungen)

Bei der Nachrechnung wird der Verdichter, dessen in der Auslegung berechnete Geometrie festgehalten wird, unter geänderten Betriebsbedingungen untersucht. Um ein Kennfeld eines Verdichters zu berechnen, oder das Verhalten an Messdaten anzupassen, können unter anderem die folgenden Größen variiert bzw. angepasst werden:

• Eintrittsbedingungen: Massenstrom, Totaltemperatur und -druck

- Drehzahl
- Drehung der Verstellstatoren

Es ist somit möglich, durch Veränderung der Drehzahl und des Massenstroms verschiedene Teillastzustände zu berechnen. Eine wichtige Rolle bei geänderten (nicht idealen) Zuströmbedingungen nimmt der Off-Design-Verlust ein. Die in Abschnitt 2.1.3 beschriebenen Verlustpolaren werden in der Auslegungsrechnung generiert. Dabei wird die Form der Polaren global für jeweils ein Gitter berechnet, was sich in speziellen Fällen als unzureichend herausstellen kann. Es gibt darüber hinaus die Möglichkeit, die ursprünglich vom Programm generierten Polaren für die Nachrechnung anzupassen und auch radial neu vorzugeben. Diese Vorgangsweise wird sich im weiteren Verlauf bei der Anpassung des Modells an Messdaten als wichtiges Werkzeug erweisen.

2.1.5. Implementierung von Einblasung in ein Stromlinienkrümmungsverfahren

Das im vorigen Abschnitt eingeführte Stromlinienkrümmungsverfahren ist ein stationäres Verfahren und scheint somit für die Berechnung von diskreter Einblasung zunächst als ungeeignet. Der Rotor, vor dem eingeblasen wird, durchläuft auf dem radialen Bereich auf dem die Einblasung wirkt, abwechselnd das Gebiet der Hauptströmung und das Gebiet der Einblaseströmung (siehe Abbildung 1.8). Es kommt also zu einer instationären Zuströmung im Relativsystem des Rotors, die mit einem stationären Meridianstromverfahren nicht modellierbar ist. Matzgeller [13] und Schneider [19] zeigten, dass bei der Wirkung der Einblasung instationäre Effekte eine entscheidende Rolle spielen und daher betrachtet werden müssen.

Pichler beschreibt in [17] ausführlich die Modellbildung einer diskreten Einblasung für ein stationäres Meridianstromverfahren und die Implementierung in SGV. Im Folgenden werden die darin enthaltenen grundlegenden Ideen und Zusammenhänge, sowie die Umsetzung in Form eines Programms in kurzer Form beschrieben.

Zuströmbedingungen

Die Einblasung eines Massenstroms durch diskret am Umfang verteilte Düsen am Gehäuse ändert die Zuströmbedingungen des nachfolgenden Rotors. Betroffen ist dabei nur der radiale Bereich an der Spitze der Schaufel $r \in [r_{inj}; r_G]$, dessen Erstreckung sich aufgrund der Einblaseparameter \dot{m}_{inj} und $p_{t,inj}$ einstellt. Mit Hilfe von CFD-Rechnungen wurde gezeigt, dass sich unterhalb der Ausbreitung des Einblasestrahls die Zuströmbedingungen in Umfangsrichtung nur wenig ändern (siehe Abbildung 2.4 (b)). In Abbildung 2.4 (a) wird dieser Zusammenhang mit den Verläufen q_1 und q_2 einer beliebigen Strömungsgröße q verdeutlicht. Die im Abstand von x_{inj} vor der Schaufelvorderkante vorgegebenen Zuströmbedingungen $q(p_{t,inj}, \alpha_{inj})$ der Einblasung ergeben, mit ebenfalls aus CFD-Rechnungen abgeleiteten Korrelationen in Abhängigkeit der Strömungsbedingungen im Hauptmassenstrom, die Zuströmbedingungen am Eintritt des Rotors.



Abbildung 2.4.: Zuströmung bei diskreter Einblasung

Abbildung 2.4 (b) zeigt die Strömungsverhältnisse im Absolutsystem am Rotor-Eintritt. Aufgetragen ist eine Strömungsgröße in Abhängigkeit der Position am Umfang l für eine radiale Position r_1 innerhalb des Einblasestrahls. Anfang und Ende der Periode werden mit 0 und 1 gekennzeichnet.

Die daraus im Relativsytem entstehenden zeitlich instationären Zuströmbedingungen werden für die Berechnung in Form einer Fourier-Reihe (Gleichung 2.9) modelliert. Im Gegensatz zur Heaviside-Funktion hat diese den Vorteil, stetig und damit integrierbar zu sein. Diese Tatsache ist bei der Bildung von Mittelwerten von Bedeutung. Die Ordnung der Fourier-Reihe wird nach Vergleich mit CFD-Ergebnissen mit n = 9 gewählt.

$$f(t) = \sum_{k=0}^{n} \left[a_k \cdot \cos(k \cdot \omega \cdot t) + b_k \cdot \sin(k \cdot \omega \cdot t) \right]$$
(2.9)

Instationäre Mittelung

Die erhaltenen instationären Zuströmbedingungen (Gleichung 2.9) können vom Stromlinienkrümmungsverfahren nicht verwertet werden. Pichler beschreibt in [17] die Bildung eines Modells, das ausgehend von den instationären Zuströmbedingungen gemittelte Zuströmbedingungen berechnet, die den instationären Effekten Rechnung tragen und dem Stromlinienkrümmungsvefahren vorgegeben werden können. Dabei werden Ideen von Melick et al. [15] und Mazzaway et al. [14] genutzt, die zeigten, dass beim Auftrieb des Tragflügels die instationären Effekte aufgrund einer instationären Zuströmung mit einem dynamischen System erster Ordnung beschrieben werden können.

Die grundlegende Idee der Vorgabe von sogenannten effektiven Eintrittsbedingungen, die im weiteren Verlauf bei der diskreten Einblasung angewendet wird, stammt ebenfalls von Melick. Dieser berechnet den Auftrieb eines instationären Zuströmbedingungen ausgesetzten Tragflügels mit Hilfe der Gleichung für den Auftrieb bei stationären Zuströmbedingungen – dies ist nur bei bekannter Systemdynamik möglich. Die instationären Effekte wurden dabei durch eine geeignete Mittelung der Zuströmung berücksichtigt. Dass diese Beziehungen auch auf das Schaufelgitter angewendet werden können, wird mit dem Zusammenhang zwischen der Umströmung eins Tragflügels und der Strömung in einem Schaufelgitter bei stationären Zuströmbedingungen begründet. Das so entstandene semidynamische Modell kann mit dem SKV gelöst werden und hat gegenüber dynamischen Modellen, die für die Lösung CFD-Programme erfordern, den Vorteil, dass die Berechnung deutlich weniger Zeit in Anspruch nimmt.

Bei der Berechnung der gemittelten Zuströmbedingungen gilt, dass die zeitlichen Änderungen der Größen, die den Auftrieb einer Schaufel beeinflussen, unabhängig voneinander berechnet werden können. Begründet wird dies durch die Annahme, dass die Änderung des Auftriebs aufgrund der Änderung irgendeiner dieser Größen der Zuströmung die gleiche Auswirkung im Bezug auf die Ordnung des dynamischen Systems hat.

Für eine radiale Position der Schaufel im Bereich der Einblasung $r \in [r_{inj}; r_G]$ ergibt sich der Wert einer instationären Größe q(t) in der Zuströmung mit den Werten in der Hauptströmung $q_{mf}(t)$ und im Einblasestrahl $q_{inj}(t)$ zusammen mit der Fourier-Reihe (Gleichung 2.9) zu:

$$q(t) = q_{mf}(t) + [q_{inj}(t) - q_{mf}(t)] \cdot \sum_{k=0}^{n} [a_k \cdot \cos(k \cdot \omega \cdot t) + b_k \cdot \sin(k \cdot \omega \cdot t)]$$
(2.10)

Die Systemantwort, die als effektive Zuströmgröße bezeichnet wird, ergibt sich bei einem zugrunde liegenden System erster Ordnung zu:

$$q_{eff}(t) = q_0 + \Delta q_{eff}(t) = q_0 + \Delta q_{in} \cdot \left(1 - e^{-\frac{t - t_0}{\tau(t)}}\right)$$
(2.11)

Die dazugehörige Differentialgleichung lautet:

$$\Delta \dot{q}_{eff} + \frac{1}{\tau(t)} \Delta q_{eff} = \frac{1}{\tau(t)} \Delta q_{in}$$
(2.12)

Da die Zeitkonstante von der Axialgeschwindigkeit c_{ax} abhängt (siehe Gleichung 2.14), handelt es sich um eine nichtlineare Differentialgleichung. Die Lösung dieser nichtlinearen Differentialgleichung erfolgt daher nach dem Übergang von einem kontinuierlichen auf ein diskretes System (mit den Zeitschritten n) mit einem Rückwärtsdifferenzenschema der Form:

$$q_{eff}(n+1) = q_{eff}(n) + [t(n+1) - t(n)] \cdot \frac{1}{\tau(t)} \cdot [q_{in}(n) - q_{eff}(n)]$$
(2.13)

Dabei muss zunächst ein Startwert für $q_{eff}(n = 0)$ angenommen werden. Die Lösung erfolgt iterativ durch Vergleichen der Werte am Anfang und am Ende einer Periode $\left(per = \frac{1}{N \cdot n_{inj}}\right)$, die im eingeschwungenen Zustand des Systems gleich sein müssen.

Die Zeitkonstanten werden mit der axialen Strömungsgeschwindigkeit und der axialen Sehnenlänge gebildet. Hinzu kommt der Faktor k_0 , der den Einfluss des Schaufelverbands im Vergleich zum Tragflügel beinhaltet und der von Melick anhand von Messdaten bestimmte Faktor 5.5.

$$\tau(t) = \frac{5.5 \cdot C_{ax}}{k_0 \cdot c_{ax}(t)}$$
(2.14)

Schlussendlich kann durch eine zeitliche Mittelung, der zu den diskreten Zeitpunkten n berechneten effektiven Größen, ein Wert $\overline{q_{eff}}$ bestimmt werden, der stationär ist, aber aufgrund der Modellierung auch die instationären Effekte beinhaltet und somit als Vorgabe für das SKV geeignet ist:

$$\overline{q_{eff}} = \frac{1}{per} \cdot \sum_{n=0}^{per} \left[\frac{q_{eff,n} + q_{eff,n+1}}{2} \cdot (t_{n+1} - t_n) \right]$$
(2.15)

Umsetzung der Idee für die Anwendung in einem SKV

Für die Berechnung von Fällen mit Einblasung wurde von Pichler ein Python-Programm erstellt, das auf den SGV-Code zugreift und eine konvergierte Lösung einer Rechnung ohne Einblasung als Startlösung benötigt.

Um die Einblasung berechnen zu können, müssen zunächst die Einblaseparameter \dot{m}_{inj} , $p_{t,inj}$, $T_{t,inj}$, n_{inj} und AR_{inj} vorgegeben werden. Diese bilden zusammen mit der konvergierten Startlösung (die die Strömungsbedingungen in der Hauptströmung liefert) die Grundlage zur Berechnung der realen instationären Eintrittsbedingungen des Rotors, vor dem eingeblasen wird.

Die im vorigen Abschnitt beschriebene Bestimmung der gemittelten effektiven Zuströmbedingungen in Gleichung 2.15 (im Weiteren als "instationär gemittelt" bezeichnet) liefert die richtigen Vorgaben, um die instationären Effekte berechnen zu können. Allerdings ergeben diese Zuströmbedingungen eine falsche Stromlinienlage und falsche integrale Werte der Strömungsgrößen am Eintritt (da in diesem Fall eine instationäre Mittelung und keine Massenmittelung in Umfangsrichtung erfolgt). Um die für ein Meridianstromverfahren richtigen Zuströmbedingungen zu erhalten müssen die realen Eintrittsbedingungen in Umfangsrichtung massengemittelt werden. Es gibt somit, als Grundlage für die Berechnung der Einblasung, zwei unterschiedliche Vorgaben der Strömungsverhältnisse am Eintritt des Rotors, vor dem eingeblasen wird:

- *massengemittelte Zuströmbedingungen*: liefern die richtige Stromlinienlage und die richtigen integralen Werte der Strömungsgrößen am Eintritt
- *instationär gemittelte Zuströmbedingungen*: liefern jene Eintrittsbedingungen, die im Bezug auf den Arbeitsaufbau des Rotors die instationären Effekte richtig berücksichtigen.

Ausgehend von der Basisrechnung, werden also zunächst mit den zwei soeben eingeführten Zuströmbedingungen zwei voneinander unabhängige SGV-Lösungen berechnet. Um die entsprechenden Größen für die Einblasung vorgeben zu können, müssen Größen an Rechenebenen manipuliert werden, die innerhalb des Verdichters liegen und somit das Ergebnis der Berechnung sind. Damit die entsprechenden Vorgaben des Modells umgesetzt werden können, werden die folgenden Größen verändert:

- Totaldruck: Die Vorgabe des Totaldrucks ist außer am Eintritt in den Verdichter nicht möglich. Um den Totaldruck am Rotor-Eintritt einzustellen, wird der Verlust (durch Vorgabe von ω) des Stators davor so angepasst, dass sich in Kombination mit dem berechneten Totaldruck vor dem Stator der gewünschte Druck am Eintritt des Rotors ergibt.
- *Totaltemperatur:* Um die Temperatur des Einblasemassenstroms berücksichtigen zu können, wird an der Rechenebene, die den Eintritt des Einblasemassenstroms modelliert, eine entsprechende Temperaturdifferenz vorgegeben, die zur an dieser Stelle ursprünglich berechneten Temperatur addiert wird.
- Absoluter Strömungswinkel: Die mit einem bestimmten Winkel α_{inj} gegen die Umfangsrichtung geneigte Einblasedüse ergibt zusammen mit dem in der Hauptströmung vorhandenen Strömungswinkel α_{mf} einen entsprechenden (massen- oder instationär) gemittelten Wert. Es wird der Austrittsströmungswinkel des vorangegangenen Stators durch entsprechendes Setzen eines Steuerparameters vorgegeben, um so die Richtung der Zuströmung zum Rotor zu ändern.
- *Massenstromzugabe*: Im SGV-Programmcode ist die Modellierung von Ausblasestellen eingebunden. Durch Angabe der Rechenebene und des auf den Gesamtmassenstrom bezogenen relativen Anteil des Massenstroms kann so dem Hauptmassenstrom auch ein zusätzlicher Massenstrom zugeführt werden. Die zusätzliche Masse wird bei

den verwendeten Steuerparametern in der obersten Stromröhre zugeführt.

Diese Anpassungen werden in beiden Fällen durchgeführt und nach zwei unabhängig voneinander durchgeführten SGV-Berechnungsabläufen erhält man eine massengemittelte und eine instationär gemittelte Lösung. Die massengemittelte Lösung, die nun die aufgrund der Einblasung richtigen Zuströmbedingungen beinhaltet, wird für den letzten Berechnungslauf als Startlösung herangezogen. Die noch anzupassenden Parameter sind der Arbeitsaufbau des Rotors sowie der damit verbundene Verlust aufgrund der instationären Effekte – diese Größen sind in der instationär gemittelten Lösung richtig berechnet und werden aus dieser ausgelesen. Damit man ausgehend von der massengemittelten Lösung die endgültige Lösung der Einblaserechnung erhält, werden der Arbeitsaufbau und der Verlust des Rotors auf folgende Weise angepasst.

• *instationärer Arbeitsaufbau:* Da die Zuströmbedingungen der massengemittelten Lösung bereits richtig sind, kann eine Änderung des Arbeitsaufbaus nur durch eine Manipulation der Austrittsgrößen erreicht werden. Sowohl eine Änderung des Betrages, als auch der Richtung der Austrittsgeschwindigkeit ändern diesen. SGV bietet nur die Möglichkeit den Winkel zu ändern. Die Eulersche Impulsmomentengleichung liefert für die gewünschte spezifische Arbeit W_{inst} (aus der Lösung mit den instationär gemittelten Zuströmbedingungen) unter Berücksichtigung der berechneten Strömungsgeschwindigkeiten für den Strömungswinkel am Austritt:

$$\beta_{aus,neu} = \pi - \arccos\left(\frac{u_{aus}^2 - W_{inst} - u_{ein} \cdot c_{u,ein}}{u_{aus} \cdot w_{aus}}\right)$$
(2.16)

Da in der Regel (ausgenommen beim ersten und letzten Stator) die Steuerparameter von SGV so stehen, dass der Austrittsströmungswinkel vom SGV-Programm berechnet wird, berechnet man die Differenz zwischen $\beta_{aus,neu}$ und β_{aus} und gibt dann einen entsprechenden Metallwinkel am Austritt des Rotors $\chi_{aus,neu}$ vor, um die gewünschte Arbeit zu bekommen.

$$\chi_{aus,neu} = \chi_{aus} + \beta_{aus,neu} - \beta_{aus} \tag{2.17}$$

Dieser Anpassungsvorgang ist ein iterativer Prozess, da sich durch die Vorgabe der Arbeit auch die Strömungsgeschwindigkeit am Austritt ändert und die Korrelation für die Minderumlenkung in die Berechnung eingeht.

• Verlust des Rotors: In dem radialen Bereich in dem die Einblasung wirksam ist, wird für das Gitter der berechnete Verluste der instationären Lösung vorgegeben, im Bereich darunter jener der massengemittelten Lösung.

Kurz zusammengefasst ergibt sich der folgende Ablauf bei der Berechnung der Einblasung mit Hilfe des Python-Programms. Ausgehend von einer konvergierten SGV-Lösung ohne Einblasung werden mit den entsprechenden Parametern der Einblase-Konfiguration eine Lösung mit massengemittelten und eine Lösung mit instationär gemittelten Zuströmbedingungen berechnet. Die massengemittelte Lösung wird danach so angepasst, dass der Rotor vor dem eingeblasen wird, jenen Arbeitsaufbau liefert, der als Ergebnis der Rechnung mit instationären Zuströmbedingungen berechnet wurde und somit die instationären Effekte beinhaltet.

Die Verifikation des Berechnungsprogramms anhand von Messdaten erfolgt in Abschnitt 2.3. Anschließend werden in Abschnitt 2.5 Anpassungen des Rechenmodells der Einblasung beschrieben, die im Zuge der Validierung durchgeführt wurden.

2.2. Validierung von Fällen ohne Einblasung

Um die Auswirkungen verschiedener neuer Auslegungen auf den Wirkungsgrad und die Teillaststabilität mit SGV beurteilen zu können, muss zunächst eine Basis-Auslegung festgelegt werden, auf Grundlage derer Veränderungen der Verdichterauslegung untersucht werden. Damit gleichzeitig das Rechenmodell der Einblasung verifiziert werden kann, wird das SGV-Basismodell an Messdaten angepasst, die für Fälle mit und ohne Einblasung vorhanden sind. Die Untersuchungen werden an einem 8-stufigen transsonischen Hochdruckaxialverdichter durchgeführt.

2.2.1. Ausgangspunkt und Zielsetzung der Anpassungen des Modells

Ausgangspunkt ist zunächst ein SGV-Modell des Verdichters, das zwar bei Auslegungsdrehzahl das gemessene Verdichterverhalten gut widerspiegelt, bei Teillast aber nicht das gewünschte Verhalten zeigt. Die Tatsache, dass sich das Betriebsverhalten eines Verdichters, bei dem dreidimensionale und instationäre Effekte wie z.B. Spaltwirbel und rotierende Abreißströmung auftreten, nicht exakt mit einem Meridianstromverfahren abbilden lässt, erfordert die Festlegung bestimmter Kriterien, nach denen das Modell an die Messungen angepasst wird. Daher werden die Anpassungen anhand des Vergleichs bei Auslegungsdrehzahl $N_{red} = 100\%$ und zwei Teillastdrehzahlen ($N_{red} = 90\%$, $N_{red} = 85\%$) durchgeführt. (Die reduzierte Drehzahl N_{red} wird im weiteren Verlauf jeweils auf die reduzierte Auslegungsdrehzahl bezogen in Prozent angegeben.) Abbildung 2.5 zeigt das gemessene Referenz-Kennfeld für die entsprechenden Drehzahlen.

Das Modell wird so angepasst, dass es am Ende mit der Messung in folgenden Bereichen gut übereinstimmt:



Abbildung 2.5.: Gemessenes Kennfeld des Verdichters

- bei Nenndrehzahl $N_{red} = 100\%$:
 - Lage des Wirkungsgradmaximums auf der Gesamtkennlinie
 - Steigung der Stufenkennlinien um diesen Punkt
- bei Teillast $(N_{red} = 90\%, N_{red} = 85\%)$:
 - Pumpgrenzabstand
 - Steigung der Stufenkennlinien im Bereich der Pumpgrenze (pumpauslösende Stufe)
 - charakteristische Stufenkennlinie der ersten Stufe, bei der den Messungen zufolge am Rotor eine rotierende Abreißströmung auftritt

Die Vorgangsweise bei der Anpassung des SGV-Modells an die Messdaten ist in Anhang A beschrieben, da die Möglichkeiten bei der Veränderung der einzelnen Parameter stark vom verwendeten Programm anhängig sind und somit keine allgemeine Gültigkeit haben.

