DIPLOMARBEIT

Berechnung der Kennfelder von Axialverdichtern mit verstellbaren Vorleitreihen

ausgeführt am Institut für Thermische Turbomaschinen und Energieanlagen an der Technischen Universität Wien

unter der Anleitung von O.Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. H.HASELBACHER und Univ.Ass. Dipl.-Ing. Dr.techn. R.WILLINGER

> durch Klaus HÖRZER Donaufelder Str. 44 A-1210 Wien

Wien, 6. Dezember 1999

Vorwort

Am Beginn dieser Arbeit möchte ich mich beim Vorstand des Institutes für Thermische Turbomaschinen und Energieanlagen Herrn *o. Univ.-Prof. Dipl.Ing. Dr.techn. Hermann Haselbacher* für die Möglichkeit der Abfassung dieser Diplomarbeit am Institut bedanken.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Univ.Ass. Dipl.Ing. Dr.techn. Reinhard Willinger, der diese Arbeit allzeit kompetent und sehr geduldig betreute, trotzdem er noch viele andere Arbeiten und Projekte zu erledigen hatte.

Außerdem bin ich allen anderen Mitarbeiterinnen und Mitarbeitern sowie den mit mir am Institut zeitgleich tätigen Diplomanden für die ausgezeichnete Zusammenarbeit zu Dank verpflichtet. Insbesondere danke ich Herrn *Ing. Gerhard Kanzler* für die vielen spendierten Tassen Kaffee.

Diese Arbeit ist in Dankbarkeit meinen Eltern gewidmet.

Kurzfassung

In dieser Arbeit wird die Abhängigkeit des Betriebsverhaltens dreier Verdichterkonfigurationen (konstanter Nabenradius, konstanter mittlerer Radius und konstanter Gehäuseradius) von der Stellung ihrer jeweiligen Vorleitreihe untersucht. Die hier gemachten Untersuchungen sind die Fortsetzung zweier bereits am Institut durchgeführter Diplomarbeiten, die sich mit der Auslegung der drei Verdichter und darauf aufbauend deren Kennfeldberechnung auseinandersetzten.

Die Wirkung der Vorleitreihenstellung kann unmittelbar aus der Formel für die Verdichtercharakteristik (λ, φ - Zusammenhang) kenntlich gemacht werden. Mit größer werdendem Abströmwinkel der Vorleitreihe fällt die Charakteristik immer mehr ab.

Des weiteren wurde die Möglichkeit zur Bildung von sogenanntem Nabentotwasser untersucht. Diese Strömungserscheinung, die bei bestimmten geometrischen Gegebenheiten sowie bestimmten Kombinationen aus Druck und Durchsatz auftritt, hat insofern einen negativen Einfluß auf eine Strömungsmaschine, da sie zu Energieverlusten beim Betrieb führt. Bei Verstellung der Vorleitreihe eines Verdichters könnte es passieren, daß sich eine geometrische Kombination ergibt, die zu Nabentotwasser führt. Bei den hier untersuchten Verdichtern ist das im Bereich ihrer Vorleitreihenverstellung nicht der Fall.

Es wird außerdem darauf hingewiesen, daß es außer der Vorleitreihenverstellung auch noch andere Verstellmöglichkeiten gibt. Diese und die dazugehörigen Verstellgesetze werden angeführt, um zu demonstrieren, mit welchen Einflüssen auf den Verdichterbetrieb zu rechnen ist. Zusätzlich erfolgt noch die Angabe einer Ausführung einer Vorleitreihe, die als Klappendrallregler ausgeführt ist.

Das zur Kennfeldberechnung verwendete Programm, das nach dem Stromlinienkrümmungsverfahren arbeitet, erfordert die Anpassung der Totaldruckverlustbeiwerte der Vorleitreihe bei verschiedenen Winkeleinstellungen, die in der Eingabedatei des Programmes vorzunehmen ist.

Dazu wurde die Vorleitreihe, die rein strömungstechnisch gesehen ein Beschleunigungsgitter ist, zunächst nach bewährten Methoden ausgelegt. Im übrigen wurde auch ein Hinweis aus der Literatur zur Darstellung einer Turbinenkennlinie im Verdichterkennfeld überprüft. Danach entsteht die Turbinenkennlinie durch eine asymptotische Näherung, bei der der Massenstrom dem Anfangsdruck direkt proportional ist.

Die Berechnung der Totaldruckverlustbeiwerte erfolgt nach einem Schema, das seit Jahrzehnten verwendet und verbessert wird. Dabei reduzierte sich die Berechnung der Totaldruckverlustbeiwerte bei Vorleitreihenverstellung auf die Bestimmung des Profilverlustbeiwertes, da die Änderungen der Sekundär-, Spalt- und Randverluste bei Verstellung der Vorleitreihe nur eine geringe Auswirkung aufweisen, und diese Verlustanteile als konstant angenommen werden. Die in der entsprechenden Literaturstelle angegebene Formel des Totaldruckverlustbeiwertes bei Anströmung mit Inzidenz wurde überprüft und hergeleitet. Die Berechnung der Verlustbeiwerte wurde für verschiedene Winkelstellungen der Vorleitreihen durchgeführt. Als Ergebnis der Berechnung entstanden schlußendlich die Kennfelder der verschiedenen Verdichter, in denen zusätzlich die Turbinenkennlinie und die Pumpgrenze eingezeichnet wurden. Die Pumpgrenze wurde nach der Bedingung, daß der Diffusionsfaktor 0,6 an dieser Grenze beträgt, bestimmt. Weiters wurden lokale Strömungsdaten herangezogen, um das globale Verhalten der Verdichter näher betrachten zu können. So wurden die Verläufe von Diffusionsfaktor und Arbeitszahl über der Verdichterlänge dargestellt, um eine Aussage über die Position des Auftretens der Pumpgrenze und der Stufenbelastung machen zu können. Die Darstellung des λ, φ -Zusammenhanges geschah, um darzulegen, welchen Einfluß die Vorleitreihenverstellung auf die Arbeit und den Durchfluß der ersten und letzten Stufe der zu untersuchenden Verdichter ausübt.