2.2.2. Ergebnisse

Es werden nun die Ergebnisse der im Anhang A beschriebenen Anpassungen dargestellt. Dafür werden die Gesamtkennlinien sowie die Stufencharakteristiken der ersten beiden Stufen bei allen betrachteten Drehzahlen ($N_{red} = 100\%$, $N_{red} = 90\%$ und $N_{red} = 85\%$) diskutiert. Für noch tiefere Drehzahlen konnten keine entsprechenden SGV-Lösungen berechnet werden. Das liegt daran, dass es bei sehr tiefer Teillast zunehmend zu Konvergenzproblemen kommt bzw. aufgrund der Limitierung der Verluste (vgl. Anhang A) keine plausiblen Ergebnisse generiert werden können. Das Hauptaugenmerk liegt bei der Auswertung auf den ersten beiden Stufen, um das bei diesem Verdichter charakteristische Verhalten beim Auftreten der rotierenden Abreißströmung darstellen zu können. Es werden alle Größen auf die entsprechenden Werte ($\dot{m}_{red,ADP}$, Π_{ADP} , η_{ADP} , ψ_{ADP} , ψ_{ADP}) der Messung im ADP bezogen dargestellt. Bei allen in dieser Arbeit mit SGV berechneten Gesamt- oder Stufenkenngrößen handelt es sich, falls nicht anders angegebene, um flächengemittelte (mit der Messung vergleichbare) Werte. (Bei allen angegebenen Wirkungsgraden handelt es sich um isentrope Totalwirkungsgrade – auf die korrekte Angabe der Indizes wurde aus Gründen der einfacheren Lesbarkeit verzichtet.)

Verhalten bei Auslegungsdrehzahl

Abbildung 2.6 (a) zeigt den Verlauf der Gesamtkennlinie, der beim SGV-Modell bei höheren reduzierten Massenströmen liegt als bei der Messung. Die Ursache dafür liegt in der dem SGV-Modell vorgegebenen Versperrung an den einzelnen Gittern die im Verlauf der Anpassung unverändert blieben. Der Verlauf der Kennlinie des Modells ist von Anfang an flacher und weist nicht wie die Messung zur Pumpgrenze hin einen flachen Π_{bez} -Verlauf über einen großen Massenstrombereich auf. Obwohl die Verläufe der beiden Kennlinien unterschiedliche Formen aufweisen, stimmt der Pumgrenzabstand sehr gut überein ($\Delta SM \approx 3\%$).

Betrachtet man die Verläufe der Wirkungsgrade in Abbildung 2.6 (b), so sieht man, dass beim SGV-Modell höhere Wirkungsgrade als in der Messung berechnet werden. Hier spielen wiederum die Vereinfachungen des Modells eine Rolle, die Verluste aufgrund verschiedener dreidimensionaler und instationärer Effekte nicht vollständig berücksichtigen. Da das Augenmerk bei der Anpassung auf die Form der Kennlinien und nicht auf absolute Werte gelegt wurde, wurde auf die Anpassung der diversen Faktoren der Verlustkorrelationen verzichtet. Die Form der Wirkungsgradverläufe stimmt sehr gut überein, jedoch ist zu sehen, dass bei der Messung der Betriebspunkt maximalen Wirkungsgrades deutlich über der Arbeitslinie liegt. Beim SGV-Modell hingegen liegt dieser leicht unterhalb der Arbeitslinie. Das geforderte Kriterium konnte hier nicht in entsprechender Form erfüllt werden. Dieser Kompromiss musste aufgrund der besseren Übereinstimmung der Kennlinien bei Teillast in Kauf genommen werden.

Die Steigungen der Stufenkennlinien der Stufe 1 (siehe Abbildung 2.7 (a)) stimmen über einen großen Bereich von φ_{bez} gut überein. Beim SGV-Modell ist die Steigung über den gesamten Bereich konstant, bei der Messung hingegen sind die Kennlinien am Beginn der Kennlinie sehr steil, und nehmen zu niedrigeren Werten von φ_{bez} hin ab. Das tendenzielle Verhalten der anderen Stufen kann am Beispiel der Stufe 2 (Abbildung 2.7 (b)) beschrieben werden. Es ist zu beobachten, dass sich bei allen Stufenkennlinien des SGV-Modells die Steigungen im Zuge des Androsselns nur sehr wenig ändern. Da sowohl die $\varphi_{bez}-\psi_{bez}$ als auch die $\varphi_{bez}-\varepsilon_{bez}$ -Kennlinie zu steil sind, liegt die Ursache möglicherweise in einer zu gering berechneten Minderumlenkung. Die steilen $\varphi_{bez}-\varepsilon_{bez}$ -Kennlinien im Bereich der Pumpgrenze ergeben dann eine im Vergleich zur Messung steilere Gesamtkennlinie in diesem Bereich.



Abbildung 2.6.: $N_{red} = 100\%$: (a) Gesamtkennlinie; (b) Wirkungsgradverlauf

Obwohl das geforderte Kriterium bezüglich der Lage des Wirkungsgradmaximums nicht erfüllt werden konnte, ist die Lösung durchaus zufriedenstellend. Eine Anpassung der Versperrung sowie der Faktoren der Verlustkorrelationen könnte die Lage der Kennlinien zueinander noch verbessern. Eine bessere Übereinstimmung der Form der Gesamtkennlinien (vor allem zur Pumpgrenze hin) könnte durch eine Anpassung der Verlustpolaren erreicht werden – allerdings auf Kosten der Rechenfähigkeit und der Übereinstimmung der Kennlinien bei Teillast, wie im Folgenden gezeigt wird.



Abbildung 2.7.: Stufenkennlinien bei $N_{red} = 100\%$: (a) Stufe 1; (b) Stufe 2

Verhalten bei Teillast

Um das SGV-Modell des Verdichters bei Teillast zu verifizieren, werden die Gesamt- und Stufenkennlinien bei $N_{red} = 90\%$ und $N_{red} = 85\%$ herangezogen. Die Wirkungsgradverläufe (siehe Abbildungen 2.8 und 2.9) zeigen im Bezug auf den Versatz der Kennlinien in Richtung von \dot{m}_{red} bzw. η_{bez} dasselbe Verhalten wie bei Auslegungsdrehzahl. Es ergeben sich für das Modell höhere Wirkungsgrade als bei den Messdaten beobachtet werden können. Die Formen der Gesamtkennlinien stimmen bei beiden Drehzahlen sehr gut überein.



Abbildung 2.8.: $N_{red} = 90\%$: (a) Gesamtkennlinie; (b) Wirkungsgradverlauf

Im Bezug auf den Pumpgrenzabstand ist bei $N_{red} = 85\%$ eine sehr gute Übereinstimmung



Abbildung 2.9.: $N_{red} = 85\%$: (a) Gesamtkennlinie; (b) Wirkungsgradverlauf

zwischen Modell und Messung gegeben. Hingegen liegt der berechnete Pumpgrenzabstand bei $N_{red} = 90\%$ etwas höher als bei der Messung. Bei beiden SGV-Gesamtkennlinien ist ein Einbruch der Kennlinie oberhalb der Arbeitslinie zu erkennen. Dieser Effekt wird durch die erste Stufe ausgelöst und kann anhand der Stufenkennlinien genauer erläutert werden.

Die $\varphi_{bez} - \varepsilon_{bez}$ -Kennlinie der ersten Stufe der Messung bei $N_{red} = 90\%$ in Abbildung 2.10 zeigt ein deutlich geändertes Verhalten als bei Auslegungsdrehzahl. Die Kennlinie weist bei hohen Drosselzuständen eine positive Steigung auf, was auf eine Überlastung der Stufe deutet. Ab diesem Punkt beginnt sich ein Gebiet, in dem die Strömung vom Profil abgelöst ist, aufzubauen (rotierende Abreißströmung). Der Abfall der Stufenkennlinie bedeutet nicht, dass diese Stufe für das Auslösen des Pumpens des Verdichters verantwortlich ist. Das ist eine Frage der Abstimmung der Stufen. In Abbildung 2.10 kann man erkennen, dass das Überrollen der φ_{bez} - ε_{bez} -Kennlinie durch ein Aufsteilen der Kennlinie der 2. Stufe kompensiert wird. Dieses Phänomen ist eine Folge der Änderung der axialen Abstimmung zwischen diesen beiden Stufen ("Re-Matching"). Bei diesem Verdichter zeigt sich, dass nicht nur die zweite Stufe sondern alle nachfolgenden Stufen den geringeren Druckaufbau der ersten Stufe ausgleichen.

Im Vergleich zur Messung zeigt die φ_{bez} - ε_{bez} -Kennlinie des SGV-Modells ein ähnliches Verhalten. Bis zu dem Punkt an dem die Kennlinie der Messung überrollt, stimmen die beiden Kennlinien gut überein. Der Abfall in der Kennlinie des Modells geschieht dann hingegen sehr abrupt. Das Verhalten der sich in Realität allmählich aufbauenden Ablösegebiete, die vereinzelt am Umfang verteilt sind, kann mit Hilfe von SGV nicht modelliert werden. Hier kommt es zu dem starken Abfall der Kennlinie, indem die Verluste in der



Abbildung 2.10.: Stufenkennlinien bei $N_{red} = 90\%$: (a) Stufe 1; (b) Stufe 2

äußersten Stromlinie so stark anwachsen, dass sie vom Programm limitiert werden. Wird im Zuge einer Kennlinienrechnung der Verlust von einem Punkt auf den nächsten vom Programm limitiert, so äußert sich dies in einem Abfall der Stufenkennlinie, der zumeist auch einen Abfall der Gesamtkennlinie nach sich zieht. Der bei der Messung vorhandene "Re-Matching"-Effekt ist beim SGV-Modell kaum zu erkennen. Dies liegt vor allem daran, dass sich die erste Stufe nach dem "Überrollen" wieder schnell erholt und die Kennlinie mit einer ausreichend großen negativen Steigung weiterläuft.

Betrachtet man das Verhalten der Messung bei der Teillastdrehzahl $N_{red} = 85\%$ in Abbildung 2.11, so sieht man, dass die φ_{bez} - ε_{bez} -Kennlinie fast über den gesamten Drosselbereich eine positive Steigung aufweist. Das ist ein Anzeichen dafür, dass sich das Ablösegebiet weiter aufbaut und es zum Auftreten einer rotierenden Abreißströmung am Rotor in Verbindung mit sehr hohen Verlusten kommt. Auch die φ_{bez} - ψ_{bez} -Kennlinie ist im Vergleich zu $N_{red} = 90\%$ sehr flach. Das deutet darauf hin, dass es aufgrund der großen Inzidenzen zu großen Minderumlenkungen kommt und so der Temperaturaufbau verhältnismäßig klein ist. Nur in Verbindung mit der 2. Stufe, die den fehlenden Druckaufbau der 1. Stufe ausgleicht, kann der statische Druck am Austritt der Stufe zwei erhöht werden und so die Stabilität der ersten Stufe gewährleistet werden.

Auch bei $N_{red} = 85\%$ liefert das Modell im Bezug auf die Stufenkennlinien zufriedenstellende Ergebnisse (siehe Abbildung 2.11). Die allmähliche Ausbildung von "Ring Stall" (einem Ablösegebiet, dass sich über eine gewisse radiale Höhe über den gesamten Umfang erstreckt) ausgehend von einer rotierenden Abreißströmung bei der ersten Stufe über eine großen Bereich von φ_{bez} (positive Steigung der φ_{bez} - ε_{bez} -Kennlinie), wie dies bei der Messung zu beobachten ist, lässt sich vom Modell wieder nur unzulänglich abbilden. Eine gute



Abbildung 2.11.: Stufenkennlinien bei $N_{red} = 85\%$: (a) Stufe 1; (b) Stufe 2

Übereinstimmung (auch bezüglich des überstrichenen Bereichs von φ_{bez}) hingegen besteht bei der Steigung der φ_{bez} - ε_{bez} -Kennlinie im Bereich vor dem Überrollen. Darüber hinaus ist auch die Höhe des Abfalls der φ_{bez} - ε_{bez} -Kennlinie des Modells von gleicher Größenordnung wie jener der Messung. Betrachtet man die Stufenkennlinien der 2. Stufe, so sieht man, dass die Steigungen im Bereich von großen Werten von φ_{bez} gut übereinstimmen. Auch das Aufsteilen der φ_{bez} - ε_{bez} -Kennlinie der 2. Stufe beim Überrollen der 1. Stufe ist, wenn auch nicht so deutlich wie bei der Messung, zu erkennen.



Abbildung 2.12.: ε_{bez} -Kennlinien der 4. und 5. Stufe: (a) $N_{red} = 90\%$; (b) $N_{red} = 85\%$

In Abbildung 2.12 sind die φ_{bez} - ε_{bez} -Kennlinien der 4. und 5. Stufe für beide Teillastdrehzahlen dargestellt. Aus den Messungen ist bekannt, dass im Bereich dieser beiden Stufen Pumpen des Verdichters ausgelöst wird. Anhand der Messdaten sieht man, dass die Kennlinien der 4. Stufe zur Pumpgrenze hin noch etwas flacher verlaufen als jene der 5. Stufe – bei $N_{red} = 85\%$ diese sogar überrollt. Das SGV-Modell kann das Verhalten der 4. Stufe nicht exakt nachbilden, die Steigungen der Kennlinien der 5. Stufe stimmen über den gesamten φ_{bez} -Bereich jedoch sehr gut überein. Das in Abschnitt 1.1.7 beschriebene Pumpgrenzkriterium (Gleichung 1.22) weist, auf das SGV-Modell angewendet, ebenfalls diese beiden Stufen als pumpauslösend aus.

Zusammenfassend kann man sagen, dass das gemessene Verhalten des Verdichters mit Hilfe von SGV gut nachgebildet werden konnte. Es mussten zwar Abstriche bei Nenndrehzahl gemacht werden, jedoch konnte das Teillastverhalten in Verbindung mit dem Auftreten einer rotierenden Abreißströmung gut modelliert werden.

2.3. Validierung von Fällen mit Einblasung

Im vorhergehenden Abschnitt wurde die Anpassung des SGV-Modells an Messdaten beschrieben und das am Ende erhaltene Modell vorgestellt. Dieses Modell ("Basismodell") wird im Folgenden verwendet, um das von Pichler [17] erstellte Programm zur Implementierung der Einblasung in SGV zu validieren.

2.3.1. Verwendete Messdaten

Die zur Validierung verwendeten Messdaten sind Teil einer umfassenden Messreihe aus [13]. Im Zuge dieser Arbeit wurde der Einfluss der Einblasung in ausführlicher Weise diskutiert und dabei die Auswirkungen verschiedener Einblasekonfigurationen beurteilt. Es wurde der Einfluss des eingeblasenen Massenstroms \dot{m}_{inj} , der Einblase-Totaltemperatur $T_{t,inj}$ sowie der Geometrie der Einblasung (Anzahl der Einblasedüsen n_{inj} , Winkel des Einblasestrahls α_{inj}) untersucht. In den nachfolgenden Betrachtungen wird auf das genaue Verhalten der einzelnen Fälle mit Einblasung weniger detailliert eingegangen – es steht vielmehr die Übereinstimmung der Ergebnisse des SGV-Modells mit Einblasung mit den entsprechenden Messdaten im Vordergrund.

Neben Messdaten ohne Einblasung (vgl. Abschnitt 2.2) wurden zur Validierung zwei Messreihen mit Einblasung verwendet. Der eingeblasene Massenstrom beträgt in beiden Fällen 3% des Eintrittsmassenstroms des Verdichters. Es wird ein Fall mit kalter Einblasung (die Totaltemperatur des Einblasestrahls entspricht dabei der Umgebungstemperatur) und ein Fall mit heißer Einblasung (Erhöhung der Totaltemperatur um +130K) dargestellt.



Abbildung 2.13.: Gesamtkennlinien mit und ohne Einblasung für $N_{red} = 85\%$

2.3.2. Ergebnisse

Das Verhalten des SGV-Modells des Verdichters in Fällen ohne Einblasung wurde in Abschnitt 2.2 validiert. Im Folgenden werden Fälle mit Einblasung anhand von Gesamtkennlinien, φ_{bez} - ψ_{bez} - und φ_{bez} - ε_{bez} -Kennlinien des ersten Rotors, sowie anhand von Radialprofilen des Totaltemperatur- und des Totaldruckaufbaus des ersten Rotors verglichen. Die Vorgehensweise bei der Auswertung und die Art der Bilanzierung entsprechen dabei der in [13] angewendeten Form (die auch zur Auswertung der Messdaten verwendet wurde). Für die Berechnung der φ_{bez} - ε_{bez} - und φ_{bez} - ψ_{bez} -Kennlinien sowie der Radialprofile $\theta_{R,bez}(r)$ und $\Pi_{R,bez}(r)$ werden Kontrollebenen an den Rotorvorder- und -hinterkanten verwendet, um die Auswirkungen der durch die Einblasung geänderten Strömungsverhältnisse am Ein- und Austritt des Rotors korrekt erfassen zu können.

Betriebsverhalten des Gesamtverdichters

In Abbildung 2.13 sind die Gesamtkennlinien der drei betrachteten Fälle zu sehen. Die Verschiebung der Kennlinie zu niedrigeren Werten von \dot{m}_{red} im Fall mit Einblasung liegt an der zusätzlich eingebrachten Masse ins System, die an den Kontrollebenen, an denen



Abbildung 2.14.: Kennlinien des Rotors der 1. Stufe ohne und mit Einblasung bei $N_{red} = 85\%$: (a) φ_{bez} - ε_{bez} -Kennlinie; (b) φ_{bez} - ψ_{bez} -Kennlinie

die Gesamtverdichter-Größen bestimmt werden, nicht erfasst wird. Ein weiterer Versatz der Kennlinie zu noch niedrigeren reduzierten Massenströmen im Fall von heißer Einblasung hat eine ähnliche Ursache. Die mit der Totaltemperatur am Verdichtereintritt (die aufgrund der Einblasung unverändert bleibt) berechnete reduzierte Drehzahl N_{red} ändert sich (bei gleicher mechanischer Drehzahl N) bei einer Erhöhung der Einblasetemperatur nicht. Der Verdichter wird aufgrund der ins System eingebrachten erhöhten Temperatur allerdings bei einer verringerten reduzierten Drehzahl betrieben. Dies führt zur beobachteten Verschiebung der Gesamtkennlinie zu niedrigeren Werten von N_{red} . Es ist zu sehen, dass die Lage der Kennlinien zueinander beim SGV-Modell im Vergleich zur Messung gut übereinstimmt. Im Bezug auf die Erweiterung des Pumpgrenzabstands weist die kalte Einblasung beim SGV-Modell einen im Vergleich zur heißen Einblasung leicht höheren Wert auf. In der Messung ist diesbezüglich kein signifikanter Unterschied zu erkennen. Die Betrachtungen zeigen, dass die Änderungen der Gesamtkennlinien in Fällen mit Einblasung vom SGV-Modell in entsprechender Form erfasst werden können.

Kennlinien des Rotors der ersten Stufe

Um die Auswirkungen der Einblasung auf Stufen- bzw. Gitterbasis zu beurteilen, werden in Abbildung 2.14 die φ_{bez} - ε_{bez} -Kenlinie (a) und die φ_{bez} - ψ_{bez} -Kennlinie (b) des Rotors der ersten Stufe betrachtet. Auf eine Auswertung der Stufencharakteristiken der 2. Stufe wurde hier verzichtet. Der Einfluss der Einblasung auf die 2. Stufe, die im Wesentlichen durch das Verhalten der 1. Stufe gesteuert wird, wird in [13] beschrieben. Das Verhalten ist hier ähnlich dem Basisfall, wo die 2. Stufe durch ein Aufsteilen der φ_{bez} - ε_{bez} -Kennlinie das Überrollen der φ_{bez} - ε_{bez} -Kennlinie der ersten Stufe kompensiert.

Die Betrachtung der φ_{bez} - ε_{bez} -Kennlinien in Abbildung 2.14 (a) zeigt, dass sich in Fällen mit Einblasung die Form der Kennlinien deutlich ändert. Dies geschieht aufgrund der Änderung der radialen Abstimmung des Rotors durch die Einblasung (siehe Abbildungen 2.15 und 2.16). Die Messung zeigt, dass die φ_{bez} - ε_{bez} -Kennlinien zwar weiterhin in einem Teilbereich eine positive Steigung aufweisen, das Überrollen aber zu deutlich niedrigeren Werten von φ_{bez} verschoben ist. Dies lässt den Schluss zu, dass es durch die Einblasung und der damit verbundenen Verringerung der Fehlanströmung (sowie aufgrund des positiven Einflusses auf die Spaltströmung) zu einer Verzögerung der Ausbreitung der rotierenden Abreißströmung kommt, was sich insgesamt positiv auf die Pumpgrenze des Verdichters auswirkt. Mit Hilfe des in Abschnitt 1.1.7 in Gleichung 1.22 beschriebenen Pumpgrenzkriteriums wurde festgestellt, dass weiterhin eine Stufe weiter hinten im Verdichter pumpauslösend ist.

Auch beim SGV-Modell sieht man deutlich, dass das Abfallen der φ_{bez} - ε_{bez} -Kennlinie durch die Einblasung verzögert bzw. verhindert wird. Im Vergleich zur Messung, lässt sich mit dem Modell die allmählich flacher werdende Kennlinie nicht vollständig nachbilden. Die Lage der φ_{bez} - ε_{bez} -Kennlinien von heißer und kalter Einblasung zueinander stimmt im Bezug auf den Versatz in Richtung ε_{bez} gut mit der Messung überein. Hingegen liegt der Pumppunkt des Verdichters bei kalter Einblasung bei einem niedrigeren Wert für φ_{bez} als bei heißer Einblasung (was auch im Gesamtkennfeld zu sehen ist – siehe Abbildung 2.13). Bei der Messung ist dies genau umgekehrt. Die Ursache dafür liegt darin, dass beim verwendeten SGV-Modell keine radiale Mischung berücksichtigt wird. In Realität führt diese dazu, dass sich die aufgrund des Einblasestrahls erhöhte Temperatur nicht im kritischen Spitzenbereich (in der obersten Stromröhre) des Rotors konzentriert, sondern die Strömung in radialer Richtung entmischt wird. Aus diesem Grund wird der negative Einfluss der erhöhten Einblase-Temperatur beim SGV-Modell überschätzt. Weiters kann im Fall von heißer Einblasung ein leichtes Abflachen der φ_{bez} - ε_{bez} -Kennlinie beobachtet werden. Diese Verhalten ist nicht als "Überrollen" zu deuten, sondern eher mit dem zur Einblasung verwendeten Berechnungsverfahren zu begründen. Aufgrund der punktweisen Berechnung der Kennlinie sowie der in Abschnitt 2.5.1 beschriebenen notwendigen Anpassung der Verluste bei der Berechnung der Einblasung, ergibt sich ein ungleichmäßigerer Verlauf der Kennlinie. Ein Vergleich der Stufenkennlinien ohne und mit Einblasung verdeutlicht dieses Verhalten.