Der Vergleich mit Verdichtern, die als Bestandteil von Kraftwerksgasturbinen existieren, ergab, daß die hier untersuchten Verdichter zwar kleinere Arbeitsbereiche aufweisen, jedoch sind die erzielten Berechnungsergebnisse durchaus real. Die Fortführung der Arbeiten auf dem Gebiet der Verdichter sollte die Kennfeldberechnung bei Verstellung mehrerer Leitreihen zur Folge haben. Weiters sehr interessant wäre auch die Erstellung und Untersuchung einer Verdichterkonfiguration, die im vorderen Verdichterdrittel einen konstanten Gehäuseradius aufweist, im mittleren Drittel einen konstanten mittleren Radius und im hinteren Drittel einen konstanten Nabenradius.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung			1		
	1.1	Sinn u	und Zweck einer Vorleitreihe	1		
	1.2	Überb	lick über vorhergehende Diplomarbeiten zum Themenbereich Verdichter	3		
	1.3	Aufga	benstellung	4		
2	Übe	Überlegungen zum Betriebsverhalten				
	2.1	Chara	kteristik von Verdichter- und Turbinenstufe	5		
	2.2	Verdic	chterstufe mit verstellbarer Vorleitreihe	7		
3	Aus	swirku	ngen von Schaufelverstellungen	9		
	3.1	Naber	ntotwasser	9		
		3.1.1	Drallströmung	9		
		3.1.2	Wichtige Formen der Drallströmung	11		
		3.1.3	Berechnung	16		
	3.2	Leitsc	haufelverstellgesetze und Betriebsverhalten eines Axialverdichters \ldots .	22		
	3.3	Klapp	endrallregler	26		
4	Vor	leitrei	he sowie Näherung der Turbinenkennlinie	28		
	4.1	Konst	ruktion der Vorleitreihe	28		
		4.1.1	Optimales Teilungsverhältnis	28		
		4.1.2	Die induzierte Inzidenz	31		
		4.1.3	Die Strömungsabweichung	32		
		4.1.4	Auswahl des Oberflächenkrümmungsradius	32		
		4.1.5	Schaufelvorder- und Schaufelhinterkanten	32		
		4.1.6	Anwendung auf Vorleitreihe	33		
	4.2	Turbii	nenkennlinie	34		

5	Ermittlung des Totaldruckverlustbeiwertes			
	5.1	Vorbemerkungen zur Berechnung	37	
	5.2	Profilverlust	38	
		5.2.1 Profilverlust im Auslegungspunkt	38	
		5.2.2 Profilverlust zufolge Inzidenz	40	
	5.3	Werte für Anwendung auf Vorleitreihe	43	
6	\mathbf{Erg}	ebnisse der Berechnung	45	
	6.1	1 Parameter und Geometrien der Verdichter		
	6.2	Kennfelder	47	
		6.2.1 Verdichter mit konstantem Nabenradius	49	
		6.2.2 Verdichter mit konstantem mittleren Radius	50	
		6.2.3 Verdichter mit konstantem Gehäuseradius	51	
	6.3	Nabentotwasser	52	
	6.4	Wirkung des Abströmwinkels der Vorleitreihe	53	
		6.4.1 Zusammenhang Totaldruckverlustbeiwert und Abströmwinkel	53	
		6.4.2 Zusammenhang zwischen Massenstrom und Abströmwinkel	55	
	6.5	Wirkungsgrad und Pumpgrenzenabstand	56	
	6.6	Diffusionsfaktoren und Arbeitszahlen	59	
		6.6.1 Diffusionsfaktoren	59	
		6.6.2 Arbeitszahlen	61	
	6.7	$\lambda, arphi$ - Charakteristiken	63	
	6.8	Verlauf der Machzahlen	66	
7	Bewertung der Verdichter			
	7.1	Tabellarischer Vergleich der Verdichter	69	
	7.2	Vergleich der Verdichter hinsichtlich des Massenstromverhältnisses	70	
	7.3	Vergleich der Verdichter hinsichtlich des polytropen Wirkungsgrades	71	
8	Zus	ammenfassung	73	
9	Aus	sblick, Empfehlungen und Anregungen	75	

Formelzeichen

Lateinische Zeichen

Symbol	Einheit	Bezeichnung
a	$\left[\frac{kJ}{ka}\right]$	spezifische Arbeit
a	$\left[\frac{m}{m}\right]$	Schallgeschwindigkeit
A	[-]	dimensionsloser Faktor
b	[m]	"axiale" Sehnenlänge
c	$\left[\frac{m}{m}\right]$	Äbsolutgeschwindigkeit
c_n	$\left[\frac{kJ}{kJ}\right]$	spezifische Wärmekapazität
$\overset{P}{C}$	[-]	dimensionslose Absolutgeschwindigkeit
C_1	$\left[\frac{m^2}{m}\right]$	Integrationskonstante
d	$\begin{bmatrix} s \\ m \end{bmatrix}$	Durchmesser der Profilvorderkante
D	[-]	Diffusionsfaktor
e	[m]	Oberflächenkrümmungsradius
h	$\left[\frac{kJ}{kg}\right]$	Enthalpie
h	[m]	Schaufelhöhe
i	[°]	Inzidenz
K	[-]	Verhältnis der dimensionslosen Meridiangeschwindigkeiten
K_0	[-]	Korrekturfaktor
K_1	[-]	Korrekturfaktor
K_p	[-]	Korrekturfaktor für Profilverlustbeiwert in Ausgangsstellung
m	$\left[\frac{kg}{s}\right]$	Massenstrom
M	[-]	Machzahl
n	[-]	Drehzahlverhältnis
n_{1}, n_{2}	[-]	Konstante bei Nabentotwasserberechnung
0	[m]	Öffnung
p	$\left[\frac{N}{m^2}\right]$	statischer Druck
p_t	$\left[\frac{\tilde{N}}{m^2}\right]$	Totaldruck
r	$\begin{bmatrix} m \\ m \end{bmatrix}$	radiale Koordinate
R	[m]	Radius
R	[m]	Gehäuseradius bei Nabentotwasser
R_i	[m]	Radius des Nabentotwassers
R_{1i}	[m]	Nabenradius bei Nabentotwasser im schaufellosen Raum
R_k	[-]	kinematischer Reaktionsgrad
s	[m]	Sehnenlänge
SM	[-]	Pumpgrenzenabstand
t_{max}	[m]	maximale Profildicke

Symbol	Einheit	Bezeichnung
Symbol t T T_t u U v \dot{V} w Y $Y_{p(i=0)}$	Einheit $\begin{bmatrix} m \\ [K] \\ [K] \\ [-] \\ [\frac{m^3}{kg}] \\ [\frac{m^3}{s}] \\ [\frac{m^3}{s}] \\ [\frac{m}{s}] \\ [-] \\ [-] \\ [-] \end{bmatrix}$	Bezeichnung Schaufelteilung Temperatur Totaltemperatur Umfangsgeschwindigkeit dimensionslose Umfangsgeschwindigkeit spezifisches Volumen Volumenstrom Relativgeschwindigkeit Totaldruckverlustbeiwert bei Vorleitreihenverstellung Profilverlustbeiwert bei inzidenzfreier Anströmung
$Y_{p(i=0)}$ Y_{p} Y_{ges}	[-] [-] [-]	korrigierter Profilverlustbeiwert bei inzidenzfreier Anströmung gesamter Totaldruckverlustbeiwert

Griechische Zeichen

Symbol	Einheit	Bezeichnung
α	[°]	Absolutwinkel, Strömungswinkel
$lpha_m$	[°]	Metallwinkel
eta	[°]	$\operatorname{Relativwinkel}$
γ	[°]	Staffelungswinkel
δ	[°]	Strömungsabweichung
$\Delta \theta$	[°]	induzierte Inzidenz
ϵ	[m]	additive Größe
η	[-]	Wirkungsgrad
η_{ST}	[-]	Strömungswirkungsgrad
$\dot{\theta}$	[٥]	Schaufelumlenkung
κ	[-]	Isentropenexponent
λ	[-]	Arbeitszahl
μ	[-]	Durchsatzbeiwert
Π	[-]	Druckverhältnis
ρ	$\left[\frac{kg}{m^3}\right]$	Dichte
σ	[-]	Teilungsverhältnis
Φ	[-]	relative Durchflußfunktion
φ	[-]	Lieferzahl
$\dot{\psi}$	[-]	Druckziffer
$\dot{\psi}_T$	[-]	aerodynamische Belastungszahl
χI	[-]	Faktor bei Profilverlust

Hochgestellte Zeichen

- $\overline{()}$ Mittelwert
- $()^*$ auf Auslegungszustand bezogen $()^o$ Totalzustand

Untergesetzte Zeichen

0	Auslegungszustand
0,1,2	Rechenpositionen in der Stufe
ac	aktuell, tatsächlich
A	Zustand am Turbineneintritt
AP	Auslegungspunkt
B	Zustand am Tubinenaustritt
des	im Auslegungspunkt
i	innerhalb des Nabentotwassers
IGV	Vorleitreihe
ind	induziert
krit	kritisch
m	gemittelt, mittlere
m	Meridianrichtung
m	Metallwinkel
max	maximal
min	minimal
opt	optimal
p	Profil
s	isentrop
s	sekundär
t	bei Stufenaustritt
t	Totalzustand
u	Umfangsrichtung
V	Verlust
w	Richtung der Relativströmung

x Axialrichtung

Kapitel 1

Einleitung

1.1 Sinn und Zweck einer Vorleitreihe

Im Sinne eines möglichst wirtschaftlichen (sprich mit möglichst hohem Wirkungsgrad) und damit eines umweltschonenden Betriebes eines Gasturbinen- oder Kombi-Kraftwerkes auch im Teillastbereich ist möglichst eine Einstellung des Luftmassenstromes der Anlage bei konstanter Drehzahl erforderlich. Dies kann mit Hilfe einer oder mehrerer verstellbarer Verdichterleitgitter erfolgen. Im folgenden wie auch bei der gesamten Arbeit beziehen sich die durchgeführten Überlegungen im wesentlichen auf verstellbare Vorleitreihen direkt am Verdichtereintritt.