Die in Abbildung 2.14 (b) dargestellten φ_{bez} - ψ_{bez} -Kennlinien zeigen bei der Messung deutlich steilere Kennlinien für Fälle mit Einblasung. Der im Basisfall ohne Einblasung nur mehr sehr geringe Totaltemperaturaufbau kann durch die Einblasung erhöht werden, indem die radialen Bereiche unterhalb der Wirkung der Einblasung stärker belastet werden und so in Summe zu einer größeren integralen Umlenkung beitragen (siehe Abbildungen 2.15 und 2.16). Es wird dadurch die folgende Stufe entlastet, die im Fall ohne Einblasung eine Stabilisierung der ersten Stufe, und damit einen positiven statischen Druckaufbau der beiden Stufen zusammen sicherstellt. Dieses grundlegende unterschiedliche Verhalten der ersten beiden Stufen für Fälle ohne und mit Einblasung macht die Änderung der axialen Abstimmung aufgrund der Einblasung deutlich.

Das SGV-Modell ist im Bezug auf die Form der φ_{bez} - ψ_{bez} -Kennlinien wenig aussagekräftig. Das durch die Einblasung höhere Niveau für ψ_{bez} in Fällen mit Einblasung wird vom Modell richtig berechnet. Die Änderung der Form der Kennlinien von Fällen ohne Einblasung zu Fällen mit Einblasung ist allerdings nicht so deutlich zu erkennen. Dies ist mit der Korrelation für die Minderumlenkung zu begründen, die im Basisfall, bei Vorhandensein von Gebieten in denen die Strömung abgelöst ist, unzureichende Ergebnisse liefert. Im Zuge der Validierung wurde der Faktor für die Minderumlenkungskorrelation für Fälle mit und ohne Einblasung so angepasst, dass im Bezug auf die Messdaten die besten Ergebnisse erreicht wurden.

Radialprofile

Nach der bisherigen Betrachtung der Ergebnisse auf Gesamtverdichter- bzw. Stufenbasis, werden nun die Änderungen der radialen Abstimmung des Rotors der ersten Stufe anhand von radialen Verläufen des Druck- ($\Pi_{R,bez}$) und Totaltemperaturaufbaus ($\theta_{R,bez}$) beschrieben. In den Abbildungen 2.15 und 2.16 werden die entsprechenden umfangsgemittelten Größen in Abhängigkeit der relativen Kanalhöhe r_{rel} aufgetragen. Der Vergleich von Fällen mit und ohne Einblasung erfolgt an einem Drosselpunkt knapp unterhalb des Überrollens der Basislösung ohne Einblasung d.h. bei gleichem φ_{bez} ($\varphi_{bez} \approx 0.30$ für die Messung und $\varphi_{bez} \approx 0.32$ für das Modell) am Eintritt des ersten Rotors (siehe Abbildung 2.14). Die absoluten Größen werden auf den Wert der Messung auf der kleinsten radialen Höhe bezogen dargestellt.

Man sieht anhand des Totaltemperaturaufbaus $\theta_{R,bez}$ in Abbildung 2.15, dass der Rotor im Fall ohne Einblasung an der Spitze sehr hoch belastet ist, während die Belastung zur Nabe hin abnimmt. Aufgrund der Einblasung kommt es dazu, dass im Bereich des Einblasestrahls die Axialgeschwindigkeit stark zunimmt und auf diese Weise den Rotor entlastet. Die so entstehende Änderung der radialen ($\rho \cdot c_{ax}$)-Verteilung führt (auch wenn sich durch die Einblasung der Eintrittsmassenstrom des Verdichters nicht verringern würde) zu einer Verringerung der Axialgeschwindigkeit unterhalb des Einblasestrahls in Verbindung mit einer Erhöhung der Belastung. Daraus ergibt sich ein höherer Totaltemperaturaufbau in diesem Bereich. Ein Vergleich mit heißer Einblasung in Abbildung 2.16 zeigt, dass in



Abbildung 2.15.: Radial
profile des 1. Rotors bei kalter Einblasung: (a) $\Pi_{R,bez}$ -Verlauf; (b)
 $\theta_{R,bez}$ -Verlauf

diesem Fall die Reduzierung von $\theta_{R,bez}$ an der Spitze aufgrund einer höheren Einblasetemperatur (und damit geringerer Dichte ρ) noch weiter verstärkt wird. In beiden Fällen kommt es jedenfalls zu einer Erhöhung des Niveaus von ψ_{bez} (siehe Abbildung 2.14) was aufgrund der radialen Umverteilung der Belastung in Form einer höheren Belastung der unteren radialen Bereiche deutlich zu sehen ist.



Abbildung 2.16.: Radial
profile des 1. Rotors bei heißer Einblasung: (a) $\Pi_{R,bez}$ -Verlauf; (b) $\theta_{R,bez}$ -Verlauf

Das SGV-Modell berechnet an der Spitze eine im Vergleich zur Messung größere Reduktion von $\theta_{R,bez}$. Dafür sind zwei mögliche Ursachen zu nennen. SGV unterschätzt die instationäre Anpassung der Strömung um die Schaufel an die sich ändernden Zuströmbedingungen und berechnet dadurch eine höhere Reduktion von $\theta_{R,bez}$. Zusätzlich wird der Druckverlust im Einblasestrahl, der aufgrund der Interaktion mit der Hauptströmung entsteht und mit Hilfe einer Korrelation berechnet wird, überschätzt. Der sich ergebende niedrigere Totaldruck am Eintritt des Rotors resultiert so in einer geringeren Verlagerung der Stromlinien. Im Bereich unterhalb des Einblasestrahls stimmen die Verläufe in beiden Fällen sehr gut überein. Aufgrund der größeren berechneten Entlastung der Schaufelspitze ergibt sich integral ein nur geringfügig größerer Wert für ψ_{bez} , was in Abbildung 2.14 deutlich zu sehen ist.

Die Darstellung der radialen Verläufe von $\Pi_{R,bez}$ in den Abbildungen 2.15 und 2.16 zeigt die Entlastung des Rotors im Bereich der Schaufelspitze. Zu dieser Entlastung kommt es zum einen aufgrund einer Verringerung der Inzidenz und zum anderen aufgrund einer Erhöhung des Totaldrucks am Rotoreintritt, bedingt durch den Einblasestrahl. Hingegen wird der Bereich unterhalb des Einblasestrahls aufgrund der geringeren Axialgeschwindigkeit stärker angedrosselt. Der Vergleich von Messung und SGV-Modell zeigt, dass die Reduktion von $\Pi_{R,bez}$ im Bereich der Schaufelspitze bei der Messung größer ausfällt. Bei der Berechnung mit SGV wird angenommen, dass die Verluste der instationären Zuströmung gleiches zeitliches Verhalten wie der Temperaturaufbau aufweisen. Diese Vereinfachung ist, wie Matzgeller in [13] zeigt, anzuzweifeln, kann allerdings nicht beeinflusst werden. Ein zweiter Punkt ist, dass Wirbel, die durch die instationäre Anpassung der Grenzschicht entstehen, in die Nachlaufdelle eingehen. (Detaillierteres zu diesen beiden Punkten ist in [13] zu finden.) Als Folge erhöhen sich die Verluste nach dem Rotor und die Schaufel-Grenzschicht wird ebenfalls beeinflusst. Diese beiden Effekte können von SGV nicht direkt erfasst werden.

Die Validierung des Modells der Einblasung zeigt, dass das Programm rechenfähig ist und dass die charakteristischen Effekte der Einblasung (Erweiterung der Pumpgrenze, Änderung der Stufenkennlinien, Änderung der axialen/radialen Abstimmung) berechnet werden können. Im folgenden Abschnitt wird die von Cassina et al. [4] durchgeführte Parameterstudie von Einblase-Parameter mit Hilfe des SGV-Modells nachgerechnet.

2.4. Teilvalidierung einer Einblaseparameterstudie

Die von Cassina et al. in [4] durchgeführte Parameterstudie soll als Motivation dienen und in ähnlicher Weise mit Hilfe des in Abschnitt 2.1.5 vorgestellten Programms zur Modellierung der Einblasung mit SGV nachgerechnet werden. Dabei geht es nicht darum, die Ergebnisse von Cassina et al. zu verifizieren bzw. zu widerlegen, sondern auf Basis dieser Vorgehensweise eine ähnliche Studie durchzuführen, um daraus eventuell ähnliche Tendenzen ableiten zu können. Zusätzlich kann im Zuge dieser Studie das Berechnungsmodell weiter validiert werden. Es werden zuerst die Vorgehensweise und die Ergebnisse aus [4] beschrieben. Im Anschluss daran erfolgt eine Diskussion der mit dem SGV-Modell berechneten Ergebnisse.

2.4.1. Randbedingungen und Ergebnisse der Parameterstudie von Cassina et al.

Die Untersuchungen von Cassina et al. wurden mittels CFD-Rechnungen an einem einstufigen, langsam laufenden Axialverdichter durchgeführt ($\dot{m} = 10.5$ kg/s, $\Pi = 1.15$). Die Zuströmung zum Rotor erfolgte in axialer Richtung.

Der Aufbau des diskreten Einblase-Systems entsprach der in dieser Arbeit verwendeten Form (siehe Abbildung 1.8). Es wurden 10 gleichmäßig am Umfang verteilten Einblasedüsen verwendet und der eingeblasene Massenstrom bei der Variation von α_{inj} und AR_{inj} konstant gehalten ($\dot{m}_{inj} = 1.19\%$). Zur Beurteilung der Erweiterung des stabilen Betriebsbereichs des Verdichters wurden Kennlinien des statischen Druckaufbaus in Abhängigkeit des Massenstroms berechnet und zusätzlich der in Abschnitt 1.2.1 eingeführte Faktor $\Delta \varphi_{stall}$ verwendet.

Variation von α_{inj}

Im Zuge der Untersuchungen des Einflusses des Einblasewinkels wurde α_{inj} in 15°-Schritten von 90° auf 45° verringert (Zählweise siehe Abbildung 1.8). Dabei stellten Cassina et al. ein Optimum von $\Delta \varphi_{stall}$ bei einem Einblasewinkel von $\alpha_{inj} = 75^{\circ}$ fest.

Die Ursache des Auftretens dieses Optimums wurde dadurch erklärt, dass sich bei diesem Wert für α_{inj} die Stromlinien im Relativsystem des Rotors in Richtung der Profilsehne an der Vorderkante ausrichten. Kritisch anzumerken ist, dass an dieser Stelle keine Angaben darüber gemacht wurden, ob es sich dabei um einen Wert der Inzidenz innerhalb oder außerhalb des Einblasestrahls handelt.

Variation von AR_{inj}

Bei der Variation des Seiten-/Höhenverhältnis der Einblasedüsen AR_{inj} wurde die Geometrie der Düsen so verändert, dass in allen Fällen die Austrittsgeschwindigkeit des Strahls konstant blieb. (Das ergibt sich bei konstantem Einblasemassenstrom durch eine gleich bleibende Gesamtaustrittsfläche.) Die Größe von AR_{inj} wurde dabei in Schritten von 13.33 auf 187.5 verändert. Dadurch variierte der relative Anteil des Einblasestrahls am Umfang a_{inj} zwischen 23.2% und 86.9%. Cassina et al. beobachteten die größte Erweiterung des stabilen Betriebsbereichs bei einem Wert von $AR_{inj} = 53.33$ ($a_{inj} = 46.3\%$).

Die Existenz eines Optimums hat laut Cassina et al. zwei verschiedene Effekte als Ursache. Einerseits wird bei Erhöhung von AR_{inj} (und damit auch a_{inj}) die massengemittelte Zuströmgeschwindigkeit im Spitzenbereich des Rotors vergrößert, was zu einer größeren Entlastung der Schaufel in diesem Bereich führt. Dem entgegen wirkt die von Suder et al. in [22] beobachtete bessere Wirkung von diskreter Einblasung im Vergleich zur Einblasung über einen Schlitz am Umfang. Diese beiden Effekte führen demnach zu dem von Cassina et al. beobachteten optimalen Wert von AR_{inj} .

Es muss an dieser Stelle erwähnt werden, dass die Vorgangsweise bei dieser Auswertung ungünstig ist, da nicht die gesamten Kennlinien, sondern jeweils nur der Pumpunkt dargestellt wurde (Vgl. [4]). So erhält man keine Informationen über die Änderung der Form der Kennlinien.

2.4.2. Parameterstudie mit SGV

Ausgehend von dem in Abschnitt 2.2 angepassten SGV-Modell eines 8-stufigen Axialverdichters, wird ein Modell, das nur aus der ersten Stufe (inkl. Vorleitrad) besteht, abgeleitet und für die Parameterstudie verwendet. Die Einblase-Rechnungen werden bei Teillast $(N_{red} = 90\%)$ durchgeführt, wodurch sich der Zuströmwinkel zum Rotor aufgrund der Verstellung bei Teillast zu $\alpha \approx 60^{\circ}$ ergibt. So wie bei Cassina et al. in [4] werden im Zuge der Untersuchungen der eingeblasene Massenstrom ($\dot{m}_{inj} = 3\%$) und die Anzahl der Einblasedüsen ($n_n=12$) konstant gehalten. Darüber hinaus wird der Druckverlust des Einblasestrahls, der bei der Berechnung der Einblasung in Abhängigkeit von α_{inj} und AR_{inj} mit Hilfe einer von Matzgeller gefundenen Korrelation (siehe [13]) berechnet werden kann, konstant gehalten.

Neben dem in [4] verwendeten Parameter $\Delta \varphi_{stall}$ wird zur Berechnung der Erweiterung des Betriebsbereich die von Matzgeller definierte Größe

$$REP = \frac{\frac{\Pi_{s,stall}}{\varphi_{stall}} - \frac{\Pi_{s,ref}}{\varphi_{ref}}}{\frac{\Pi_{s,ref}}{\varphi_{ref}}} \cdot 100$$
(2.18)

(engl.: Range Extension Parameter) verwendet. Dieser hat den Vorteil, die Verschiebung und die Änderung der Form der Kennlinien mit zu berücksichtigen. (Bei der Berechnung von REP wird $\Pi_{s,bez} = 1.076$ als Referenzpunkt gewählt.)

In Abbildung 2.17 ist der bezogene statische Druckaufbau der Stufe $\Pi_{s,bez}$ in Abhängigkeit der bezogenen Durchflusszahl φ_{bez} dargestellt. (Bezugspunkt ist der am weitesten



Abbildung 2.17.: Statischer Druckaufbau der Stufe: (a) Variation des Einblasewinkels; (b) Variation von AR_{inj}

entdrosselte Punkt der Basiskennlinie ohne Einblasung.) Es sind je drei Variationen von α_{inj} (a) und AR_{inj} (b) der Basislösung ohne Einblasung gegenübergestellt, um einen Auszug der durchgeführten Parametervariationen darzustellen.

Variation von α_{inj}

Um den Einfluss eines geänderten Einblasewinkels beurteilen zu können, wird dieser zwischen $\alpha_{inj} = 90^{\circ}$ (axial) und $\alpha_{inj} = 15^{\circ}$ variiert. In Abbildung 2.17 (a) sieht man deutlich, dass sich durch eine Variation des Einblasewinkels die Lage der Kennlinie stark ändert. Dies passiert aufgrund der geänderten Zuströmung im Bereich der Spitze des Rotors, was integral zu einer Veränderung von $\Delta \varphi_{stall}$ der Stufe beiträgt. (Dieser Effekt ist analog zu jenem bei einer Vorleitrad-Verstellung. Kleinere Werte für α_{inj} führen zu einer Verringerung der Axialgeschwindigkeit und damit zu kleineren Werten für φ_{bez} .)

Aufgrund der großen Veränderung der Kennlinien ist die Verwendung von $\Delta \varphi_{stall}$ als Beurteilungskriterium ungeeignet, da die Form der Kennlinien bei diesem Kriterium nicht berücksichtigt wird, sondern nur die Erweiterung in Richtung φ_{bez} . Bessere Ergebnisse liefert in diesem Fall *REP*, wie man anhand des Vergleichs der beiden Kriterien in Abbildung 2.18 erkennen kann. Es würde sich demnach beim kleinsten Einblasewinkel $\alpha_{inj} = 15^{\circ}$ der größte Wert für $\Delta \varphi_{stall}$ und damit die größte Erweiterung des stabilen Betriebsbereichs ergeben. Aufgrund der Form und Lage der Kennlinie in Abbildung 2.17 ist diese Folgerung anzuzweifeln.

Betrachtet man den Verlauf von REP in Abhängigkeit des Einblasewinkels in Abbil-



Abbildung 2.18.: Erweiterung des stabilen Betriebsbereichs in Abhängigkeit von α_{inj}

dung 2.18 (b), so sieht man, dass die Erweiterung des stabilen Betriebsbereichs über einen bestimmten Bereich (90° > α_{inj} > 60°) ungefähr gleich groß ist, und erst dann absinkt. Wird der Einblasewinkel verkleinert, so vergrößert sich dadurch die Umfangskomponente der Zuströmgeschwindigkeit c_u im Bereich des Einblasestrahls. Bei der Berechnung des radialen Druckgleichgewichts (in das c_u zum Quadrat eingeht – siehe [24]), ergibt sich durch eine Erhöhung von c_u eine Kontraktion der äußersten Stromröhre. Dies hat zur Folge, dass Bereiche unterhalb der Wirkung der Einblasung, die, wie von Matzgeller in [13] gezeigt wurde, bei der Anwendung von Einblasung kritisch sind, eine größere Ausdehnung annehmen und somit einen größeren Beitrag zum Verhalten der gesamten Stufe leisten. Aus diesem Grund kommt es bei sehr kleinen Einblasewinkeln zu einer geringeren Erweiterung des stabilen Betriebsbereichs. Eine Auswertung der gemittelten Inzidenzen jener Stromlinien, die außerhalb des Einblasestrahls liegen, zeigt, dass diese im Pumppunkt in allen Fällen ungefähr gleiche Werte annehmen (es ergibt sich eine maximale Abweichung der gemittelten Inzidenz von $\approx 2\%$). Dieses Ergebnis spricht ebenfalls dafür, dass Schnitte unterhalb der Wirkung des Einblasestrahls für die Erweiterung des Betriebsbereiches entscheidend sind.

Variation von AR_{inj}

Im Zuge der Variation des Höhen-/Seitenverhältnis der Einblasedüsen AR_{inj} , wird dieses ausgehend von dem bei der Validierung des Rechenmodells (siehe Abschnitt 2.3) verwendeten Wert $AR_{inj} = 8$ so lange erhöht, bis sich ein Umfangsschlitz ($AR_{inj} = 36$) ergibt. Der sich daraus ergebende relative Anteil des Einblasestrahls in Umfangsrichtung nimmt dabei Werte von $a_{inj} = 22.6\%$ bis $a_{inj} = 100\%$ an. Aufgrund des konstant gehaltenen



Abbildung 2.19.: Erweiterung des stabilen Betriebsbereichs in Abhängigkeit von AR_{inj}

Einblase-Massenstroms verändert sich durch eine Variation von AR_{inj} die auf die Kanalhöhe bezogene Höhe des Einblasestrahls von 3% auf ca. 0.1%.

Abbildung 2.17 (b) zeigt, dass sich bei einer Variation von AR_{inj} die Lage der Kennlinien kaum ändert. Aus diesem Grund stimmt in diesem Fall die Tendenz von $\Delta \varphi_{stall}$ gut mit der von REP überein. Es ist zu erkennen, dass bei zunehmendem AR_{inj} die Erweiterung des stabilen Betriebsbereichs in Form von REP zuerst steigt und dann bis hin zum Umfangsschlitz auf einem konstanten Wert bleibt. Hier spielen zwei Effekte eine Rolle. Einerseits erhöht sich bei größer werdendem AR_{inj} der relative Anteil des Einblasemassenstroms am Umfang (a_{inj}) . Dadurch ergibt sich in Umfangsrichtung massengemittelt eine höhere Entlastung im Bereich der Schaufelspitze. Gleichzeitig verringert sich bei grökeren Werten von AR_{inj} jedoch die Höhe des Einblasestrahls. Demnach wäre wie bei der Variation von α_{inj} zu erwarten, dass REP zu höheren Werten von AR_{inj} wieder abnimmt.

Die Ursache, warum dieses Verhalten mit SGV nicht abgebildet werden kann liegt darin, dass die Größen des Einblasestrahls nach der in [17] beschriebenen Vorgangsweise über mehrere Stromlinien verteilt vorgegeben werden müssen. Dadurch sind die Auswirkungen der Höhe des Einblasestrahls nur unzureichend im Ergebnis sichtbar. Eine Verbesserung könnte diesbezüglich durch eine Erhöhung der Anzahl der Stromlinien und damit einer feineren Diskretisierung erreicht werden. Im konkreten Fall ist die Anzahl der Stromlinien unter Berücksichtigung programmtechnischer Beschränkungen bereits maximiert. Darüber hinaus führt eine zu hohe Anzahl an Stromlinien ab einem gewissen Punkt zu einer geringeren Genauigkeit der Lösung (siehe [25]).