Wie in [7] dargelegt, kann eine im Kraftwerk bereits vorhandene Gasturbine, die noch keine verstellbare Vorleitreihe aufweist, mit einer solchen ausgestattet werden. Dabei werden nicht nur hohe Teillast-Wirkungsgrade erreicht, sondern es können auch niedrige Emissionswerte, insbesondere der NO_x -Werte, erzielt werden. Das nachgerüstete verstellbare Verdichtervorleitgitter erlaubt die Reduktion des Ansaugmassenstromes auf rund 75 Prozent. Das hat zur Folge, daß im oberen Lastbereich die Lastanpassung primär durch die Verstellung des Vorleitgitters erfolgt und der Brennstoff nur soweit zurückgenommen wird, daß die Turbineneintrittstemperatur konstant bleibt. Sobald das Vorleitgitter voll angedrosselt ist, wird die Lastanpassung durch weitere Brennstoffreduktion vorgenommen.

Um zunächst einmal ein Beispiel für eine verstellbare Verdichter-Vorleitreihe zu geben, die in diesem Fall im Zuge einer Nachrüstung eingebaut wurde (siehe hiezu [6]), sei auf Abbildung 1.1 verwiesen. Die Leitschaufel (1) wird über einen Hebel (4) und einen Ring (5) direkt verstellt. Der Ring macht eine Drehbewegung, die von einer leichten axialen Bewegung begleitet wird. Die Verstelleinrichtung befindet sich in dem Torus zu dem Einlaufsegment am Verdichtergehäuse. Die Schaufel ist sowohl an der Innenkontur (2) als auch an der Außenkontur (3) des Verdichterkanales gelagert. Der Verstellmechanismus mit den Komponenten Schaufeln und Hebel wird mit Hilfe einer Kupplung drehfest verbunden. Eine Antriebsstange (6) ist an dem Verstellring fest verschraubt und wird aus dem Torus herausgeführt. Ein am Verdichtergehäuse befestigter Linearantrieb sorgt für die tangentiale Bewegung des Verstellringes über die Antriebsstange und bewirkt die Verstellbewegung der Vorleitreihe. Die Position der Verdichter-Vorleitschaufeln wird über zwei Drehwinkel-Meßumformer erfaßt.

Auch die in [7] verwendete Vorleitreihen-Verstellung funktioniert im wesentlichen nach diesem Prinzip.



Abbildung 1.1: Verstellbare Verdichter-Vorleitreihe [6]

Die Anwendung und die Auswirkungen einer verstellbaren Vorleitreihe auf einen Anfahrvorgang einer Kraftwerksgasturbine zeigt Abbildung 1.2 nach [10]. In diesem Diagramm sind die Hauptregelparameter wie der Winkel der verstellbaren Vorleitreihe (VIGV-angle) oder die Abgastemperatur Te2 dargestellt. Zusätzlich sind noch die Drehzahl, das Druckverhältnis, der Brennstoffmassenstrom und die Leistungsabgabe über der Zeit eingetragen.



Abbildung 1.2: Gemessenes Anfahrdiagramm für eine Kraftwerksgasturbine [10]

Die verstellbare Vorleitreihe ist während des Spülvorganges der Anlage (purge) vollständig geöffnet, wobei die Drehzahl zunächst niedrig bleibt. Nach der Zündung des Brennstoffes bleibt der Verstellwinkel auf einem konstanten aber niedereren Wert als vorhin, während Drehzahl und Druckverhältnis mit beinahe gleicher Steigung zunehmen, bis die Betriebsdrehzahl erreicht ist. Dann nimmt das Druckverhältnis weniger stark zu. Nach der Synchronisation beginnt die Leistungsabgabe. Um die Grundlast abgeben zu können, muß nun die verstellbare Vorleitreihe wieder geöffnet werden, wobei man erkennen kann, daß das Druckverhältnis, der Brennstoffmassenstrom und die Zunahme des Winkels der verstellbaren Vorleitreihe annähernd linear verlaufen. Dies und auch die Tatsache, daß die Abgastemperatur über einen weiten Bereich nahezu konstant bleibt (von 65 bis 90 Prozent Last), lassen darauf schließen, daß die Turbineneintrittstemperatur konstant bleibt und somit auch in diesem Teillastbereich hohe Wirkungsgrade erzielbar sind.

1.2 Überblick über vorhergehende Diplomarbeiten zum Themenbereich Verdichter

Ausgehend von einem bestehenden Verdichter mit konstantem Nabenradius wurden in [5] die Geometrien für einen Verdichter mit konstantem Nabenradius, konstantem mittleren Radius und konstantem Gehäuseradius berechnet, wobei jeweils der Massenstrom, das Gesamtdruckverhältnis, die Drehzahl und die Stufenzahl eines jeden neuen Verdichters mit dem ursprünglichen Verdichter übereinstimmen.