Die Auswertung der mit SGV berechneten Ergebnisse zeigt, dass die von Cassina et

al. verwendete Kennzahl $\Delta \varphi_{stall}$ zur Beurteilung der Erweiterung des Betriebsbereichs ungeeignet ist, falls sich die Lage der φ_{bez} - $\Pi_{s,bez}$ -Kennlinie ändert. Bezüglich der Lage des optimalen Wertes von α_{inj} kann aufgrund der verschiedenen Auslegungen und Zuströmbedingungen keine Aussage über eine mögliche Übereinstimmung der beiden Studien gemacht werden. Der Einfluss von AR_{inj} kann mit dem SGV-Modell nur bedingt wiedergegeben werden. Das betrifft vor allem den auch von Suder et al. [22] und Schneider [19] beobachteten negativen Einfluss eines Umfangsschlitzes im Vergleich zur diskreten Einblasung. Dies liegt daran, dass mit dem verwendeten Modell die Auswirkungen instationärer Effekte in Summe zwar berücksichtigt werden können, der genaue Einfluss der einzelnen Mechanismen im Detail aber nicht erfasst werden kann.

Im folgenden Abschnitt werden die umgesetzten Erweiterungen des Rechenmodells zur Berechnung der Einblasung beschrieben.

2.5. Erweiterungen des Rechenmodells mit Einblasung

Das von Pichler erstellte Rechenmodell zur Modellierung der Einblasung wurde im Zuge der im vorigen Abschnitt beschriebenen Validierung zum ersten Mal in umfassender Weise bei der Teillastdrehzahl $N_{red} = 85\%$ angewendet. Davor beschränkte sich die Anwendung auf Rechnungen bei $N_{red} = 90\%$ (siehe [17]). Es wurde die Funktionsfähigkeit des Programms bei Vorhandensein unterschiedlicher Einblaseparameter (Einblasemassenstrom \dot{m}_{inj} , Einblasetotaltemperatur $T_{t,inj}$) anhand von Messdaten validiert, was in Abschnitt 2.3 gezeigt wurde.

Im Zuge der Validierung wurden neben kleineren, eher unbedeutenden Änderungen, zusätzlich Veränderungen durchgeführt, um das Programm über den gesamten Drehzahlbereich von Hochdruckverdichtern rechenfähig zu machen. Um nicht nur Einblaserechnungen sondern auch Umblaserechnungen, also Fälle in denen der eingeblasene Massenstrom direkt von einer weiter hinten im Verdichter liegenden Stelle zur Einblasestelle geführt wird, berechnen zu können, wurde zusätzlich eine entsprechende Erweiterung in das Programm implementiert.

2.5.1. Verlustanpassung zur Erhaltung der Rechenfähigkeit

Im Zuge der bei $N_{red} = 85\%$ durchgeführten Validierung des Rechenmodells kam es bei der in Abschnitt 2.1.5 beschriebenen Berechnung der massengemittelten und instationär gemittelten Lösung dazu, dass im Bereich des Einblasestrahls die instationär gemittelte Lösung (aufgrund der im Folgenden beschriebenen Limitierung des Verlusts) einen unverhältnismäßig größeren Arbeitsaufbau ergab als die massengemittelte Lösung. Das führte bei der Anpassung der massengemittelten Lösung nach Gleichung 2.17 zu überproportionalen Änderungen des Abströmwinkels und so zu nicht plausiblen Ergebnissen bei der Modellierung der Einblasung.

Die Ursache liegt darin, dass bei der Lösung mit instationär gemittelten Zuströmbedingungen der Verlust im Bereich der Rotorspitze so hoch ist, dass dieser vom SGV-Programm (wie auch im Basisfall – siehe Abschnitt 2.2.2) limitiert wird. Die Limitierung des Verlusts an einer Stromlinie führt dazu, dass die Stromlinienlage im Zuge der Lösung der Gleichungen des SKV nahezu festgehalten wird und ein unverhältnismäßig großer Arbeitsaufbau berechnet wird. Bei der Vorgabe der massengemittelten Zuströmbedingungen ist hingegen die Verringerung der Inzidenz so groß, dass der berechnete Verlust klein genug ist um nicht limitiert zu werden.

Um die Notwendigkeit der Anpassung von limitierten Verlusten zu verdeutlichen, ist in Abbildung 2.20 (a) die Veränderung des Arbeitsaufbaus (an einer Stromlinie) über dem reduzierten Massenstrom \dot{m}_{red} dargestellt. Bei großen Werten von \dot{m}_{red} ist in beiden Fällen (massengemittelt und instationär gemittelt) die Inzidenz so gering, dass die berechneten Verluste nicht limitiert werden. Die berechnete Differenz des Arbeitsaufbaus ΔW kann somit in Form einer Metallwinkeländerung am Austritt des Gitters vorgegeben werden (siehe Gleichung 2.17). Wird die Einblasung bei höher angedrosselten Punkten berechnet, so kann es bei der instationär gemittelten Lösung trotz der positiven Wirkung der Einblasung dazu kommen, dass der berechnete Verlust zu groß ist und von SGV limitiert wird. Das wiederum führt zur Berechnung eines zu großen Wertes für die Differenz des Arbeitsaufbaus ΔW_f . Um eine realistische Differenz des Arbeitsaufbaus ΔW_{korr} berechnen zu können, um daraus eine entsprechende Metallwinkeländerung vorzugeben, muss daher der berechnete Verlust der Lösung mit instationär gemittelten Zuströmbedingungen angepasst werden.

Es wird im Folgenden die Vorgangsweise bei der Anpassung des Verlusts der instationär gemittelten Lösung für einen derartigen Fall ($\dot{m}_{red} = \dot{m}_{red,1}$) beschrieben. Im Fall der Basislösung ohne Einblasung, die als Ausgangspunkt für die Berechnung der Einblasung dient, ist der Gesamtverlust ω_B so hoch, dass dieser von SGV limitiert wird ($\omega_B = \omega_{limit}$). Ebenso wird der Gesamtverlust der instationär gemittelten Lösung limitiert.

Um diese Limitierung des Gesamtverlusts der instationär gemittelten Lösung ($\omega_{inst} = \omega_{limit}$) und den damit verbundenen hohen berechneten Arbeitsaufbau zu verhindern, wird der Verlust korrigiert und vorgegeben.

$$\omega_{inst,korr} = f_{\omega} \cdot \omega_{limit} \tag{2.19}$$

Die Korrektur des Verlusts basiert auf den im Folgenden erläuterten Zusammenhängen.


Abbildung 2.20.: Anpassung der durch SGV limitierten Verluste

Im Basisfall wird genaus
o wie im Fall von instationär gemittelten Zuströmbedingungen der Gesamtverlus
t ω von SGV limitiert.

$$\omega_B = \omega_{inst} = \omega_{limit} \tag{2.20}$$

Im Fall von instationär gemittelten Zuströmbedingungen ist jedoch die Inzidenz (aufgrund der Einblasung) kleiner als im Basisfall. Dementsprechend kleiner ist auch der Off-Design-Verlust (siehe Abbildung 2.20 (b)).

$$i_{inst} < i_B \Longrightarrow \omega_{off,inst} < \omega_{off,B}$$
 (2.21)

Aufgrund dieses Zusammenhangs lässt sich der Faktor f_{ω} , der in Gleichung 2.19 für die Korrektur des Verlusts verwendet wird, auf Basis der mit den entsprechenden Inzidenzen $(i_B \text{ im Basisfall und } i_{inst} \text{ im instationären Fall})$ berechneten Off-Design-Verluste berechnen (um die notwendige Korrektur auf Grundlage der verringerten Inzidenz sinnvoll vorzugeben):

$$f_{\omega} = \frac{\omega_{off,inst}}{\omega_{off,B}} \tag{2.22}$$

Der Off-Design-Verlust berechnet sich aufgrund der Form der Verlustpolaren (siehe Abbildung 2.20 (b)). Im Zuge der Berechnung von f_{ω} wird der Off-Design-Verlust bei zu großen Werten ebenfalls begrenzt ($i > i_G \Longrightarrow \omega_{off} = \omega_{off,G}$), um realistische Werte für den Faktor f_{ω} zu erhalten. Die Größe von i_G wird dabei empirisch ermittelt, so dass der Verlauf des Arbeitsaufbaus der instationären Lösung vor dem Sprung (siehe Abbildung 2.20 (a)) auch nach dem Sprung ungefähr gleich weitergeführt wird.

Die anhand der instationär gemittelten Lösung beschriebene Vorgehensweise wird ebenso zur Anpassung der massengemittelten Lösung verwendet, falls bei dieser (an der entsprechenden Stromlinie) der Gesamtverlust von SGV limitiert wird. Obwohl diese Methode auf einer empirischen Vorgehensweise basiert, ist der physikalische Zusammenhang bei der Korrektor der von SGV limitierten Verluste aufgrund der Berechnung von f_{ω} (Gleichung 2.22) gegeben. Die Ergebnisse der Validierung des Rechenmodells im vorhergehenden Abschnitt rechtfertigen die Anwendung dieser Methode, ohne diese bei $N_{red} = 85\%$ keine Fälle mit Einblasung berechnet werden könnten.

2.5.2. Implementierung der Umblasung

Bei den der Validierung zugrunde liegenden Versuchen wurde der eingeblasene Massenstrom von einer externen Quelle zur Verfügung gestellt. Auf Grundlage dieses reinen Einblase-Falls wurde auch das Rechenmodell von Pichler erstellt. Der Einblase-Massenstrom wird in diesem Fall vor dem Rotor in der obersten Stromröhre (mit den vorzugebenden Werten für die Totaltemperatur $T_{t,inj}$ und den Totaldruck $p_{t,inj}$) zugegeben und verlässt den Verdichter am Austritt zusammen mit dem Hauptmassenstrom.

Bei der Anwendung der Einblasung in einem Triebwerk wird der zur Einblasung verwendete Massenstrom von einer Stelle (mit entsprechend hohem Totaldruck) weiter hinten im Verdichter entnommen und über Rohrleitungen zur Einblasestelle rückgeführt (siehe Abbildung 2.21). Man spricht in diesem Fall von Umblasung. Um diesen Fall mit SGV berechnen zu können und somit Aussagen über den Einfluss der Einblasung unter realen Randbedingungen machen zu können, wird das Programm so angepasst, dass auch Umblaserechnungen durchgeführt werden können. Die Position der Umblasestelle ist dabei variabel. Ebenso kann eine Abkühlung des rückgeführten Massenstroms wie sie auch in Realität auftritt, modelliert werden.

Im Bezug auf die Umsetzung liegt im Vergleich zum Einblase-Rechenmodell der einzige Unterscheid darin, dass an der Umblasestelle der eingeblasene Massenstrom wieder ausgeblasen wird. Die Einschränkung die sich dabei aufgrund von SGV ergibt ist jene, dass sich bei Vorhandensein einer weiteren Ausblasestelle (wie sie zur Teillaststabilisierung bzw. zur Versorgung von anderen Systemen verwendet wird – nicht eingezeichnet!) in der obersten Stromröhre am Gehäuse zu wenig Massenstrom befindet, um den Umblase- und den Ausblasemassenstrom aus dem Verdichter entnehmen zu können. Aus diesem Grund wird der Umblasemassenstrom nicht aus der obersten Stromröhre, sondern über die gesamte Kanalhöhe verteilt, entnommen. Die Größen im Einblasestrahl $T_{t,inj}$ und $p_{t,inj}$ werden allerdings am Gehäuse bestimmt, so dass die in Realität auftretenden Verhältnisse so gut wie möglich abgebildet werden.



Abbildung 2.21.: Kontrollvolumen zur Bilanzierung des Wirkungsgrads für Fälle ohne und mit Einblasung

2.5.3. Wirkungsgradbilanzierung für Fälle ohne und mit Einblasung

Um bei der Anwendung der Umblasung beurteilen zu können, inwieweit sich dadurch der Wirkungsgrad verschlechtert, muss eine geeignete Bilanzierung des Wirkungsgrads verwendet werden. Eine Möglichkeit, mit einer einzigen Definition Fälle ohne und mit Umblasung bewerten zu können, ist anhand eines 5-stufigen Verdichters mit Umblasung nach der 3. Stufe in Abbildung 2.21 dargestellt.

Das Kontrollvolumen (KV) für die Bilanzierung wird dabei so gewählt, dass im Fall einer eingeschalteten Umblasung der Einblase-Massenstrom nicht über die Systemgrenzen aus- und eintritt. Die Massenströme, die für die Bilanzierung berücksichtigt werden müssen, sind somit nur der Ein- und Austrittsmassenstrom \dot{m} des Verdichters – wie beim Fall ohne aktivierter Umblasung. Der isentrope Total-zu-Totalwirkungsgrad kann folglich in Form spezifischer Größen angeschrieben werden.

$$\eta_{is,t} = \frac{\Delta H_{t,is}}{\Delta H_t} = \frac{\dot{m} \cdot \Delta h_{t,is}}{\dot{m} \cdot \Delta h_t} = \frac{\Delta h_{t,is}}{\Delta h_t}$$
(2.23)

In Verbindung mit der Isentropenbeziehung

$$\frac{T_{t,aus,is}}{T_{t,ein}} = \left(\frac{p_{t,aus}}{p_{t,ein}}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$$
(2.24)

und einem für den gesamten Verdichter gemittelten Isentropenexponent $\bar{\kappa}$ kann der isentrope Total-zu-Totalwirkungsgrad mit Hilfe der Größen T_t und p_t am Ein- und Austritt

des Verdichters berechnet werden:

$$\eta_{is,t} = \frac{\Delta h_{t,is}}{\Delta h_t} = \frac{\left(\frac{p_{t,aus}}{p_{t,ein}}\right)^{\frac{\bar{\kappa}-1}{\bar{\kappa}}} - 1}{\frac{T_{t,aus}}{T_{t,ein}} - 1}$$
(2.25)

Da nur Fälle mit gleichem Total-zu-Totaldruckverhältnis im ADP miteinander verglichen werden, kann der isentrope Total-zu-Totalwirkungsgrad zur Beurteilung herangezogen werden.

Kapitel 3.

Wirkungsgradverbesserungspotential bei Verdichtern mit Einblasung

In den vorhergehenden Kapiteln wurde Grundlegendes zur Wirkungsweise der Einblasung von bereits verdichteter Luft im Bereich des Gehäuses vor einem spitzenkritischen Rotor präsentiert. Es wurde eine Methode vorgestellt, mit der sich mit Hilfe eines Meridianstromverfahrens Fälle mit diskreter Einblasung berechnen lassen. Anschließend wurde diese Methode anhand von Messdaten validiert.

Ziel dieser Arbeit ist es, die in Kapitel 4 beschriebene Neuauslegung des Verdichters zur Steigerung des Wirkungsgrads im ADP so zu gestalten, dass das Potential der Einblasung voll ausgeschöpft werden kann. Zu diesem Zweck werden im Folgenden Möglichkeiten aufgezeigt, wie unter Voraussetzung einer Anwendung der Einblasung bei Teillast der Wirkungsgrad im ADP verbessert werden kann.

In den meisten Fällen führen Änderungen der Auslegung, die eine Verbesserung des Wirkungsgrads bei Auslegungsdrehzahl bewirken, zu einer reduzierten Stabilität (Verringerung der Pumpgrenze) bei Teillast. Dies gilt bei festgehaltener Baulänge sowie festgehaltenen Auslegungsdaten (\dot{m}_{red} , Π , N_{red} , Ma_{aus}) des Verdichters. Kann die verringerte Pumpgrenze bei Teillast durch die Anwendung von Einblasung kompensiert werden, so lässt sich im Umkehrschluss die Auslegung aufgrund der Einblasung so gestalten, dass im ADP der Wirkungsgrad verbessert wird. Es werden im Folgenden Möglichkeiten der Änderung der Auslegung diskutiert, die zu einer Erhöhung des ADP-Wirkungsgrads beitragen, gleichzeitig aber eine Reduktion der Pumpgrenze bewirken, die durch die Anwendung von Einblasung kompensiert werden kann. Dies sind:

- Reduktion der Schaufelzahl
- Änderung der Zuströmung zum Frontrotor
- Anpassung des Ringraums

3.1. Schaufelzahlreduktion

Die Umlenkaufgabe die von einem Lauf- bzw. Leitrad in einem Verdichter zu bewältigen ist, wird auf die einzelnen Schaufeln im Gitter aufgeteilt. Je mehr Schaufeln in einem Gitter vorhanden sind, desto geringer ist die Belastung für die einzelnen Schaufeln (siehe [5], S. 47). Mit steigender Anzahl der Schaufeln steigt jedoch auch der Anteil des Metalls in der Strömung und es kommt zu einer Erhöhung der Verluste aufgrund von Reibung an den Schaufeloberflächen. Die Verluste in der Schaufelung haben einen wesentlichen Anteil an den Gesamtverlusten der Stufe [24].

Es werden im Folgenden die Auswirkungen einer Schaufelzahlreduktion auf den Wirkungsgrad im ADP sowie auf die Stabilität bei Teillast beurteilt.

3.1.1. Auswirkungen auf den Wirkungsgrad im ADP

Betrachtet man eine Schaufel in einer Strömung, so kommt es an der Oberfläche der Schaufel aufgrund von Reibung zur Ausbildung einer Grenzschicht, in der die Geschwindigkeit zur Schaufel hin auf null absinkt. Hinter dem Schaufelgitter entsteht dadurch eine sogenannte "Nachlaufdelle", in der die Geschwindigkeit im Vergleich zu Bereichen vor denen sich keine Schaufeln befinden, verringert ist (siehe [3], S. 516). Dieses Geschwindigkeitsdefizit äußert sich in Form eines Totaldruckverlusts, der als Profilverlust bezeichnet wird. Einen Beitrag zum Profilverlust liefert der sogenannte Mischungsverlust, zu dem es aufgrund des Entmischens der ungleichförmigen Strömung an der Schaufelhinterkante (aufgrund der Nachlaufdellen) kommt (siehe [5], S. 21-26). Für die nachfolgende Schaufelreihe hat die ungleichförmige Strömung am Austritt periodisch wechselnde Zuströmbedingungen zur Folge, die ebenfalls zu einer Erhöhung des Gesamtverlusts beitragen. Es ist leicht zu sehen, dass eine geringere Anzahl an Schaufeln zu weniger Nachlaufdellen und somit zu einem geringeren Profilverlust des Gitters führt.

Im Bezug auf den Spaltverlust des Gitters gibt es zwei gegenläufige Effekte. Einerseits führt eine geringere Schaufelzahl zu weniger Spaltwirbel (was den Verlust verringert). Andererseits sind diese aufgrund der größeren Druckdifferenz über eine einzelne Schaufel in ihrer Ausdehnung größer und verursachen so einen größeren Verlust. Da sich zusätzlich für das nachfolgende Schaufelgitter die Zuströmbedingungen aufgrund der geringeren Anzahl an Störstellen in Form der Schaufeln davor verbessern, kommt es in Summe tendenziell zu einer Verringerung der Spaltverluste. (Diese Beobachtung wurde anhand von Berechnungen mit einem SKV gemacht.)

Bei Vorhandensein hoher Machzahlen (z.B. bei einem transsonischen Rotor) wirkt sich

eine reduzierte Schaufelzahl noch stärker aus, da der Mischungsverlust ebenfalls mit größer werdender Machzahl ansteigt (siehe [5], S. 25).

Eine Reduktion der Schaufelzahl führt somit aufgrund der einzelnen reduzierten Verlustanteile (Profilverlust, Spaltverlust und Verluste des nachfolgenden Gitters) zu einer Verbesserung des Wirkungsgrads. Einen zusätzlichen wenn auch kleinen Vorteil im Bezug auf den Treibstoffverbrauch bringt das dadurch verringerte Gewicht des Verdichters. Es gilt allerdings zu beachten, dass es aufgrund einer reduzierten Schaufelzahl zu einer erhöhten Belastung des Gitters kommt. Dies ist mit dem in Abschnitt 1.1.7 (zur Abschätzung der Pumpgrenze) eingeführten Diffusionsfaktor DF, der ein Maß für die Belastung eines Gitters darstellt, zu begründen (siehe [5], S. 150-154). Es werden die Definition und die im Bezug auf eine Schaufelzahlreduktion relevanten Zusammenhänge des Diffusionsfaktors im Folgenden beschrieben.

Diffusionsfaktor

Lieblein definierte den Diffusionsfaktor eigentlich als das Verhältnis von maximaler Saugseitengeschwindigkeit w_{max} zu Gitteraustrittsgeschwindigkeit w_{aus} in Form von

$$D_{loc} = \frac{w_{max} - w_{aus}}{w_{aus}}.$$
(3.1)

Da die maximale Saugseitengeschwindigkeit w_{max} in vielen Fällen nicht berechnet (bzw. gemessen) werden kann, gibt es eine vereinfachte Beziehung von DF_{loc} , die mit den Strömungsgrößen am Ein- und Austritt des Gitters berechnet werden kann:

$$DF = 1 - \frac{w_{aus}}{w_{ein}} + \frac{\Delta w_u}{2 \cdot \sigma \cdot w_{ein}}$$
(3.2)

Eine Komponente beinhaltet dabei den Einfluss der eindimensionalen Verzögerung der Strömung $\frac{w_{aus}}{w_{ein}}$ und die zweite Komponente die Umlenkung der Strömung Δw_u in Verbindung mit der Überdeckung σ (die direkt von der Teilung t und damit von der Schaufelzahl abhängt).

Abbildung 3.1 zeigt den Zusammenhang zwischen den mittleren Größen des Diffusionsfaktors DF, der Überdeckung σ , des Gitterwirkungsgrads η und der Arbeitszahl ψ eines Gitters. Demnach erfordern geringe Verluste bei festgehaltenem Diffusionsfaktor eine kleine Arbeitszahl und somit kleine Werte für σ . Dem entspricht eine große Teilung tund damit, wie beschrieben, eine niedrige Schaufelzahl.