Die Hauptaufgabe von [5] bestand darin, ein Programm für den Entwurf von Axialverdichtern zu erstellen, das aus wesentlichen Entwurfsparametern eine Eingabedatei für das zu verwendende Verdichterprogramm erstellt. Die Eingabedaten für diesen sogenannten Preprozessor können einerseits in globale Angaben (z.B.: Eintrittszustand, Stufenzahl, Gesamtmassenstrom usw.) und andererseits in Detailvorgaben für jede Stufe (z.B.: Umfangsarbeit, Solidity usw.) eingeteilt werden.

Mit einer Mittelschnittrechnung werden die Geometrien von Strömungskanal und Beschaufelung festgelegt. Die Mittelschnittrechnung beruht auf der Tatsache, daß die radial unterschiedlichen Zustände in einer Turbomaschine auf die Darstellung auf einem mittleren Radius zurückgeführt werden können. Die auf diesem Radius berechneten Größen sind dann als radiales Gleichgewicht der verteilten Größen zu verstehen. Die Strömungswinkel sind dabei im wesentlichen durch die Vorgabe der Umfangsarbeit und des Leitradabströmwinkels gegeben. Danach ist noch die axiale Geometrie des jeweiligen Verdichters zu bestimmen und damit auch die Rechenstationen für das Verdichterprogramm.

Nach der Mittelschnittrechnung werden die Verluste (Profilverluste und Sekundärverluste werden zu einem Totaldruckverlustbeiwert zusammengefasst) sowie die Versperrung durch die Seitenwandgrenzschicht berechnet. Da sowohl der Totaldruckverlustbeiwert als auch die Versperrung in der Mittelschnittrechnung verwendet werden, diese selbst aber wieder von den Geschwindigkeitsdreiecken abhängen, werden die Mittelschnittrechnung, die Verlustberechnung, die Berechnung der radialen Schaufelgeometrie und die Grenzschichtberechnung so lange iterativ ausgeführt, bis die Lösung konvergiert ist.

Das Programm Hearsey 75 nach [8] berechnet nach dem Stromlinienkrümmungsverfahren iterativ die Strömung in einem Verdichter, wofür jene Eingabedatei benötigt wird, die vom Preprozessor erstellt wurde. In dieser Eingabedatei sind die Steuerparameter (maximale Anzahl der Iterationsschritte, Anzahl der Rechenpositionen entlang einer Schaufel, Relaxations- und Dämpfungsfaktor, Drehzahl des Rotors, das Intervall des Totaldruckverhältnisses für den zu berechnenden Betriebspunkt, Massenstrom am Beginn der Iteration und Änderung des Massenstromes je Iterationsschritt), Verlauf der Nabe und des Gehäuses, Lage der Stützstellen für die Interpolation der Charakteristiken durch Eingabe der radialen Koordinate und die dazugehörigen Charakteristiken gespeichert. In seiner Diplomarbeit hatte *Wingelhofer* (siehe [18]) im wesentlichen die Aufgabe, die Betriebskennfelder für die drei verschiedenen Verdichter zu erstellen. Die Drehzahlen wurden dabei variiert. Um eine sinnvolle Eingrenzung der Betriebskennfelder nach oben vornehmen zu können, wurden verschiedene Kriterien für die Pumpgrenze mit unterschiedlichem Ergebnis angewandt.

Folgende Kriterien können zur Pumpgrenzenbestimmung herangezogen werden:

- Diffusionsfaktor: Pumpgrenze wird dort angesetzt, wo der Diffusionsfaktor den Wert 0,6 erreicht.
- Doppelter Profilverlust: Ablösung in einem Schaufelgitter tritt ein, wenn der Profilverlust das Doppelte seines Minimalwertes erreicht.
- Kriterium nach de Haller: Zur Vermeidung der Seitenkontraktion der Strömung an der Nabe und dem Gehäuse soll der statische Druckkoeffizient c_p begrenzt werden, und zwar soll c_p kleiner als 0,4 sein.
- Kriterium nach Koch: Vergleich des statischen Druckanstieges der gegebenen Geometrie mit dem umgerechneten statischen Druckanstieg einer Referenzgeometrie.

Die Betriebskennfelder und andere Ergebnisse können in [18] nachgelesen werden.

1.3 Aufgabenstellung

Im Rahmen dieser Diplomarbeit sind die Betriebskennfelder der drei Verdichterkonfigurationen bei Verstellung der Vorleitreihe zu berechnen. Dazu müssen zunächst die Charakteristiken der Beschaufelung der Vorleitreihe nach einem allgemeinen Verfahren bestimmt werden. Dies hat deswegen zu erfolgen, um anschließend die Verlustbeiwerte, insbesondere den Profilverlustbeiwert, möglichst genau berechnen zu können.

Weiters wird eine Näherung für eine Turbinenkennlinie überprüft und diese Kennlinie in die Verdichterkennfelder eingetragen, um eine Möglichkeit der Darstellung einer praktischen Anwendung geben zu können.