Umgekehrt führt eine kleinere Überdeckung bei festgehaltener Arbeitszahl zu höheren Diffusionsfaktoren. Lieblein stellte anhand von Messungen den Zusammenhang zwischen der Grenzschichtdicke an der Saugseite des Profils und dem Diffusionsfaktor her. Mit steigender Belastung des Gitters wächst die Grenzschicht an der Saugseite an und führt



Abbildung 3.1.: Zusammenhang zwischen DF, σ , η und ψ [5]

bis hin zur Ablösung der Strömung. Die Saugseitengrenzschicht limitiert den statischen Druckaufbau und die Umlenkung des Gitters und macht so den Diffusionsfaktor zu einem Parameter der für die Abschätzung der Stabilität geeignet ist.

Zusammenfassend ergibt sich aufgrund einer Schaufelzahlreduktion im ADP eine Verbesserung des Wirkungsgrads aufgrund der Reduktion der einzelnen Verlustanteile. Dem entgegen wirkt eine Erhöhung der Verluste aufgrund der größeren Belastung des Gitters (z.B. durch lokale Ablösegebiete aufgrund von größeren Verzögerungen), die, sofern der Diffusionsfaktor nicht zu hoch wird, nur einen geringen Einfluss haben (siehe [5], S. 152-153). Eine Auswirkung des erhöhten Diffusionsfaktors, die als kritischer zu beurteilen ist, ist die Reduktion des Pumpgrenzabstands bei Auslegungsdrehzahl (siehe Abschnitt 1.1.7). Auf diesen Zusammenhang ist bei einer Veränderung der Auslegung besonderes Augenmerk zu legen.

3.1.2. Auswirkungen bei Teillast

Nachdem die Auswirkungen einer Schaufelzahlreduktion im ADP beschrieben wurden erfolgt nun eine Beurteilung der Konsequenzen bei Teillast.

Die sich ergebenden Auswirkungen sind alleine dem erhöhten Diffusionsfaktor zuzuschreiben (dessen Bedeutung bereits anhand der Auswirkungen im ADP diskutiert wurde). Demnach führt eine Verringerung der Schaufelzahl bei Teillast, also dort wo die Belastung aufgrund von großen Inzidenzen ohnehin schon hoch ist, zu einer weiteren Erhöhung der Gitterbelastung. Somit kommt es zu einer stärker anwachsenden Grenzschicht an der Saugseite des Profils und die Stabilitätsgrenze wird früher erreicht.

Wendet man in diesem Fall Einblasung an, so lassen sich durch geänderte Zuströmbedingungen im kritischen Spitzenbereich des Rotors die hohen Diffusionsfaktoren verringern und das Auftreten von Ablöseerscheinungen kann so verzögert werden.

3.2. Zuströmung zum Frontrotor

Die Zuströmung zum ersten Rotor des Verdichters wird durch die Geometrie eines in den meisten Fällen verstellbar ausgeführten Vorleitrads festgelgt. Eine Verstellung ist bei niedrigen Drehzahlen deshalb notwendig, um eine zu starke Belastung des Rotors durch die vorhandenen niedrigen Durchflusszahlen φ (und damit geringem c_{ax}) zu vermeiden (siehe [3], S. 828).

3.2.1. Verbesserungsmöglichkeiten im ADP

Möchte man bei einem transsonischen Rotor im ADP den Wirkungsgrad verbessern, so besteht die Möglichkeit, im Bereich der Rotorspitze die Relativgeschwindigkeit w der Zuströmung zu verkleinern, um so die Machzahl und die daraus resultierenden Stoßverluste zu verringern. Betrachtet man die beiden Geschwindigkeitsdreiecke am Eintritt eines Rotors in Abbildung 3.2, so sieht man, dass sich bei festgehaltener Axialgeschwindigkeit c_{ax} eine geringere Strömungsgeschwindigkeit im Relativsystem $w_2 < w_1$ durch einen kleineren Zuströmwinkel $\alpha_2 < \alpha_1$ realisieren lässt. Es muss beachtet werden, dass sich bei der Auslegung dadurch der Staffelungswinkel des Rotors ändert und aufgrund der geringeren Umfangskomponente w_u der Relativgeschwindigkeit auch die Umlenkung erhöht werden muss, um den geforderten Arbeits- bzw. Druckaufbau umsetzen zu können. Dies resultiert in einem stärker gewölbten Rotor, was wiederum zu höheren Diffusionsfaktoren und einer Verschlechterung des Wirkungsgrads führt. Dieser gegenläufige Effekt übersteigt bei zu kleinen Winkeln für α die Verbesserung aufgrund der geringeren Machzahl im Gitter. Aus diesem Grund darf der Abströmwinkel des Vorleitrades nicht zu klein gewählt werden.



Abbildung 3.2.: Geschwindigkeitsdreiecke bei konstantem c_{ax}

Es lässt sich zum Zweck einer Wirkungsgradsteigerung im ADP das Vorleitrad so gestalten, dass im Bereich der Rotorspitze der Abströmwinkel kleiner als im Bereich darunter ist,



Abbildung 3.3.: IGV-Verstellung

und so ein verwundenes Vorleitrad entsteht. Die daraus resultierenden geringeren Machzahlen im oberen Bereich des Rotors (wo Machzahlen größer als eins auftreten) führen zu einer Reduktion der Stoßverluste.

3.2.2. Auswirkungen bei Teillast

Die Folgen für das Verhalten bei Teillast lassen sich anhand von Abbildung 3.3 beschreiben. Es ist der Zusammenhang zwischen dem Strömungswinkel α und der Axialgeschwindigkeit c_{ax} bei festgehaltener absoluter Strömungsgeschwindigkeit c am Eintritt des Rotors schematisch dargestellt. Man sieht, dass ausgehend von größeren Werten von α im ADP eine Verringerung von $\Delta \alpha$ aufgrund der Verstellung des Vorleitrads bei Teillast eine geringere Reduktion von c_{ax} bewirkt wie bei kleineren Werten von α . Das bedeutet für Bereiche an der Spitze des Rotors, in denen bereits im ADP der Zuströmwinkel α relativ klein ist, eine verhältnismäßig größere Reduktion der Axialgeschwindigkeit bei Teillast. Das wiederum führt im Spitzenbereich zu einem größeren Strömungswinkel im Relativsystem des Rotors und somit zu einer größeren Fehlanströmung des Gitters. Ein zusätzlicher Einfluss besteht durch die vergleichsweise größere Wölbung des Profils in diesem Bereich, die bei Teillast zu einem weiteren Anstieg des Diffusionsfaktors führt. Diese beiden Effekte wirken sich negativ auf die Stabilität des Verdichters aus, da es aufgrund der hohen Inzidenzen und Diffusionsfaktoren zum Ablösen der Strömung in Verbindung mit einer rotierenden Abreißströmung kommt. Die damit verbundenen hohen Verluste und der daraus resultierende verminderte Druckaufbau der Stufe muss von den folgenden Stufen kompensiert werden und führt bei zu großer Belastung der restlichen Gitter schlussendlich zum Pumpen des Verdichters.

Durch die Anwendung von Einblasung können die negativen Auswirkungen bei Teillast

kompensiert werden und so das Entstehen von Strömungsablösungen verzögert bzw. verhindert werden. Der mit einer hohen Geschwindigkeit eingeblasene Massenstrom trägt zu einer Verringerung der Inzidenz und des Diffusionsfaktors im Bereich der Spitze des Rotors bei. Zusätzlich wird dadurch die radiale Verstimmung des Rotors (hohe Axialgeschwindigkeiten an der Nabe – geringe Axialgeschwindigkeiten am Gehäuse) nivelliert (siehe Abschnitt 2.3.2). Die Wirkungsweise der Einblasung macht es möglich, die Auslegung des Verdichters mittels verwundenem Vorleitrad so zu gestalten, dass der Wirkungsgrad im ADP verbessert wird, sich gleichzeitig aber die Stabilität bei Teillast dadurch nicht verschlechtert.

3.3. Ringraumanpassung der ersten Stufe

Wie im vorigen Abschnitt gezeigt wurde, wird durch eine Verringerung der Machzahl eine Reduktion der Stoßverluste in einem Gitter erzielt. Die Verringerung der Zuströmgeschwindigkeit zum Rotor wurde dabei lokal durch eine Veränderung des Abströmwinkels des vorhergehenden Gitters erreicht.

Eine weitere Möglichkeit die Zuströmgeschwindigkeit des Rotors zu verringern, besteht darin, den Ringraum zu vergrößern. Dies hat bei gleichbleibendem Massenstrom eine Reduktion der Axialgeschwindigkeit c_{ax} zur Folge. Besteht konstruktiv die Möglichkeit, die Gehäusekontur des Ringraums nach außen zu ziehen, so ist diese Variante einer nabenseitigen Vergrößerung vorzuziehen, da dadurch die mittlere Umfangsgeschwindigkeit zunimmt und so die nötige Umlenkung sinkt.

Eine Reduktion der Axialgeschwindigkeit führt, wie bereits in Abschnitt 3.2.1 erläutert, zu einer stärkeren Wölbung des Gitters. Dem entgegenwirken kann man durch eine starke Kontraktion des Ringraums über das Gitter, die aufgrund der verhältnismäßig großen Austrittsgeschwindigkeit die größere Umlenkung (und die dadurch nötige Wölbung) aufgrund der verringerten Axialgeschwindigkeit reduziert. Dies wirkt somit auch positiv auf den Diffusionsfaktor.

Bei Teillast ergibt sich eine weiter abgesenkte Axialgeschwindigkeit, was vor allem in den kritischen Bereichen wie der Rotorspitze zu großen Inzidenzen führt. Zusätzlich ist die Verlustpolare des Rotors aufgrund der großen Wölbung steiler als im Fall mit größerer Axialgeschwindigkeit im ADP. Zwar ist die Form der Polare wie in Abbildung 2.3 zu sehen ist, von der Machzahl abhängig, der Einfluss einer größeren Gitterwölbung ist allerdings größer und kann durch die verringerte Machzahl nicht kompensiert werden. Die Aufgabe der Einblasung ist es wiederum, die großen Inzidenzen in den ablösekritischen Bereichen an der Rotorspitze zu verringern und so die Stabilität des Verdichters auf dem Niveau vor der Wirkungsgradverbesserung zu halten.

3.4. Zusammenfassung und weitere Möglichkeiten zur Wirkungsgradsteigerung

Es wurden in diesem Kapitel Möglichkeiten aufgezeigt, wie, unter der Voraussetzung der Anwendung von Einblasung bei Teillast, der Wirkungsgrad im ADP gesteigert werden kann, ohne dabei bei Teillast wesentlich an Stabilität zu verlieren. Es wurden ausschließlich Änderungen an der Stufe vor der eingeblasen wird diskutiert, durch die das Potential der Einblasung ausgeschöpft werden kann.

Weitere denkbare Änderungen der Auslegung, die eine Wirkungsgradsteigerung bewirken könnten, betreffen vor allem geometrische Details der Profile (Konturierung, Profildicke, Sweep, Bow,...), die aufgrund des Rechenverfahrens und der dabei verwendeten Korrelationen nicht ausreichend beurteilt werden können.

Eine häufig angewendete Methode, um die Abstimmung zwischen Wirkungsgrad im ADP und Teillaststabilität zu beeinflussen, ist die axiale Abstimmung als Folge der gewählten Inzidenz (Differenz zwischen Strömungswinkel und festgelegtem Metallwinkel) im Auslegungspunkt der einzelnen Gitter (siehe [5], S. 78-92). So werden Gitter, die bei Teillast stark angedrosselt betrieben werden (z.B.: Frontrotor eines Axialverdichters), im ADP oft sperrseitig (also mit negativer Inzidenz) ausgelegt. Dies führt zu einer Verschlechterung des ADP-Wirkungsgrads, gleichzeitig aber zu einem größeren Pumpgrenzabstand bei Teillast. Diese Methode kann bei dem in dieser Arbeit verwendeten SGV-Modell des Verdichters nicht untersucht werden, da bei diesem der Rotor, vor dem eingeblasen wird, im ADP bereits bei einer Inzidenz von $i \approx 0$ ausgelegt ist.

3.4.1. Reduktion der Stufenzahl

Um im Bezug auf den Treibstoffverbrauch Verbesserung erzielen zu können, ist man bestrebt, das Gewicht des Verdichters zu reduzieren. Im Gegensatz zu einer Schaufelzahlreduktion in einzelnen Gittern, führt eine Reduktion der Anzahl der Stufen zu einer deutlich höheren Gewichtsersparnis, zu der vor allem die Scheiben (Schaufelträger) einen entscheidenden Beitrag leisten. Dadurch ergeben sich allerdings auch einige negative Effekte, die dem reduzierten Treibstoffverbrauch gegenüberzustellen sind.

Eine geringere Stufenzahl hat zur Folge, dass die Stufendruckverhältnisse der übrigen Stufen erhöht werden müssen. Dies führt zu höheren Belastungen der einzelnen Gitter in Form von höheren Diffusionsfaktoren und damit zu einer Verschlechterung des Wirkungsgrads. Die vorgegebenen Randbedingungen am Austritt des Verdichters (Abströmwinkel, Machzahl) tragen ebenso zu einer Erhöhung der Diffusionsfaktoren bei. Es werden vor allem die Statoren der hinteren Stufen durch die geforderte (meist axiale) Abströmung besonders hoch belastet.

Um bei einer Stufenzahlreduktion die Diffusionsfaktoren auf akzeptable Werte zu beschränken, gibt es einige Möglichkeiten:

- Durch geeignete Wahl der Kontraktion der Gitter lässt sich die für den geforderten Arbeitsaufbau notwendige Umlenkung (und damit auch der Diffusionsfaktor) verringern. Da sich dadurch der Diffusionsfaktor in der nachfolgenden Stufe erhöht, muss diese Anpassung sorgfältig zwischen den einzelnen Stufen abgestimmt sein. (Das gilt vor allem in den hinteren Stufen aufgrund der geforderten Austritts-Machzahl.)
- Eine weitere Möglichkeit, die Belastung der Stufen in Form des Diffusionsfaktors zu verändern, besteht in der Anpassung der Überdeckung σ. Dabei gibt es die folgenden Möglichkeiten:
 - Eine Erhöhung der Schaufelzahl führt analog zur in Abschnitt 3.1 behandelten Schaufelzahlreduktion zu einer gewünschten Entlastung. Nachteilig ist dabei der durch die zusätzlichen Schaufeln verursachte Profilverlust.
 - Eine weitere Möglichkeit bietet der zweite Parameter, der in die Überdeckung eingeht – die Sehnenlänge C. Aufgrund der Stufenzahlreduktion nimmt die Baulänge des Verdichters ab (was auch ein gefordertes Kriterium einer Neuauslegung sein kann). Diesen zusätzlichen Platz kann man jedoch auch dazu verwenden, um die axialen Gitterbreiten C_{ax} zu vergrößern um so für eine Entlastung zu sorgen.
- In den hinteren Stufen besteht die Möglichkeit, Tandem-Statoren zu verwenden, um die geforderte große Umlenkung verlustärmer umzusetzen.

Man sieht, dass es bei einer Stufenzahlreduktion darauf ankommt, welche Forderungen an die Auslegung gestellt werden. Je nach dem, ob ein besonders effizienter Verdichter, ein geringer Treibstoffverbrauch für das Gesamttriebwerk oder eine geringe Baulänge angestrebt wird, können dementsprechende Anpassungen durchgeführt werden.

Kapitel 4.

Ergebnisse der Konzeptstudie

In Kapitel 3 wurden Möglichkeiten aufgezeigt, wie sich bei einem Axialverdichter, unter Voraussetzung der Anwendung von Einblasung, eine Verbesserung des Wirkungsgrads bzw. eine Reduktion des Treibstoffverbrauchs des Gesamttriebwerks erzielen lässt.

Ausgehend von dem in Abschnitt 2.2 angepassten SGV-Modell eines Verdichters, wird nun eine Konzeptstudie durchgeführt, bei der die Auswirkungen einer auf die Anwendung von Einblasung abgestimmten Neuauslegung bei Auslegungsdrehzahl sowie bei Teillast untersucht wird. Im Zuge der Konzeptstudie muss aufgrund der im Folgenden diskutierten Gründe ein neues Basismodell geschaffen werden, um die positiven Effekte einer Einblasung darstellen zu können.

Im Folgenden wird zuerst das Ausgangsmodell mit seinem nur beschränkt vorhandenen Potential für die Ableitung einer auf die Einblasung abgestimmten Neuauslegung diskutiert. Davon ausgehend erfolgt der Übergang zu einem neuen Basismodell, auf Grundlage dessen eine auf die Anwendung von Einblasung optimierte Neuauslegung vorgestellt wird, um das vorhandene Potential der Einblasung bestmöglich auszuschöpfen. Abschließend wird am Ende des Kapitels der Einfluss der Lage der Umblasestelle auf das Betriebsverhalten des Verdichters dargestellt.

4.1. Ausgangsmodell der Konzeptstudie

Zunächst erfolgt eine Beschreibung des für die Konzeptstudie verwendeten Ausgangsmodells, bevor die auf Grundlage dieses Modells durchgeführten Parametervariationen diskutiert werden.

4.1.1. Beschreibung des Ausgangsmodells

Als Grundlage der Konzeptstudie dient das in Abschnitt 2.2 angepasste SGV-Modell des Verdichters. Im Gegensatz zu Abschnitt 2.2 werden im Folgenden ("Modell A") die Eintrittsbedingungen bei den verschiedenen Drehzahlen nicht an die Messung angepasst (wodurch sich die Form der Kennlinien zwar geringfügig ändert, das gesamte Betriebsverhalten aber unverändert bleibt).

Es werden alle im Zuge der Konzeptstudie dargestellten Werte, falls nicht anders angegeben, auf die entsprechenden Werte des Modells A im ADP bezogen. Bei Stufenkenngrößen wird die erste Stufe als Bezug verwendet – bei Gitterkenngrößen der erste Rotor (Gitter 2). Stufen- und Gitterkenngrößen im ADP werden durch eine massengewichtete Mittelung berechnet. Die Modelle A bis D bestehen aus 8 Stufen und einem Vorleitrad, in Summe also 17 Gitter – das 7-stufige Modell E umfasst hingegen nur 15 Gitter.

Abbildung 4.1 (a) zeigt das Kennfeld des Modells A anhand der Gesamtkennlinien bei den reduzierten Drehzahlen $N_{red} = 100\%$, $N_{red} = 90\%$ und $N_{red} = 85\%$. Ebenso sind die Pumpgrenzlinie sowie die Werte der Pumpgrenzabstände SM (berechnet nach Gleichung 1.14) der jeweiligen Drehzahllinie dargestellt. Die niedrigen Werte des Pumpgrenzabstands sowohl bei Auslegungsdrehzahl als auch bei Teillast, deuten darauf hin, dass der Verdichter bereits hoch ausgelastet ist. Vor allem in den hinteren Stufen sind die Umlenkungen, wie in Abbildung 4.1 (b) zu sehen ist, sehr groß, was zu hohen Verlusten in diesem Bereich führt. Damit ist der Abfall des Wirkungsgrads in den hinteren Stufen (siehe Abbildung 4.6 (b)) zu begründen.



Abbildung 4.1.: Modell A: (a) Kennfeld mit den jeweiligen Pumpgrenzabständen; (b) Umlenkungen der Statoren im ADP

Wie man im weiteren Verlauf sehen wird, sind die Diffusionsfaktoren der einzelnen Gitter im Auslegungspunkt im Verhältnis zu aktuellen Auslegungen von Triebwerksverdichtern relativ hoch. Dies führt, wie anhand der Pumpgrenzabstände zu sehen ist, sowohl bei Auslegungsdrehzahl als auch bei Teillast zu einem verhältnismäßig kleinen stabilen Betriebsbereich.



Abbildung 4.2.: Radiale Verläufe von DF_{bez} des ersten Rotors des Modells A bei Auslegungsdrehzahl und Teillast

In Abbildung 4.2 sind radiale Verläufe des Diffusionsfaktors des ersten Rotors für jeweils einen Punkt auf der Arbeitslinie dargestellt. (Bezugsgröße ist der massengemittelte Wert von DF des Rotors im ADP.) Es lässt sich erkennen, dass bei Auslegungsdrehzahl das Gitter über die gesamte Höhe relativ gleichmäßig belastet wird. Bei Teillast kommt es zu einer Änderung der radialen ($\rho \cdot c_{ax}$)-Verteilung in Form einer Verlagerung der Stromlinien in Richtung der Nabe. Die daraus resultierende geringe Axialgeschwindigkeit im Bereich des Gehäuses führt zu einem starken Anstieg des Diffusionsfaktors bei Teillast, während im Bereich der Nabe der Diffusionsfaktor abnimmt (siehe [13]).

Die hohe Belastung des Verdichters wurde in dieser Form bereits in Abschnitt 2.2 verdeutlicht, wo das Auftreten einer rotierenden Abreißströmung im Bereich des Gehäuses des ersten Rotors bereits bei einer Teillastdrehzahl von $N_{red} = 90\%$ festgestellt wurde. Wie gezeigt wurde, bedeutet dies zwar nicht, dass dieses Phänomen unmittelbar das Pumpen des Verdichters auslöst, jedoch ist ein regelmäßiger Betrieb bei Vorhandensein einer rotierenden Abreißströmung nicht anzustreben. (Die Erklärung dafür folgt in Abschnitt 4.2.3).