Außerdem wird ein Vergleich des Verhaltens der drei Verdichter bei verschiedenen Verstellbereichen ihrer Vorleitreihen mit Verdichtern aus der einschlägigen Literatur, die ebenfalls über eine oder mehrere verstellbare Leitreihen verfügen, durchgeführt. Dies erfolgt deswegen, damit festgestellt werden kann, ob die in dieser Arbeit errechneten Ergebnisse realistisch sind oder nicht.

Kapitel 2

Überlegungen zum Betriebsverhalten

Die Charakteristik einer einzelnen Verdichterstufe soll hergeleitet werden und die entstehende Gleichung auf eine Verdichterstufe mit Vorleitreihe angewandt werden, um die prinzipielle Wirkungsweise einer verstellbaren Vorleitreihe deutlich zu machen.

2.1 Charakteristik von Verdichter- und Turbinenstufe

Die Arbeitszahl λ ist ein Maß für die Umfangsarbeit einer Stufe und folgendermaßen definiert

$$\lambda = \frac{a_u}{u^2},\tag{2.1}$$

und für den Durchsatz gilt die Durchflußzahl φ nach folgender Definition

$$\varphi = \frac{c_m}{u}.\tag{2.2}$$

In einer Verdichterstufe folgt der Zusammenhang zwischen φ und λ unmittelbar aus der Eulergleichung (siehe auch [13])

$$\lambda = (C_{u2} - U_1 C_{u1}), \tag{2.3}$$

wenn $U_1 = u_1/u_2$ ist und im übrigen die dimensionslosen Geschwindigkeiten auf u_2 bezogen werden. Ferner gilt

$$C_{u1} = KC_{m2} \tan \alpha_1$$

$$C_{u2} = C_{m2} \tan \beta_2 + 1,$$

wobei $K = C_{m1}/C_{m2}$ ist. Setzt man $C_{m2} = c_{m2}/u_2 = \varphi$, so wird



Abbildung 2.1: Verdichterstufe mit Vorleitreihe, Zählrichtung der Winkel

Die Zählrichtung der Winkel erfolgt von der Achse weg und sie sind in Umfangsrichtung positiv zu zählen. Daher sind obige Gleichungen in bezug auf die Winkelfunktionen unterschiedlich zu den Gleichungen nach [13]. Bei festgehaltenen Gitterabströmwinkeln α_1 und β_2 und bei festem Verhältnis $C_{m1}/C_{m2} = K$ im inkompressiblen Grenzfall ist Gleichung (2.4) die Gleichung der Geraden

$$\lambda = 1 - A\varphi. \tag{2.5}$$

Für die isentrope Gefällezahl λ_s gilt für die Verdichterstufe

$$\lambda_s = \eta_u \lambda$$

wobei der Umfangswirkungsgrad η_u beiderseits des Auslegungspunktes kleiner wird, da Abweichungen vom Auslegungspunkt auch Änderungen bei Umfangsarbeit und Massenstrom bedeuten. Vor allem die Änderung des Massenstromes führt zu einer Änderung der Geschwindigkeitsvektoren und damit der Anströmrichtungen der Leit- und Laufschaufeln, wodurch eine Verschlechterung des Strömungswirkungsgrades der Gitter hervorgerufen wird. Das bedingt aber, daß mehr Umfangsarbeit eingebracht werden muß, um ein bestimmtes Verdichtungsverhältnis zu erreichen. Zu den Auswirkungen der verstellbaren Vorleitreihe siehe weiter unten. Damit entstehen die in Abbildung 2.2 dargestellten Stufencharakteristiken.

(2.4)



Abbildung 2.2: Stufencharakteristik einer Verdichterstufe

2.2 Verdichterstufe mit verstellbarer Vorleitreihe

Angewendet auf die oben hergeleitete Formel, ergeben sich nun folgende Überlegungen. Zunächst sei Gleichung (2.4) noch einmal angeschrieben.

$$\lambda = 1 - \varphi(KU_1 \tan \alpha_1 - \tan \beta_2) \tag{2.6}$$

Wird Gleichung (2.6) für verschiedene Winkel α_1 ausgewertet, so kann man den λ, φ -Zusammenhang graphisch darstellen.



Abbildung 2.3: λ, φ -Charakteristiken einer Verdichterstufe mit verschiedenen Abströmwinkeln der Vorleitreihe

In Übereinstimmung mit der Gleichung (2.6) zeigt Abbildung 2.3, daß bei größer werdendem Abströmwinkel α_1 der Vorleitreihe die λ, φ -Charakteristiken der Verdichterstufe absinken.

Die Verstellung der Vorleitreihe bringt mit sich, daß nicht nur die Absolutgeschwindigkeit c_1 verändert wird, sondern auch die Relativgeschwindigkeit w_1 und damit auch der Relativwinkel β_1 . Deswegen entsteht eine veränderte Anströmung der nachfolgenden Laufschaufel, was zum Auftreten von Bauch- oder Rückenstoß an der Profilspitze führt. Daraus wiederum ergibt sich eine Vergrößerung des Totaldruckverlustes des Profils und damit in weiterer Folge eine Verschlechterung des Umfangswirkungsgrades η_u .

Eine weitere Auswirkung der Vorleitreihe bezieht sich auf den Pumpgrenzenabstand. Dieser nimmt mit zunehmendem Abströmwinkel α_1 von der Vorleitreihe annähernd linear mit dem Massenstrom ab, wie später noch gezeigt wird.

Kapitel 3

Auswirkungen von Schaufelverstellungen

In diesem Kapitel soll über Untersuchungen berichtet werden, die in direktem bzw. indirektem Zusammenhang mit der Verstellung einer Vorleitreihe zu tun haben. Es sei zunächst das Auftreten des Nabentotwassers besprochen, um dann einen Überblick über die Auswirkungen von Leitschaufelverstellungen auf den Betrieb von Axialverdichtern zu geben. Zuletzt sei noch auf eine andere Möglichkeit zur Ausführung einer verstellbaren Leitschaufel hingewiesen.

3.1 Nabentotwasser

Bei der Untersuchung von Drallströmungen hinter Leiträdern von Axialturbinen und Axialverdichtern wurde beobachtet, daß die eigentliche Drallströmung nur den äußeren Teil des zur Verfügung stehenden Ringquerschnittes einnimmt, während sich im Inneren ein Gebiet befindet, in dem Flüssigkeit (im folgenden sind damit Flüssigkeiten und Gase bzw. Dämpfe mit niedrigen Mach-Zahlen gemeint; bei hohen Mach-Zahlen gelten die Überlegungen qualitativ) zwar umgewälzt wird, aber an der eigentlichen fortschreitenden Bewegung kaum teilnimmt. Mit der Ausbildung solcher sogenannter Nabentotwasser hinter dem Leitrad ändern sich die Richtungen der Drallströmung. Diese Vorgänge spielen bei axial beaufschlagten Strömungsmaschinen eine ausschlaggebende Rolle. Die Auseinandersetzung mit dem Nabentotwasser erfolgt deswegen, weil es durch die Verstellung der Vorleitreihe eines Verdichters durchaus möglich ist, daß diese Strömungstörung bei Teillasten auftritt, während sie im Auslegungspunkt nicht vorkommt.

3.1.1 Drallströmung

Nach Abbildung 3.1 verläßt eine Flüssigkeit mit dem Gesamtdruck p_0 das Leitrad unter dem Strömungswinkel α_1 . Sie tritt mit der Geschwindigkeit c_1 in den anschließenden Ringraum ein, der durch die Nabe und die Gehäusewand begrenzt ist. Die aus dem Leitrad austretenden Flüssigkeitsteilchen würden beim Fehlen der äußeren Begrenzung nach außen abströmen. Die Teilchen müssen sich auf Schraubenlinien bewegen, also beschleunigt werden. Das kann aber nur durch einen radial gerichteten Druckgradienten, also durch einen Druckanstieg zur Außenwand, erzwungen werden.

Im Außenraum (Abbildung 3.1) herrscht der Druck p_a . Dieser hat vor Einsetzen der Strömung im ganzen Ringraum geherrscht. Die Strömung ist dadurch entstanden, daß den unter dem ho-



Abbildung 3.1: Vorleitreihe [1]

hen Druck p_0 stehenden Flüssigkeitsteilchen Gelegenheit geboten wurde, das Leitrad zu durchströmen. Dabei erlangen sie eine Geschwindigkeit, die dem Druckunterschied (p_0-p_a) entspricht. Zu einer über diesen Druckunterschied hinausgehenden Beschleunigung ist bei reibungsfreier Strömung kein Grund vorhanden. Somit ist p_a der geringste in der Strömung auftretende statische Druck.



Abbildung 3.2: Strömung mit Totwasserkern [1]

Die Drallströmung wird durch den Gehäuseradius R (Abbildung 3.2) begrenzt. Da mit Totwasser nur an Stellen tieferen Druckes zu rechnen ist, liegt die Strömung außen an. In der Nähe der Nabe dagegen - oder, falls diese fehlt, in Achsennähe - kann sich ein Totwasserkern ausbilden. Die Grenzfläche zwischen diesem und der eigentlichen Drallströmung muß aus Symmetriegründen kreiszylindrisch sein; ihr Radius sei R_i . Dann durchströmt die Flüssigkeit den Ringraum $R_i < r < R$.

Ist bei vorgegebenem Volumenstrom \dot{V} der Strömungsquerschnitt sehr klein $(R_i/R \approx 1)$, so muß die Axialgeschwindigkeit entsprechend hoch sein und damit auch die resultierende Geschwindigkeit. Da der Gesamtdruck p_0 festliegt, ist der mittlere statische Druck der Strömung niedrig und

insbesondere auch der Druck p_i auf der Trennfläche.



Abbildung 3.3: Verlauf des relativen Druckgefälles einer Drallströmung [1]