Abbildung 4.3.: Auswirkungen einer reduzierten Schaufelzahl bei $N_{red} = 100\%$

4.1.2. Parametervariationen auf Grundlage des Ausgangsmodells

Anhand des beschriebenen Modells werden zunächst die Auswirkungen der folgenden Parametervariationen untersucht:

- Reduktion der Schaufelzahl des ersten und zweiten Rotors
- Reduktion der Schaufelzahl des ersten und zweiten Rotors in Verbindung mit einer höheren Belastung der Frontstufen

Reduktion der Schaufelzahl – Modell B

Zur Beurteilung der in Abschnitt 3.1 theoretisch beschriebenen Auswirkungen einer Reduktion der Schaufelzahl im ADP sowie bei Teillast, wird die Schaufelzahl der ersten beiden Rotoren reduziert. Um die zu erwartenden negativen Auswirkungen (erhöhter Diffusionsfaktor) bei Teillast mit Hilfe der Einblasung kompensieren zu können, werden die beiden ersten Stufen ausgewählt, da dort die Einblasung die größte Wirkung hat. In Zahlen ausgedrückt wird die Schaufelzahl beim ersten Rotor um ca. 25% und beim zweiten Rotor um ca. 30% verringert.

Die Auswirkungen die sich dadurch bei Auslegungsdrehzahl ergeben sind in Abbildung 4.3 dargestellt. Der Verlauf der Gesamtkennlinie in Abbildung (a) bleibt unverändert während der Wert des Wirkungsgrads (siehe Abbildung (b)) durch diese Änderung um ca. 0.3% gesteigert werden kann. Dieses Verhalten entspricht somit qualitativ dem erwarteten, in Abschnitt 3.1 diskutierten Zusammenhang zwischen Schaufelzahl und Wirkungsgrad.

In Abbildung 4.4 sind die Auswirkungen der Schaufelzahlreduktion bei Teillast ($N_{red} =$

85%) dargestellt. Anhand der Gesamtkenlinie in Abbildung 4.4 (a) erkennt man, dass die Pumpgrenze des Verdichters unverändert bleibt. (Es wird so wie bei der Validierung das in Abschnitt 1.1.7 beschriebene Pumpgrenzkriterium auf Basis des statischen Druckaufbaus (siehe Gleichung 1.22) verwendet.) Im Bereich der Arbeitslinie weichen die beiden Kennlinien etwas voneinander ab, was anhand der $\varphi_{bez}, \varepsilon_{bez}$ -Kennlinie der ersten Stufe in Abbildung 4.4 (b) zu erklären ist. Die reduzierte Schaufelzahl des Rotors der ersten Stufe führt dazu, dass sich der Diffusionsfaktor erhöht und so die Verluste steigen (siehe Abschnitt 3.1.1). Die $\varphi_{bez}, \varepsilon_{bez}$ -Kennlinie verläuft aus diesem Grund flacher und es kommt bereits früher zum "Überrollen". Die Auswirkungen auf den radialen Verlauf des Diffusionsfaktors des ersten Rotors, sind anhand des Vergleichs von Punkten auf der Arbeitslinie in Abbildung 4.5 dargestellt.



Abbildung 4.4.: Auswirkungen einer reduzierten Schaufelzahl bei $N_{red} = 85\%$: (a) Gesamtkennlinie; (b) $\varphi_{bez}, \varepsilon_{bez}$ -Kennlinie der ersten Stufe

Die Tatsache, dass sich die Pumpgrenze bei Teillast aufgrund einer (doch erheblichen) Schaufelzahlreduktion nicht wie erwartet ändert, hat mehrere Gründe. Zum Einen kommt es beim Auftreten der rotierenden Abreißströmung am ersten Rotor aufgrund des großen Schaufelseitenverhältnisses AR zu einer Änderung der radialen Abstimmung. In Bereichen unterhalb der Ausbreitung der rotierenden Abreißströmung erhöht sich aufgrund des durch die Ablösezelle versperrten Ringraums die Axialgeschwindigkeit. Durch die daraus resultierende Verringerung der Umlenkung und des Diffusionsfaktors trägt der Rotor somit selbst zu seiner eigenen Stabilisierung bei. Zusätzlich wird der verringerte Arbeitsaufbau der ersten Stufe durch eine Änderung der axialen Abstimmung von der zweiten Stufe kompensiert (Aufsteilen der Kennlinien – siehe Abschnitt 2.2). Die Belastung der hinteren Stufen ändert sich nicht und somit bleiben weiterhin Stufen weiter hinten im



Abbildung 4.5.: Auswirkungen einer reduzierten Schaufelzahl auf den radialen Verlauf von DF_{bez} des ersten Rotors bei $N_{red} = 85\%$

Verdichter pumpauslösend.

Eine Reduktion der Schaufelzahl hat somit in diesem Fall zwar eine Verbesserung des Wirkungsgrads zur Folge, bei Teillast wird dadurch allerdings nur die erste Stufe instabiler und die Pumpgrenze des gesamten Verdichters ändert sich nicht. Um Auswirkungen einer reduzierten Schaufelzahl auf das Stabilitätsverhalten des Gesamtverdichters bei Teillast zu erzwingen, um damit die Anwendung von Einblasung untersuchen zu können, wurde die mit dem folgenden "Modell C" beschriebene Parametervariation durchgeführt.

Anderung der axialen Stufendruckverhältnisse bei gleichzeitiger Reduktion der Schaufelzahl – Modell C

Bei der im Folgenden beschriebenen Auslegung wird versucht, durch eine axiale Umverteilung der Stufendruckverhältnisse (siehe Abbildung 4.6 (a)) die Frontstufen höher zu belasten, um bei einer gleichzeitigen Schaufelzahlreduktion (die Reduktion der Schaufelzahl entspricht in diesem Fall ca. 15% beim ersten und ca. 10% beim zweiten Rotor) bei Teillast einen Einfluss auf die Pumpgrenze des Gesamtverdichters zu sehen. Diese Vorgehensweise führt in den hinteren Stufen (wo vor allem die Statoren aufgrund der hohen Umlenkungen beim Modell A hoch ausgelastet sind) zu einer Verbesserung des Wirkungsgrads, während in den vorderen Stufen (trotz reduzierter Schaufelzahl) aufgrund des höheren geforderten Druckverhältnisses der Wirkungsgrad abnimmt (siehe Abbildung 4.6 (b)). In Summe kann dadurch der Wirkungsgrad im ADP leicht verbessert werden, da im Zuge der Anpassungen des Modells zusätzlich Maßnahmen durchgeführt werden, um die Diffusionsfaktoren und auch die Verluste im Rahmen zu halten.



Abbildung 4.6.: Änderung der axialen Stufendruckverhältnisse (a) und Auswirkungen auf die Stufenwirkungsgrade (b)

Durch eine Vergrößerung des Ringraums im Bereich des transsonischen Frontrotors verringert sich die axiale Zuströmmachzahl $Ma_{c,ax}$ um ca. 4%, wodurch trotz des deutlich höheren Druckverhältnisses die Stoßverluste nicht allzu stark ansteigen. Darüber hinaus wird die Kontraktion (Flächenverhältnis zwischen Aus- und Eintritt) über den ersten Stator um ca. 3% verkleinert, um die aufgrund der geringeren Zuströmgeschwindigkeit verursachte Erhöhung der Umlenkung zu kompensieren. Im Bereich der Stufen zwei bis fünf wird, um die Axialgeschwindigkeit zu erhöhen und so ebenfalls positiv auf die geforderte Umlenkung und damit auch auf den Diffusionsfaktor zu wirken, der Ringraum verkleinert. Die Nabenkontur wird dabei nach außen gezogen, sodass sich ein ungefähr linearer Verlauf der Verkleinerung der Querschnittsfläche von 5% am Eintritt der Stufe zwei bis zu 0% am Austritt der Stufe fünf ergibt. In diesem Zusammenhang werden die Kontraktionen der einzelnen Gitter in diesem Bereich um bis zu 25% verkleinert um wiederum die Gitter etwas zu entlasten.

Die hohen geforderten Stufendruckverhältnisse in den Frontstufen führen dazu, dass die Umlenkungen in diesem Bereich ansteigen und dadurch die Diffusionsfaktoren ebenfalls größer werden. Eine zusätzliche Erhöhung der Diffusionsfaktoren wird durch die reduzierte Schaufelzahl verursacht. Der Vergleich der axialen Verteilungen von DF_{bez} der beiden Modelle in Abbildung 4.7 (a) zeigt dies deutlich. Die Auswirkungen der hohen Diffusionsfaktoren sowie der großen Umlenkungen (der Frontstufen, die einen großen Teil zum Gesamtdruckaufbau beitragen) auf den gesamten Verdichter sieht man anhand der Gesamtkennlinie bei Auslegungsdrehzahl in Abbildung 4.7 (b). Der Verlauf der Kennlinie ist (aufgrund des in Abschnitt 1.1.3 in Gleichung 1.15 beschriebenen Zusammenhangs zwischen der Umlenkung und der Arbeitszahl ψ) flacher und auch der Pumpgrenzabstand ist geringer als beim Modell A. Im ADP ergibt sich in den ersten drei Stufen aufgrund der Schaufelzahlreduktion eine im Mittel um 17% höhere Minderumlenkung der einzelnen Gitter, die ebenfalls einen Beitrag zu den flacheren Kennlinien leistet.



Abbildung 4.7.: (a) Axiale Verteilung der Diffusionfaktoren im ADP; (b) Gesamtkennlinie bei $N_{red} = 100\%$

Um die Auswirkungen der Änderungen des Modells C gegenüber dem Ausgangsmodell A bei Teillast beurteilen zu können, sind in Abbildung 4.8 die Gesamtkennlinien (a) und die Stufenkennlinien der ersten Stufe (b) bei $N_{red} = 90\%$ einander gegenübergestellt. Die Gesamtkennlinie des Modells C zeigt, wie bei Auslegungsdrehzahl, einen flacheren Verlauf sowie einen deutlich reduzierten Pumpgrenzabstand als beim Modell A. Betrachtet man die Stufenkennlinien in Abbildung 4.8 (b), so sieht man, dass das Verdichtermodell C bereits bei $N_{red} = 90\%$ über den gesamten Bereich von φ_{bez} auf der Tertiärcharakteristik läuft und die Ausbreitung der rotierenden Abreißströmung bereits viel früher beginnt als beim Modell A.

Dieses Verhalten würde grundsätzlich für die Anwendung von Einblasung sprechen. Das Problem liegt darin, dass bei noch tieferen Teillastdrehzahlen der stabile Arbeitsbereich so stark verkleinert wird, dass kein stabiler Betrieb des Verdichters mehr möglich ist (siehe Abbildung 4.8 (a)). Bei der Teillastdrehzahl $N_{red} = 85\%$ liegt der Pumppunkt nur knapp über der Arbeitslinie, was unzureichend ist, wenn man bedenkt, dass noch kleinere Drehzahlbereiche abgedeckt werden müssen. Damit ist zu sehen, dass dieses Modell, selbst bei Anwendung von Einblasung, ungeeignet ist.



Abbildung 4.8.: Gegenüberstellung der Modelle A und C bei Teillast: (a) Gesamtkennlinien; (b) Stufenkennlinien der ersten Stufe bei $N_{red} = 90\%$

Zusammenfassung

Im Zuge der Konzeptstudie auf Basis des Modells A wurde festgestellt, dass durch eine Schaufelzahlreduktion der Wirkungsgrad im ADP gesteigert werden konnte. Es ergaben sich dadurch allerdings bei Teillast kaum Auswirkungen im Bezug auf den Pumpgrenzabstand des Gesamtverdichters, sondern nur auf die Operabilität (in Form des früheren Auftretens der rotierenden Abreißströmung in der ersten Stufe).

Weiters wurde anhand des Modells C gezeigt, dass durch eine geänderte axiale Verteilung der Stufendruckverhältnisse (bei einer höheren Belastung der Frontstufen) eine Schaufelzahlreduktion große Auswirkungen auf die Stabilität bei Teillast hat. Der Einfluss ist allerdings so groß, dass die stark reduzierte Stabilität selbst bei Anwendung von Einblasung nicht soweit verbessert werden kann, dass ein sicherer Betrieb des Verdichters bei tiefen Teillastdrehzahlen möglich ist. Diese Abschätzung beruht auf der in Abschnitt 2.3 beschriebenen Validierung von Fällen mit Einblasung und den dabei erzielten Erweiterungen des stabilen Betriebsbereichs. Darüber hinaus ist aufgrund der nur geringen Verbesserung des ADP-Wirkungsgrads der Nutzen eher gering.

Vergleiche (vor allem auf Basis von Diffusionsfaktoren) mit Auslegungen aktueller Triebwerksverdichter (vergleichbarer Dimension) haben gezeigt, dass die Stufenbelastungen beim verwendeten Basismodell (Modell A) bereits sehr hoch sind. Das beobachtete Auftreten einer rotierenden Abreißströmung am zweiten Gitter bei einer reduzierten Drehzahl von $N_{red} = 90\%$ spricht ebenfalls dafür, dass der Verdichter für zu hohe Belastungen ausgelegt wurde. Das lässt den Schluss zu, dass auf dieser Basis keine neuen Auslegungen durchgeführt werden können, die bei einer annehmbaren Operabilität zu einer Verbesserung des Verdichters im Bezug auf eine Reduktion der Treibstoffverbrauchs führen.

Um im Zuge der Konzeptstudie Aussagen über die Möglichkeiten einer auf die Einblasung abgestimmten Auslegung machen zu können, wird somit ein neues Basismodell festgelegt. Dieses wird zusammen mit der daraus abgeleiteten Auslegung, die auf die Anwendung von Einblasung optimiert ist, im folgenden Abschnitt beschrieben.

4.2. Neuauslegung des Verdichters auf Basis eines angepassten Ausgangsmodells

Moderne Entwicklungstendenzen bei Triebwerksverdichtern zeigen, dass der Anteil, den ein Hochdruckverdichter zum Gesamtdruckverhältnis beisteuert, im Vergleich zu früheren Auslegungen geringer ist. Fan-Stufen und Mitteldruckverdichter können (vor allem aufgrund von verbesserten Werkstoffen) einen höheren Druckaufbau liefern, was gleichzeitig eine Entlastung des Hochdruckverdichters mit sich bringt. Man ist also bestrebt, moderne Hochdruckverdichter so auszulegen, dass die Stufendruckverhältnisse nicht allzu große Werte annehmen, sodass der Wirkungsgrad optimiert werden kann. Um dies zu erreichen wird oft eine größere Baulänge des Verdichters in Kauf genommen, um so den Wirkungsgrad zu verbessern.

Im vorhergehenden Abschnitt wurde gezeigt, dass aufgrund der hohen Stufenbelastungen das ursprüngliche Basismodell (Modell A) für die Ableitung einer auf die Einblasung abgestimmten Auslegung ungeeignet ist. Es wird auf Basis des Modells A ein neues Modell (Modell D) festgelegt, das nach modernen Gestaltungsrichtlinien auf geringere Stufendruckverhältnisse und einen optimalen Wirkungsgrad ausgelegt ist. Das Gesamtdruckverhältnis des Verdichters wird dabei um ca. 12% verringert. Abbildung 4.9 (a) zeigt das Gesamtkennfeld des Modells D. Die Kennlinien weisen entsprechend große Steigungen auf was zu ausreichenden Pumpgrenzabständen ($SM \approx 30\%$) bei allen Drehzahlen führt. Der Wirkungsgrad im ADP liegt aufgrund des reduzierten Gesamtdruckverhältnisses über jenem des Modells A und der Abfall zu niedrigeren Drehzahlen hin ist kleiner als bei Auslegungen mit höher belasteten Stufen (siehe Abbildung 4.17). Betrachtet man die φ_{bez} - ε_{bez} -Kennlinien der ersten Stufe in Abbildung 4.9 (b), so sieht man, dass es bei Teillast zu keinem Abfall auf die Tertiärcharakterisitk kommt und sich demnach keine rotierende Abreißströmung ausbildet.

Ausgehend von diesem neuen Basismodell D, wird im Folgenden eine auf die Anwendung von Einblasung optimierte Auslegung beschrieben.



Abbildung 4.9.: Modell D: (a) Gesamtkennfeld; (b) φ_{bez} - ε_{bez} -Kennlinien der ersten Stufe bei Teillast

4.2.1. Übergang zu einer auf Einblasung optimierten Verdichter-Auslegung

In Abschnitt 4.1.2 wurde der Versuch beschrieben, den Wirkungsgrad im ADP (durch eine Schaufelzahlreduktion) zu verbessern und die dadurch verringerte Teillaststabilität durch die Anwendung von Einblasung zu kompensieren. Im Fall des im Folgenden beschriebenen Modells ("Modell E") wird ein ähnlicher Ansatz gewählt.

Es wird, ausgehend vom Modell D, die Anzahl der Stufen von 8 auf 7 reduziert. Die Idee dahinter ist, dass sich dadurch das Gewicht des Verdichters verringert und so zu einem geringeren Treibstoffverbrauch im ADP führt. Die verringerte Teillaststabilität (bzw. Operabilität) kann, wie im weiteren Verlauf gezeigt wird, aufgrund der Anwendung von Einblasung kompensiert werden, allerdings darf der Einfluss der Umblasung auf den Wirkungsgrad nicht vergessen werden (siehe Abschnitt 4.2.4). Beim Übergang auf ein 7-stufiges Modell müssen folgende Randbedingungen eingehalten werden:

- gleichbleibende Werte für: mechanische Drehzahl N, Massenstrom \dot{m} , Total-zu-Totaldruckverhältnis Π
- gleiche Machzahl am Austritt des Verdichters (bedingt durch die nachfolgende Brennkammer)
- unveränderte Gehäusekontur des Ringraums (aus baulichen und festigkeitstechnischen Gründen)
- ausreichender Pumpgrenzabstand bei Auslegungsdrehzahl $(SM_{min} = 30\%)$

4.2.2. Auswirkungen der Stufenzahlreduktion

Es werden im Folgenden die Auswirkungen der Stufenzahlreduktion auf die einzelnen charakteristischen Kenngrößen (Stufendruckverhältnisse, Umlenkungen,...) im ADP beschrieben. Als Referenz dient dabei das 8-stufige Basismodell D. Ebenso erfolgt eine Beschreibung der dadurch notwendigen Anpassungen der Auslegung, um die geforderten Randbedingungen einhalten zu können.



Abbildung 4.10.: Gegenüberstellung der Modelle D und E: (a) Stufendruckverhältnisse; (b) Umlenkungen der einzelnen Gitter

In Abbildung 4.10 (a) sind die Stufendruckverhältnisse der beiden Modelle D und E im ADP dargestellt. Die Reduktion der Stufenzahl führt bei gleichbleibendem Totaldruckverhältnis des Gesamtverdichters dazu, dass die Stufendruckverhältnisse in den einzelnen Stufen ansteigen. Daraus folgt unmittelbar, dass die Strömung in den einzelnen Gittern stärker umgelenkt werden muss, um den geforderten höheren Druckaufbau zu erreichen. Dieser Zusammenhang ist in Abbildung 4.10 (b) zu sehen. Bis auf den Stator der ersten Stufe nehmen die Umlenkungen in allen Gittern zu. Dabei ist besonderes Augenmerk auf den Stator der letzten Stufe (Gitter 15) zu legen, der eine verhältnismäßig viel größere Umlenkung zu bewerkstelligen hat. Wie dies unter Einhaltung der gegebenen Randbedingungen realisiert werden kann, wird im weiteren Verlauf noch dargestellt.

Die hohen Stufendruckverhältnisse führen in Verbindung mit den großen Umlenkungen zu erhöhten Verlusten und somit zu verringerten Stufenwirkungsgraden (siehe Abbildung 4.11). Nur bei der ersten Stufe kann der Wirkungsgrad aufgrund der in Abschnitt 4.2.2 beschriebenen Anpassungen erhöht werden. Ein weiterer entscheidender Zusammenhang besteht, wie bereits beim Modell C erwähnt wurde, zwischen den Umlenkungen und den



Abbildung 4.11.: Stufenwirkungsgrade der Modelle D und E

Steigungen der ψ -Kennlinien (siehe Gleichung 1.15). Eine erhöhte Umlenkung hat demnach eine flacher verlaufende ψ -Kennlinie zur Folge. Aufgrund des Zusammenhangs über den Stufenwirkungsgrad (siehe Abbildung 1.2), wird dadurch auch der Verlauf der ε -Kennlinie flacher. In Summe ergibt sich für den Gesamtverdichter eine deutlich flachere Gesamtkennlinie, die sich negativ auf den (nach Gleichung 1.14) berechneten Pumpgrenzabstand *SM* auswirkt.

Da die Form der ψ -Kennlinien aufgrund der festgelegten Stufendruckverhältnisse nicht beeinflusst werden kann, besteht die einzige Möglichkeit darin, den Verlauf der Verluste der einzelnen Gitter über das Androsseln zu verändern, sodass in Summe eine steilere Gesamtkennlinie und ein genügend großer Pumpgrenzabstand erreicht wird. Um die Verringerung des Wirkungsgrads im ADP in Grenzen zu halten, und zusätzlich den geforderten Pumpgrenzabstand einzuhalten, werden beim Modell E die folgenden Anpassungen umgesetzt:

- Änderung der Abströmung des Vorleitrads
- Anpassung des Ringraums (nabenseitig)
- An
passung der Überdeckung σ

Die Ideen die hinter den durchgeführten Anpassungen stecken und die Auswirkungen dieser Anpassungen werden im Folgenden beschrieben.

Anderung der Abströmung des Vorleitrads

In Abschnitt 3.2.1 wurde gezeigt, wie durch eine geeignete Zuströmung zum transsonischen Frontrotor der Wirkungsgrad im ADP verbessert werden kann. Wird im Bereich der Rotorspitze der Abströmwinkel aus dem Vorleitrad verkleinert, so ergibt sich eine Verringerung der Strömungsgeschwindigkeit w im Relativsystem (siehe Abbildung 3.2) die eine Reduktion der Stoßverluste zur Folge hat. Diese tragen in diesem Bereich des Rotors einen großen Anteil zu den Gesamtverlusten bei.



Abbildung 4.12.: Radiale Verläufe der Modelle D und E: (a) Abströmwinkel des Vorleitrads; (b) radialer $c_{ax,bez}$ -Verlauf am Eintritt der ersten Stufe

In Abbildung 4.12 (a) sind die radialen Verläufe des Abströmwinkels des Vorleitrads der beiden Modelle D und E dargestellt. Die Werte für α_{aus} werden dabei auf den Wert des Modells D an der Nabe bezogen. Es ist zu sehen, dass im Bereich der Spitze des Rotors der Abströmwinkel beim Modell E kleiner gewählt wurde als beim Modell D. Diese Änderung des Abströmwinkels hat aufgrund der besprochenen Auswirkungen auf die Stoßverluste einen großen Anteil an der Verbesserung des Stufenwirkungsgrads der ersten Stufe (siehe Abbildung 4.11). Diese Auslegung so zu gestalten ist nur möglich, da der sich dadurch ergebende Nachteil bei Teillast (siehe Abschnitt 3.2.2) durch die Anwendung von Einblasung kompensiert werden kann. Im unteren Bereich der Kanalhöhe ist der Abströmwinkel des Vorleitrads beim Modell E größer als im Basisfall. Die Idee dieser Gestaltungsmaßnahme lässt sich anhand des radialen Verlaufs der bezogenen Axialgeschwindigekti c_{ax} der ersten Stufe in Abbildung 4.12 (b) erläutern.

Man sieht, dass es aufgrund des geänderten Abströmwinkels zu einer reduzierten Axialgeschwindigkeit im Bereich der Rotorspitze und zu einer erhöhten Axialgeschwindigkeit im Bereich der Nabe kommt. Bei der Darstellung der Auswirkungen einer Änderung des Abströmwinkels in Abbildung 3.2 wurde vereinfachend die Annahme einer konstanten Axialgeschwindigkeit getroffen, um den Einfluss der Winkeländerung zu zeigen. Tatsächlich gilt der in Abbildung 4.12 (b) dargestellte Zusammenhang. Bei einer Änderung des Vorleitrad-Abströmwinkels ergibt ein kleinerer Abströmwinkel eine kleinere Axialgeschwindigkeit am Eintritt des Rotors und umgekehrt. Die daraus resultierende größere Axialgeschwindigkeit im Bereich der Nabe ist wünschenswert, um die im weiteren Verlauf beschriebene Kontraktion über den ersten Rotor dementsprechend umsetzen zu können.



Abbildung 4.13.: Radiale Verläufe des Reaktionsgrads der ersten Stufe

In Abbildung 4.13 sind die radialen Verläufe des Reaktionsgrads $R_{k,bez}$ der ersten Stufe dargestellt. Dieser beschreibt die Aufteilung der Stufenenthalpiedifferenz zwischen Rotor und Stator (siehe [3], S. 571) und wird vom vorgegebenen Abströmwinkel des Vorleitrads festgelegt. Die Änderung der radialen Verteilung des Abströmwinkels spiegelt sich somit direkt im Verlauf des Reaktionsgrads wieder. Im Bereich des Gehäuses nimmt $R_{k,bez}$ im Vergleich zum Modell D ab, was eine Verschiebung der Belastung vom Rotor zum Stator bedeutet. Die Entlastung des Rotors bringt in diesem Bereich eine zusätzliche Reduktion der Verluste. Im Nabenbereich hingegen wird der Reaktionsgrad erhöht, um den im Modell D in diesem Bereich bereits stark belasteten Stator zu entlasten. Diese Mehrbelastung des Rotors ist nur aufgrund der im Folgenden beschriebenen Änderungen der Nabenkontur möglich.

Anpassung des Ringraums

Die erhöhten Stufendruckverhältnisse bedingen eine im Vergleich zum Basismodell höhere Dichte des Fluids am Austritt der jeweiligen Stufe. Aufgrund des gleichen geforderten



Abbildung 4.14.: Meridianverläufe der Axialgeschwindigkeit (a) und des Flächenverhältnisses (b) der beiden Modelle D und E

Massenstroms

$$\dot{m} = A \cdot \rho \cdot c_{ax} = const. \tag{4.1}$$

durch den Verdichter, muss der Strömungsquerschnitt A angepasst werden, um eine ungewünschte Abnahme der Axialgeschwindigkeit c_{ax} zu verhindern. In Abbildung 4.14 (a) sind die Axialgeschwindigkeiten am Eintritt der Gitter der beiden Modelle D und E dargestellt. Durch eine geeignete Änderung der Nabenkontur des Ringraums kann eine höhere axiale Eintrittsgeschwindigkeit im Bereich der ersten vier Stufen erreicht werden. Weiters lässt sich aufgrund der in Abbildung 4.14 (b) dargestellten reduzierten Flächenverhältnisse der Gitter (entspricht größeren Kontraktionen) die Austrittsgeschwindigkeit aus den Gittern vergrößern. Größere Axialgeschwindigkeiten reduzieren die notwendige Umlenkung und führen so zu einer Entlastung der einzelnen Gitter (was sich auch im Diffusionsfaktor wiederspiegelt – siehe Abbildung 4.16). In den hinteren Stufen liegen die Werte der Axialgeschwindigkeiten unter jenen des Vergleichsmodells, was mit der geforderten Machzahl am Austritt des Verdichters zu begründen ist.

Um die Auswirkungen der erhöhten Stufendruckverhältnisse und der daraus resultierenden höheren Umlenkungen auf die Belastung der Gitter in Grenzen zu halten, kann man neben der beschriebenen Änderung der Axialgeschwindigkeiten in Form einer größeren Überdeckung in das Modell eingreifen.

Anpassung der Überdeckung σ

Um die in Gleichung 1.16 definierte Überdeckung zu ändern, gibt es zwei Möglichkeiten:

- Änderung der Teilung t durch eine Änderung der Schaufelzahl n_z
- Änderung der Sehnenlänge C (bzw. von C_{ax})

In Abbildung 4.15 sind die axialen Verläufe der Schaufelzahl n_z und der axialen Sehnenlängen C_{ax} dargestellt. Die Werte sind dabei auf den entsprechenden (Gitter-)Referenzwert des Modells D bezogen.



Abbildung 4.15.: axialer Verlauf der Schaufelzahl (a) und der axialen Sehnenlänge (b) des Modells E

Anhand des Verlaufs der Schaufelzahl sieht man, dass im Vergleich zum Modell D deutlich mehr Schaufeln notwendig sind. Mit Ausnahme des ersten Rotors (wo n_z aufgrund der Anwendung von Einblasung mit dem Ziel einer Wirkungsgradsteigerung verringert werden kann) werden im Durchschnitt ca. 20% mehr Schaufeln eingesetzt. Wie in Abschnitt 3.1 erläutert wurde verschlechtert sich dadurch zwar der Wirkungsgrad, diese Maßnahme ist allerdings notwendig, um den Diffusionsfaktor und damit auch die Verluste im Rahmen zu halten und Stabilität zu gewinnen.

Aus demselben Grund wird die axiale Sehnenlänge in den Gittern der hinteren Stufen vergrößert (siehe Abbildung 4.15(b)). Unter der Annahme eines ungefähr gleich bleibenden Staffelungswinkels entstehen auf diese Weise längere Gitter, die die geforderte Umlenkung verlustärmer umsetzen können, und zu einem reduzierten Diffusionsfaktor führen. Der aufgrund der Stufenzahlreduktion gewonnene Bauraum am Ende des Verdichters wird so teilweise eingebüßt.

Besonderes Augenmerk ist auf den großen Wert von C_{ax} des letzten Stators zu legen. Wie in Abbildung 4.10 (b) zu sehen ist, ist die geforderte Umlenkung in diesem Gitter besonders hoch und unter den gegebenen Randbedingungen nur durch Anwendung eines



Abbildung 4.16.: axialer Verlauf der Diffusionsfaktoren der Modelle D und E

Tandem-Stators (siehe [20]) auf dieser axialen Länge realisierbar. Nur so können vorhergehende Statoren entlastet werden, was für das Erreichen des geforderten Pumpgrenzabstandes unumgänglich ist. Tandem-Statoren können eingesetzt werden, um im Vergleich zum Einzelgitter bei gleicher axialer Baulänge die gleiche Umlenkung mit reduzierten Verlusten umzusetzen. Die Umsetzung im SGV-Modell erfolgt durch eine vorgegebene Reduktion der Verluste des letzten Stators (der nach wie vor als Einzelgitter ausgeführt ist) aufgrund des in [20] beschriebenen Zusammenhangs zwischen den Verlusten des Tandemund des Einzelgitters. (Der Verlust eines Einzel-Stators ist um ca. 80% höher als jener eines vergleichbaren Tandem-Stators.)

Auswirkungen auf den Diffusionsfaktor

In Abbildung 4.16 sind die axialen Verläufe der Diffusionsfaktoren der beiden Modelle D und E dargestellt. Es ist zu sehen, dass die Werte für DF beim 7-stufigen Modell aufgrund der beschriebenen Anpassungen des Modells in den meisten Gittern niedriger liegen als beim 8-stufigen Basismodell. Wie im folgenden Abschnitt anhand von Zahlen belegt wird, kann so der geforderte Pumpgrenzabstand bei Auslegungsdrehzahl erreicht werden, sowie die Reduktion des Wirkungsgrads im ADP gering gehalten werden.

4.2.3. Gegenüberstellung der Modelle D und E

Im vorhergehenden Abschnitt wurde der Übergang vom 8-stufigen Modell D zum 7stufigen Modell E, das auf die Anwendung von Einblasung ausgelegt ist, beschrieben. Im Folgenden werden die sich dadurch ergebenden Verbesserungen im Bezug auf die Gewichtsreduktion und Baulänge des Verdichters sowie die negativen Auswirkungen bei Teillast dargestellt.

Gewichtsreduktion, Wirkungsgradverschlechterung und Änderung der axialen Baulänge

Im Rahmen des verwendeten Programms (SGV) ist die Abschätzung von Gewichtsänderungen aufgrund von geänderten Auslegungen schwer möglich. Um Aussagen über die Auswirkungen einer Stufenzahlreduktion treffen zu können, wurde eine von Matzgeller in [12] durchgeführte Beurteilung einer Stufenzahlreduktion den Überlegungen zu Grunde gelegt. Dabei wurde bei einem von der Masse und den Abmessungen dem Modell D ähnlichen Verdichter eine Stufenzahlreduktion von 8 auf 7 Stufen untersucht. In diesem Zusammenhang mussten die Schaufelzahlen in den verbleibenden Stufen ebenfalls in einem vergleichbaren Maß wie beim Modell E erhöht werden, was den Vergleich im Sinne einer groben Abschätzung möglich macht.

In Zahlen ausgedrückt ergeben sich für das Modell E auf Grundlage dieses Vergleichs folgende Massenänderungen:

- Eine Stufe weniger bewirkt ein Reduktion der Masse von ca. 15.2%. Neben den Schaufeln die dadurch wegfallen wiegen vor allem die Scheiben sowie die Teile der Welle und des Gehäuses schwer.
- Die zur Entlastung der Stufen zusätzlich notwendigen Schaufeln ergeben in Summe eine Erhöhung der Masse von ca. 7.8%.
- Das bei Teillast notwendige Einblase-System schlägt mit ca. 3.8% der Gesamtmasse zu Buche.

In Summe ergibt sich also eine Reduktion der Masse um ca. 3.8% der eine Verschlechterung des Wirkungsgrads im ADP um ca. 0.1% gegenübersteht.

Der Vorteil den das Modell E gegenüber dem Modell D hat ergibt sich daher in erster Linie durch die aufgrund der Stufenzahlreduktion verringerte Anzahl der Bauteile. Darüber hinaus ist die (trotz der vergrößerten axialen Sehnenlängen) in Summe verringerte Baulänge als positiv zu beurteilen. Ein weiterer, nicht unwesentlicher Einfluss entsteht durch das verringerte Massenträgheitsmoment des gesamten Rotors. Bei transienten Änderungen von Betriebszuständen lenkt die Betriebslinie aufgrund der geringeren Trägheit des Rotors nicht so stark aus, was gleichbedeutend einer höheren Stabilität ist.

Gegenüberstellung der Kennfelder

Um Aussagen über das Betriebsverhalten der 7-stufigen Variante im Vergleich zur 8stufigen machen zu können, sind in Abbildung 4.17 die Kennfelder der beiden Modelle D und E dargestellt.



Abbildung 4.17.: Gesamtkennfelder der Modelle D und E

Es ist in Abbildung 4.17 (a) zu erkennen, dass die Gesamtkennlinien des Modells E, wie erwartet, flacher verlaufen, allerdings aufgrund der beschriebenen Anpassungen das geforderte Kriterium eines minimalen Pumpgrenzabstands von SM = 30% bei Auslegungsdrehzahl erfüllt wird (siehe auch Tabelle 4.1). Obwohl das Modell E auch bei Teillast hohe Werte für den Pumpgrenzabstand aufweist, ist ein Betrieb des Verdichters in diesem Bereich nicht wünschenswert. Der Grund dafür liegt, wie beim Modell A, im Vorhandensein einer rotierenden Abreißströmung bei Teillast und somit einer schlechten Operabilität. Anhand der Stufenkennlinien der ersten Stufe bei $N_{red} = 90\%$ in Abbildung 4.18 kann man das Auftreten der rotierenden Abreißströmung anhand des Abfalls der ε_{bez} -Kennlinie (wie in Abschnitt 2.2 beschrieben) erkennen. Damit verbunden sind, wie sich anhand des Abfalls des Wirkungsgrads ab dieser Drehzahllinie in Abbildung 4.17 (b) erkennen lässt, erhöhte Verluste bei Teillast.

Diese Tatsache ist ein Grund dafür, warum der Betrieb eines Verdichters (obwohl bei Teillast ausreichend Pumpgrenze vorhanden ist) bei Vorhandensein einer rotierenden Abreißströmung unerwünscht ist. Die erhöhten Verluste führen dazu, dass mehr Treibstoff in die Brennkammer eingebracht werden muss, um das geforderte Totaldruckverhältnis zu erreichen. Dies führt in Kombination mit den aufgrund der hohen Verluste erhöhten Austrittstemperaturen des Verdichters zu einer großen thermischen Belastung der Turbi-



Abbildung 4.18.: Stufenkennlinien der Modelle D und E bei $N_{red} = 90\%$

nenschaufeln am Eintritt der Turbine. Ein weiterer Aspekt betrifft die Beanspruchung der Verdichterschaufeln, die aufgrund der rotierenden Abreißströmung einer Art pulsierenden Belastung ausgesetzt sind.

Um das beschriebene Verhalten einer geringen Operabilität bei Teillast zu vermeiden, wird beim Modell E (das auf die Anwendung von Einblasung ausgelegt wurde) die Einblasung bei Teillast als stabilisierende Maßnahme angewendet. Im folgenden Abschnitt wird das sich bei der Anwendung von Einblasung ergebende Betriebsverhalten dargestellt.

4.2.4. Anwendung von Umblasung am Modell E

Im vorhergehenden Abschnitt wurde gezeigt, dass die Neuauslegung in Form des Modells E zwar eine Gewichtsreduktion sowie eine Verringerung der axialen Baulänge mit sich bringt, allerdings bei Teillast nicht operabel ist. Aus diesem Grund wird die Umblasung angewendet, um die Ausbreitung der rotierenden Abreißströmung zu verhindern und so für eine größere Operabilität zu sorgen.

Vergleich von zwei Umblasekonfigurationen

Es werden anhand des Modells E zwei verschiedene Umblasekonfigurationen dargestellt, um den Einfluss der Umblasestelle auf das Betriebsverhalten zu beleuchten. Die Umblasestelle liegt dabei einmal am Austritt der zweiten Stufe und einmal am Austritt der vierten Stufe. Der umgeblasene Massenstrom beträgt in beiden Fällen $\dot{m}_{inj} = 3\%$ bei einem Einblasewinkel von $\alpha_{inj} = 60^{\circ}$. Wie im Zuge der Parameterstudie in Abschnitt 2.4.2 gezeigt wurde, liefert dieser Wert für α_{inj} gute Ergebnisse im Bezug auf die Erweiterung



des stabilen Betriebsbereichs.

Abbildung 4.19.: Gesamtkennlinien des Modells E ohne und mit Umblasung

In Abbildung 4.19 sind die Gesamtkennlinien des Modells E mit den dazugehörigen Umblasekennlinien dargestellt. Es sind jene Drehzahllinien dargestellt, bei denen im Betrieb die Umblasung aktiviert werden muss, um die Ausbildung einer rotierenden Abreißströmung zu unterbinden.

Abbildung 4.19 (a) zeigt, dass sich die Gesamtkennlinie bei aktivierter Umblasung nach der 2. Stufe aufgrund der positiven Wirkung des Einblasestrahls zu höheren Werten von Π_{bez} verschiebt. Wird erst nach der 4. Stufe umgeblasen, so ist zwar der Totaldruck in der Einblasedüse dementsprechend höher, allerdings steigt dadurch auch die Temperatur am Austritt des Verdichters stärker an, was nach Gleichung 2.25 zu einem schlechteren Wirkungsgrad führt (siehe Abbildung 4.19 (b)).

Im Bezug auf die Pumpgrenze gibt es bei den Modellen mit Umblasung keine großen Erweiterungen im Vergleich zum Modell E ohne Umblasung. (Eine Zusammenfassung der Pumpgrenzabstände des 8-stufigen Modells D und der Modelle E ohne und mit Umblasung ist als Übersicht in Tabelle 4.1 dargestellt.) Entscheidend bei der Anwendung der Umblasung ist vielmehr die Änderung der $\varphi_{bez}, \varepsilon_{bez}$ -Kennlinie der ersten Stufe, die exemplarisch anhand der reduzierten Drehzahl $N_{red} = 90\%$ in Abbildung 4.20 dargestellt ist. Im Fall ohne Umblasung kommt es, wie bereits erläutert, zur ungewünschten Ausbreitung einer rotierenden Abreißströmung. Bei aktivierter Umblasung hingegen wird dieses Phänomen unterdrückt und so die Operabilität des Verdichters verbessert. Es ergibt sich durch die in Abschnitt 2.3 beschriebene Änderung der radialen Abstimmung der ersten Stufe ein Versatz der Kennlinien in Richtung höherer Werte von ε_{bez} , was im Fall der

red. Drehzahl	100%	97.5%	95%	92.5%	90%	87.5%	85%
Modell D	32.4	35.8	36.8	38.0	36.1	33.2	29.7
Modell E	30.1	31.4	32.3	33.1	34.0	30.5	29.3
Modell E UBL St. 2	-	-	-	-	33.4	31.7	32.1
Modell E UBL St. 4	-	-	-	-	35.5	34.7	29.4

Tabelle 4.1.: Pumprenzabstände der Modelle D und E

Umblasung nach der zweiten Stufe zu einem höheren Totaldruckaufbau des Gesamtverdichters beiträgt, wie in Abbildung 4.19 (a) zu sehen ist. Liegt die Umblasestelle nach der 4. Stufe, so wird das Überrollen der Kennlinie zwar genauso verhindert, jedoch ergibt sich aufgrund des erhöhten Totaldrucks am Eintritt sowie auch aufgrund der höheren Verluste keine Verbesserung im Bezug auf den Totaldruckaufbau des Gesamtverdichters. Der deutlich flachere Verlauf der $\varphi_{bez}, \varepsilon_{bez}$ -Kennlinie zeigt zusätzlich den Einfluss der erhöhten Einblasetemperatur auf die Erhöhung der Stufenverluste.



Abbildung 4.20.: $\varphi_{bez}, \varepsilon_{bez}$ -Kennlinie der ersten Stufe bei $N_{red} = 90\%$

Der Verlauf der Wirkungsgrade in Abbildung 4.19 (b) veranschaulicht sehr deutlich die negative Wirkung einer weiter hinten liegenden Stufe, die mit der erhöhten Totaltemperatur im Einblasestrahl zu begründen ist. Weiters ist zu erkennen, dass die Reduktion des Wirkungsgrads aufgrund der Umblasung zu tieferer Teillast hin abnimmt und dadurch die beste Wirkung bei der tiefsten Teillastdrehzahl erzielt wird. Betrachtet man die Verläufe der drei Modelle bei der reduzierten Drehzahl $N_{red} = 85\%$, so sieht man, dass im Fall der Umblasung nach der 2. Stufe der Verlauf des Wirkungsgrads sogar über jenem des Modells E ohne Umblasung liegt. Dies liegt daran, dass bei sehr tiefer Teillast die Verluste
im Fall ohne Umblasung aufgrund der größeren Ausbreitung des Ablösegebiets so hoch sind, dass bei Aktivierung der Umblasung der reduzierte Wirkungsgrad aufgrund des rezirkulierten Umblasmassenstroms durch den Wegfall der vom Ablösegebiet verursachten Verluste kompensiert wird. So kann bei $N_{red} = 85\%$ bei aktivierter Umblasung nach der 2. Stufe ein in Summe höherer Wirkungsgrad als im Fall ohne Umblasung erzielt werden.

Zusammenfassung

Vergleicht man die beiden Umblasekonfigurationen, so kommt man zu dem Schluss, dass die Umblasestelle nach der 2. Stufe bessere Ergebnisse liefert, als jene Konfiguration, bei der der eingeblasene Massenstrom erst nach der 4. Stufe entnommen wird. Obwohl bei der Umblasung nach der 4. Stufe der Totaldruck in der Einblasedüse $p_{t,inj}$ im Durchschnitt (arithmetisches Mittel der Punkte auf der Arbeitlsinie für alle drei Drehzahlen) um 80% höher ist, ergibt sich im Spitzenbereich am Eintritt des ersten Rotors ein um nur ca. 8% höheres Total-zu-statisch-Druckverhältnis. Der Grund dafür liegt im erhöhten Druckverlust im Einblasestrahl, der aufgrund der Interaktion mit der Hauptströmung entsteht. In Verbindung mit der um durchschnittlich 20% höheren Totaltemperatur im Einblasestrahl $T_{t,inj}$ folgt der verhältnismäßig große Abfall des Wirkungsgrads.

Kapitel 5.

Zusammenfassung und Ausblick

Ziel dieser Arbeit war es, mit Hilfe eines Stromlinienkrümmungsverfahrens eine bestehende Verdichter-Auslegung so anzupassen, dass unter Anwendung von Einblasung der spezifische Treibstoffverbrauch des Gesamttriebwerks im Auslegungspunkt verringert werden konnte. Als Grundlage diente dabei das von Pichler in [17] beschriebene Modell zur Implementierung von diskreter Einblasung in ein Stromlinienkrümmungsverfahren, das zuerst anhand von mehreren Messreihen validiert werden musste.

Um die Validierung durchführen zu können, musste zunächst ein Basismodell des Verdichters geschaffen werden. Dieses wurde dabei wie in Abschnitt 2.2 beschrieben angepasst, sodass das gemessene Betriebsverhalten (und dabei vor allem charakteristische Merkmale wie das Auftreten einer rotierenden Abreißströmung) im Fall ohne Einblasung bestmöglich wiedergegeben werden konnte. Ausgehend von diesem Basismodell wurden verschiedene Einblase-Konfigurationen berechnet und mit den Ergebnissen verschiedener Messreihen verglichen (siehe Abschnitt 2.3). Es konnte mit Hilfe des Stromlinienkrümmungsverfahrens anhand von Gesamt-und Stufenkennlinien sowie anhand von radialen Verläufen des Druck-und Temperaturaufbaus des ersten Rotors die gemessene Wirkung der Einblasung in entsprechender Weise wiedergegeben werden.

Im Zuge der Vaildierung musste das Einblase-Rechenmodell angepasst werden, um auch bei tiefer Teillast rechenfähig zu sein. Zusätzlich wurde das Rechenmodell dahingehend erweitert, dass nicht nur Einblase-Rechnungen (wie sie zur Validierung durchgeführt wurden) sondern auch Umblaserechnungen durchgeführt werden können. Dies stellte einen wichtigen Punkt dar, da bei der Anwendung von Einblasung in einem Triebwerk der Einblasemassenstrom vom Verdichter selbst zur Verfügung gestellt werden muss, und so in Form einer Umblasung berücksichtigt werden muss.

Auf Grundlage der von Cassina in [4] durchgeführten Parameterstudie verschiedener Einblasegrößen wurde mit dem Stromlinienkrümmungsverfahren ebenfalls der Einfluss zweier Einblaseparameter anhand eines einstufigen Axialverdichters untersucht. Es wurde dabei der Einblasewinkel α_{inj} sowie das Höhenseitenverhältnis AR_{inj} der Einblasedüsen variiert. Im Bezug auf den Einblasewinkel konnte ein Optimum der Erweiterung des stabilen Betriebsbereichs gefunden werden. Bei der Variation des Höhenseitenverhältnisses konnte kein deutliches Optimum gefunden werden – es lieferte der maximale Wert für AR_{inj} (was einem Umfangsschlitz entspricht) die größte Erweiterung des stabilen Betriebsbereichs. Dieses Ergebnis widerspricht der in [4] und [19] beobachteten besseren Wirkung der diskreten Einblasung im Vergleich zum Umfangsschlitz. Die Ursache dafür liegt darin, dass die Auflösung in radialer Richtung aufgrund der beschränkten Anzahl der Stromlinien relativ gering war, sodass (wie in Abschnitt 2.4 beschrieben) die Auswirkungen, beispielsweise einer sich ergebenden Änderung der radialen Ausdehnung des Einblasestrahls, nur beschränkt erfasst werden konnten.

Auf Basis des in Abschnitt 2.2 an Messdaten angepassten Ausgangsmodells des Verdichters erfolgte in Kapitel 4 eine Konzeptstudie einer auf Einblasung optimierten Neuauslegung des Verdichters. Dabei wurde festgestellt, dass das Ausgangsmodell im Bezug auf die Stufendruckverhältnisse bereits sehr stark ausgelastet ist und eine geringe Teillaststabilität sowie eine schlechte Operabilität (Ausbreitung einer rotierenden Abreißströmung) aufweist. So bestand selbst bei Anwendung von Einblasung bei Teillast keine Möglichkeit, die Auslegung so zu gestalten, dass im ADP ein erhöhter Wirkungsgrad bzw. ein geringerer Treibstoffverbrauch erzielt werden hätte können. Es wurde aus diesem Grund das Gesamtdruckverhältnis dieses Modells (auf Grundlage von modernen Entwicklungstendenzen der Druckverhältnisse in Hochdruckverdichtern) abgesenkt. Auf Grundlage dieses so entstandenen neuen Basismodells konnte eine auf Einblasung optimierte Auslegung festgelegt werden.

Es erfolgte eine Reduktion der Stufenzahl von acht auf sieben Stufen in Kombination mit einer dadurch notwendigen Erhöhung der Schaufelzahl in den meisten Gittern. Der Ringraum sowie die Abströmung aus dem Vorleitrad wurde im Hinblick auf eine optimale Auslegung im ADP verändert. Durch die erhöhten Stufendruckverhältnisse wurden die axialen Gitterbreiten angepasst und zusätzlich der letzte Stator in Tandem-Bauweise ausgeführt, um die geforderten Randbedingungen (vor allem im Bezug auf den Pumpgrenzabstand bei Auslegungsdrehzahl) einhalten zu können. In Summe ergab sich durch die Änderungen ein leichterer sowie kürzerer Verdichter, der im ADP einen geringfügig niedrigeren Wirkungsgrad hatte.

Bei Teillast wurde anhand von zwei verschiedenen Umblasekonfigurationen gezeigt, dass die Ausbreitung einer rotierenden Abreißströmung verhindert werden kann, und so die aufgrund der Änderungen der Auslegung verringerte Operabilität bei Teillast durch die Umblasung kompensiert werden konnte. Es zeigte sich, dass die Umblasung nach der zweiten Stufe bessere Ergebnisse lieferte als die Umblasung nach der vierten Stufe. Die verbesserte Operabilität konnte bei beiden Konfigurationen beobachtet werden, allerdings wirkte sich eine Umblaseebene weiter hinten im Verdichter stärker auf die Reduktion des Wirkungsgrads aus. Die Ursache dafür ist damit zu begründen, dass der erhöhte Totaldruck in der Einblasedüse (bei einer weiter hinten liegenden Umblasestelle) nicht in dem Maße eine Verbesserung bringt, wie die erhöhte Temperatur eine Verschlechterung des Wirkungsgrads bewirkt.

Ausblick

Es konnte anhand einer Neuauslegung, die eine Reduktion der Anzahl der Komponenten sowie des Gewichts als Ziel hatte, mit Hilfe eines Stromlinienkrümmungsverfahrens gezeigt werden, wie unter Voraussetzung der Anwendung von Umblasung die Auslegung des Verdichters optimiert werden kann. Um ein breiteres Verständnis für den Zusammenhang zwischen einer Auslegung im ADP und dem Verhalten bei Teillast (bei vorhandener Umblasung) zu bekommen, ist die Untersuchung von weiteren Auslegungen nötig. Denkbar wäre in diesem Zusammenhang beispielsweise eine (bei gleicher Stufenzahl) auf den Wirkungsgrad im ADP optimierte Auslegung des Verdichters.

Im Bezug auf das Verfahren selbst zeigt die Berechnung der Umblasung mit Hilfe eines Stromlinienkrümmungsverfahrens das Potential sowie die Auswirkungen verschiedener Parameter deutlich auf. Dieses stationäre Verfahren ist aufgrund der Annahmen die getroffen werden müssen sowie der verwendeten Korrelationen (beispielsweise bei der Berechnung des Druckverlusts im Einblasestrahl oder der Berechnung von instationär gemittelten Zuströmbedingungen) mit Ungenauigkeiten behaftet. Ein weiterer Aspekt ist, dass beim verwendeten Berechnungsverfahren keine radiale Mischung berücksichtigt wird. Es erfolgt also kein Austausch von Masse, Impuls oder Energie zwischen den einzelnen Stromröhren (siehe [25]). Zwar gibt es Korrelationen, die es ermöglichen, radiale Mischung bei einem Stromlinienkrümmungsverfahren zu berücksichtigen, allerdings führt deren Implementierung oft zu einer verschlechterten Konvergenz bei der Lösung. Im Bezug auf die Einblasung wäre die Berücksichtigung von radialer Mischung jedenfalls sinnvoll, da so die in Realität auftretende radiale Entmischung des lokal eingebrachten Einblasemassenstroms besser nachgebildet werden könnte.

Es können aufgrund der Berechnung von Einblasung mit Hilfe eines Stromlinienkrümmungsverfahrens zwar globale Aussagen über die Auswirkungen verschiedener Parameter (z.B.: Umblasestelle) gemacht werden, allerdings ist die zahlenmäßige Erfassung der Änderungen nur bedingt möglich. Es wäre daher durchaus sinnvoll, die beobachteten globalen Einflüsse mit Hilfe eines instationären Verfahrens zu überprüfen und zahlenmäßig zu belegen. In diesem Zusammenhang könnten auch im Bezug auf Änderungen der Auslegung bessere Aussagen getroffen werden und so eine tatsächliche Optimierung der Auslegung eines Verdichters erzielt werden.

Literaturverzeichnis

- [1] http://www.newac.eu
- [2] Beheshti B. H., Teixeira J. A., Ivey P. C., Ghorbanian K., Farhanieh B.: Parametric Study of Tip Clearence – Casing Treatment on Performance and Stability of a Transonic Axial Compressor. In ASME Turbo Expo 2004, GT2004-53390
- [3] Bräunling W.: Flugzeugtriebwerke. Springer, 2004
- [4] Cassina G., Beheshti B., Kammerer A., Abhari R.: Parametric Study of Tip Injection in an Axial Flow Compressor Stage. In ASME Turbo Expo 2007, GT2007-27403
- [5] Cumpsty N. A.: Compressor Aerodynamics. Krieger Publishing Company, Malabar FL, 2004
- [6] Greitzer E. M.: The stability of pumping systems. Department of Aeronautics and Astronautics, Massachusetts Institute of Technology, Cambridge, 1981
- [7] Grieb H., Schill G., Gumucio R.: A semi-empirical method for determination of multistage axial compressor efficiency. AMSE Paper No. 75-GT-11
- [8] Hiller S., Matzgeller R., Horn W.: Stability Enhancement of a Multistage Compressor by Air Injection. In ASME Turbo Expo 2009, GT2009-59868
- Koch C. C.: Stall pressure rise capability of axial flow compressor stages. Trans ASME Journal of Engineering for Power 98: 411-24, 1980
- [10] Köhler C.: Berechnung von Kennfeldern eines ummantelten Propfans unter Berücksichtigung der gegenseitigen Beeinflussung der gegenläufigen Verstellrotoren. Diplomarbeit TU Braunschweig, 1990
- [11] Lieblein S.: Loss and Stall of Compressor Cascades. ASME paper No. 58-A-91
- [12] Matzgeller R.: Untersuchung des Potentials aktiver Stabilisierungsmaßnahmen im Verdichter zur Verbesserung der Auslegung ziviler Turbofantriebwerke. Diplomarbeit TU Wien, 2007
- [13] Matzgeller R.: Aspects of Discrete Tip Injection on a Multistage Axial Compressor. Dissertation at Vienna University of Technology, 2011

- [14] Mazzawy R., Banks G., Weber C.: Compressor Critical Response Time Determination Study. Report no. AFAPL-TR-76-45, 1976
- [15] Melick H., Simpkin W.: A unified Theory of Inlet/Engine Compatibility. AIAA paper No. 72-1115
- [16] Nakaten D.: Einfluss einer stationären, radialen Totaldruckstörung auf den Betriebsbereich eines Verdichters. Diplomarbeit TU München, 2006
- [17] Pichler R.: Development of a Computation Method to account for Discrete Tip Injection in a Streamline Curvature Method. Diplomarbeit TU Wien, 2010
- [18] Prince J. D., Wisler D. D., Hivers D. E.: Study of Casing Treatment Stall Margin Improvement. NASA CR-134552, 1974
- [19] Schneider T.: Numerische Untersuchung der Verdichterabstimmung an einem mehrstufigen Hochdruckverdichter mit Fluideinblasung. Diplomarbeit TU Berlin, 2009
- [20] Schneider T.: Hochumlenkender Stator in Tandembauweise (Tandemstator). MTUinterner Zwischenbericht, 2010
- [21] Sovran G., Klomp E. D.: Experimentally determined optimum geometries for rectilinear diffusers with rectangular, conical or annular cross-section. Symposium on the fluid mechanics of internal flow, General Motors Research Laboratories, Michigan. In Sovran G. (ed) Fluid Mechanics of Internal Flow. Elsevier, Amsterdam, 1976
- [22] Suder K., Hathaway M., Thorp S., Strazisar A., Bright M.: Compressor Stability Enhancement using discrete Tip Injection. In ASME Turbo EXPO 2000, GT2000-GT-650
- [23] Weigl H., Paduano J., Frechette L., Epstein A., Greitzer E., Bright M., Strazisar A.: Active Stabilization of Rotating Stall and Surge in a Transonic Single Stage Axial Compressor. ASME Journal of Turbomachinery, Vol 120, No.4, pp 625-636, 1998
- [24] Willinger R.: Thermische Turbomaschinen. Skriptum zur Vorlesung, TU Wien, 2008
- [25] Willinger R.: Numerische Strömungsberechnung von thermischen Turbomaschinen. Skriptum zur Vorlesung, TU Wien, 2008
- [26] Wu C. H.: A general theory of three-dimensional flow in subsonic or supersonic turomachines of axial-, radial- and mixed-flow type. NACA TN 2604, 1952

Anhang A.

Vorgangsweise bei der Anpassung des SGV-Modells

Es werden zuerst jene Möglichkeiten beschrieben, wie man in ein Rechenmodell eingreifen kann, um damit das Verhalten an Messungen anzupassen. Danach folgt die Beschreibung der Vorgangsweise, um ausgehend von einer Auslegungsrechnung im ADP die an die Eintrittsbedingungen einer Messung angepassten Kennlinien der jeweiligen Drehzahlen zu erhalten.

A.1. Parameter die das Modell beeinflussen

SGV verwendet die in Abschnitt 2.1.3 beschriebenen Korrelationen um die Reibung zu berücksichtigen und die in Realität auftretenden Phänomene besser abbilden zu können. Da diese Korrelationen auf Messdaten basieren, bietet SGV die Möglichkeit der Anpassung der Korrelationen durch entsprechende Faktoren. Die im Zuge der Arbeit verwendeten Anpassungen werden im Folgenden beschrieben:

• Off-Design-Verluste: Bei der Auslegungsrechnung wird die Form der Verlustpolaren für jedes Gitter festgelegt. Dies geschieht global für den gesamten radialen Bereich des Gitters durch die Angabe von jeweils drei Faktoren. Zusammen mit den geometrischen Verhältnissen an einer radialen Position (die bei der Auslegungsrechnung der Stromlinienlage entspricht) berechnet SGV eine für diese radiale Position gültige Verlustpolare. Sobald man, ausgehend von einer Auslegungsrechnung, eine Nachrechnung startet, wird die berechnete Form der Polaren festgehalten und mit dieser die Off-Design-Verluste berechnet. Die Form der Verlustpolaren für von der Auslegung abweichende Stromlinienlagen wird durch Interpolation der vorgegebenen Werte bestimmt. (Diese Vorgangsweise ist bei allen Parametern die in SGV radial vorgegeben werden gleich.)

Um den in Realität auftretenden Einfluss der komplexen, dreidimensionalen Strömungsformen im Bereich der Nabe und des Gehäuses (Auftreten von Spaltwirbel, Sekundärströmungen und Corner Stall – siehe [5], S. 331-356) modellieren zu können, verändert man die von SGV berechnete Form der Verlustpolaren in der Form, dass es in den Randbereichen zu größeren Verlusten kommt, als in den mittleren Bereichen der Schaufel.

- Inzidenz im Auslegungspunkt: Es besteht die Möglichkeit, den Eintrittsmetallwinkel eines Gitters im Auslegungspunkt im Zuge der Auslegungsrechnung radial vorzugeben. Im Zuge der Anpassung wird dadurch die Inzidenz im ADP radial variiert und dabei derselbe Effekt erzielt wie durch die radiale Anpassung der Verlustpolaren, nämlich ein erhöhter Verlust in den Randzonen.
- Faktoren für die Anpassen der Korrelationen: Um die Korrelationen, die anhand von diversen Versuchsdaten erstellt wurden, anzupassen, gibt es entsprechende Faktoren. Zur Anpassung des Modells und auch im weiteren Verlauf zur Berechnung der Einblasung werden die Faktoren der Minderumlenkungskorrelation, des Sekundärverlusts und des Off-Design-Verlusts angepasst.
- Limitierung des Verlusts: SGV hat die Möglichkeit, den berechneten Verlust ω an einer Stromlinie durch einen Maximalwert zu ersetzten, falls dieser überschritten wird. Dies ist notwendig, da es bei der Verwendung der großen berechneten Verluste zu Konvergenzproblemen kommt. Durch Anpassung des Maximalwerts kann die Form der Kennlinie beeinflusst werden, das Modell reagiert allerdings sehr sensitiv auf Veränderungen dieses Werts.

A.2. Vorgangsweise bei der Anpassung des SGV-Modells

Ausgehend von einer Auslegungsrechnung im ADP wird durch Anpassung der im Folgenden beschriebenen Parameter je eine Kennlinie bei den entsprechenden Drehzahlen berechnet und mit der Messung verglichen. Die Parameter, die im Zuge der Anpassung vorgegeben werden, sind:

• Vorgaben aus der Messung: Es werden Totaltemperatur- und Totaldruckprofil am Eintritt vorgegeben. Ebenso werden die mechanische Drehzahl sowie die Radialspalte der einzelnen Gitter anhand der Messung eingestellt.

• Verluste des Vorleitrads: Die Verluste des Vorleitrads können durch die von SGV verwendeten Korrelationen nicht berechnet werden, da es sich um ein Beschleunigungsgitter handelt. Somit werden die Werte für ω auf Basis von CFD-Rechnungen dieses Verdichters vorgegeben.

Die Vorgangsweise bei der Anpassung des Modells wird im Folgenden beschrieben:

- Mit bestimmten Vorgaben (z.B.: festgelegte Normbedingungen) für das Totaltemperatur- und das Totaldruckprofil am Eintritt des Verdichters wird eine Auslegungsrechnung im ADP durchgeführt. Die globale Form der Verlustpolaren wird dabei nach den vorgegebenen Faktoren berechnet. Zusätzlich werden die Änderungen der Metallwinkel (für eine gewünschte Inzidenz im ADP) radial für jedes Gitter vorgegeben.
- 2. Nachrechnung der unter Punkt 1 berechneten Auslegung mit an die Messung (bzw. CFD-Daten) angepassten Parameter (Eintrittsbedingungen, Radialspalte,...) bei Auslegungsdrehzahl. Die in der Auslegung generierten Verlustpolaren können wie in Abschnitt A.1 beschrieben radial angepasst und neu vorgegeben werden.
- 3. Die in Punkt 2 berechnete Lösung bei $N_{red} = 100\%$ dient als Startlösung für das Programm "CMAP2D" zur Berechnung des Kennfeldes sowie für die Berechnung der Kennlinie bei $N_{red} = 100\%$ in Punkt 5. Das bei der Messung verwendete Verstellgesetz für die verstellbaren Statoren wird dem Programm dabei vorgegeben. Von den berechneten Punkten des Kennfeldes werden je einer der beiden Teillastkennlinien $(N_{red} = 90\%, N_{red} = 85\%)$ abgespeichert und weiterverwendet.
- 4. Die unter Punkt 3 erhaltenen Teillastkennlinien können noch nicht verwendet werden, da noch die entsprechenden Parameter (Eintrittsbedingungen, Radialspalte, mechanische Drehzahl) an die Messung angepasst werden müssen (vgl. Punkt 2). Diese Anpassung wird für je einen Punkt der Teillastkennlinien durchgeführt.
- 5. Ausgehend von den angepassten Punkten wird für jede Drehzahl mit Hilfe eines Python-Programms eine neue Kennlinie berechnet, bei der nun alle Parameter an die Messung angepasst sind. (Dabei wird vom Programm der Massenstrom des Verdichters variiert und jeder einzelne Punkt abgespeichert.)
- Die berechneten Drehzahllinien können der Messung gegenübergestellt werden um die Erfüllung der geforderten Kriterien zu überprüfen.
- 7. Muss das Modell weiter angepasst werden, so gibt es zwei Möglichkeiten, in welcher Form die Anpassungen vorgenommen werden müssen:
 - a) Eine Änderung der globalen Form der Verlustpolaren und geänderte Inzidenzen

im ADP erfordern eine neue Auslegungsrechnung und somit ein neuerliches Vorgehen von Punkt 1 weg.

b) Ist eine Änderung der radialen Verläufe der Verlustpolaren notwendig oder müssen die Faktoren der verwendeten Korrelationen angepasst werden, so kann man die unter Punkt 4 (für $N_{red} = 100\%$ unter Punkt 2) erhaltenen Lösungen anpassen und von dort aus weiterrechnen.