Das Verhältnis Druckgefälle zu Volumenstrom $(p_0 - p_i)/V$ (in Abbildung 3.3 auf der Ordinate als relatives Druckgefälle dargestellt; dieses ist ein dimensionsloser Ausdruck), wird also für den Fall $R_i/R \approx 1$ große Werte annehmen; das heißt aber, daß bei vorgegebenem Gegendruck p_a nur eine geringe Menge durchtreten kann, da, wie gezeigt wurde, p_i nicht unter p_a herabsinken darf. Mit $R_i/R \approx 0$ kann zwar die Axialgeschwindigkeit klein sein, dagegen ist aber, beispielsweise bei Potentialströmung, die Umfangsgeschwindigkeit in der Nähe der Achse sehr groß. Das bedeutet wieder eine große Gesamtgeschwindigkeit und einen im Verhältnis zum Druckgefälle geringen Volumenstrom. In diesen beiden extremen Fällen ist also der Volumenstrom klein bzw. das relative Druckgefälle groß. Es muß also ein dazwischenliegendes R_i/R geben, bei dem der Volumenstrom, bei vorgegebenem Druckunterschied einen Höchstwert, d.h. das relative Druckgefälle einen Kleinstwert erreicht. Trägt man dieses Druckgefälle über dem Radienverhältnis R_i/R auf, dann erhält man etwa den in Abbildung 3.3 gezeigten Verlauf. Daraus sieht man, daß bei vorgegebenem Druckunterschied höchstens die dem Tiefstwert der Kurve entsprechende Menge durchgesetzt werden kann. Bei freiem Zu- und Ablauf wird die Strömung sicherlich so verlaufen, daß dieser maximale Durchfluß erreicht wird. Damit ist der Radius R_i des Totwasserkernes eindeutig festgelegt. Ist dagegen der Zulauf begrenzt, dann bewegt man sich auf dem rechten Ast der Kurve. Denn würde man sich auf dem linken Ast befinden, so würde unter dem Einfluß des radialen Druckanstieges an der Außenwand ein höherer Druck auftreten, als bei freiem Abfluß aufrechterhalten werden kann. Ist umgekehrt der Abfluß behindert, dann wird die strömende Flüssigkeit aufgestaut und man befindet sich auf dem linken Ast.

Wird der der Strömung zur Verfügung stehende Raum nach innen zu durch eine Nabe begrenzt, deren Radius R_n kleiner ist als der Radius des aufgrund dieser Überlegungen zu erwartenden Totwasserkernes, so wird Totwasser auftreten. Ist R_n dagegen größer, so wird die Strömung durch die Nabe bestimmt. Der Innenradius der Strömung ist dann gleich R_n .

3.1.2 Wichtige Formen der Drallströmung

Von den überhaupt möglichen Formen der Drallströmung beanspruchen im Strömungsmaschinenbau zwei das besondere Interesse. Das ist einmal die wirbelfreie Drallströmung, wie sie in radialen und in axialen Leiträdern dann entsteht, wenn die Schaufeln nach dem Drallsatz $(c_u r = const.)$ verwunden sind. Beim Durchströmen eines Axialrades mit unverwundenen (geraden) Schaufeln ($\alpha_1 = const.$) erhalten die von Saug- und Druckseite abfließenden Teilchen verschiedene Geschwindigkeiten. Man hat also hinter jeder solchen Schaufel eine Diskontinuitätsfläche. In dem der Rechnung zugänglichen Fall kontinuierlicher Beschaufelung (unendlich viele Schaufeln) verteilen sich die Wirbel dieser Trennflächen über die gesamte Flüssigkeit. Man erhält also an Stelle der wirbelfreien Potentialströmung eine wirbelbehaftete Form reibungsfreier Strömung.

Die für das Auftreten von Totwassergebieten maßgebende Größe ist, wie oben dargelegt, das relative Druckgefälle. Die Berechnung dieses Wertes bei gegebenem Strömungswinkel α_1 wird weiter unten dargestellt.



Abbildung 3.4: Relatives Druckgefälle im Leitrad mit drallverwundenen Schaufeln [1]

Ihre Ergebnisse sind für die drallverwundene Leitradbeschaufelung in Abbildung 3.4 und für die gerade in Abbildung 3.5 wiedergegeben. Das relative Druckgefälle ist logarithmisch aufgetragen. Parameter ist der Strömungswinkel α_1 bzw. α_{1R} ; bei der drallverwundenen Schaufel ist α_{1R} der Winkel am Außenrand der Strömung. Es zeigt sich, daß das relative Druckgefälle weitgehend vom Strömungswinkel abhängig ist. Je kleiner der Strömungswinkel, also je kleiner die Umlenkung, desto tiefer die zugehörige Kurve.¹

Die gestrichelten Linien in Abbildung 3.4 und Abbildung 3.5 verbinden die Tiefstwerte der einzelnen Kurven; sie nähern sich für große Winkel dem Wert $R_i/R = 0,577$ bei drallverwundenen und dem Wert $R_i/R = 0,5$ bei geraden Schaufeln. Man braucht also mit der Totwasserbildung

¹Es sei darauf hingewiesen, daß für die Winkelangaben der Geschwindigkeitsdreiecke hier in Anlehnung an die gesamte Arbeit die Winkelzählrichtung von der Achse weg erfolgt. Die verwendeten Diagramme sind entsprechend angepaßt. In [1] erfolgt die Winkelzählrichtung von der positiven Umfangsrichtung aus.



Abbildung 3.5: Relatives Druckgefälle im Leitrad mit geraden Schaufeln [1]

an der Nabe dann nicht zu rechnen, wenn man mit dem Nabenverhältnis R_n/R rechts der gestrichelten Linie bleibt. Bei der Planung wird man mit dem Nabenverhältnis tunlichst nicht unter diese vom Strömungswinkel abhängige Grenze heruntergehen, wenn man die Beschaufelung über die ganze Höhe ausnutzen will.



Abbildung 3.6: Grenze des ausnutzbaren Radienverhältnisses in Abhängigkeit vom Strömungswinkel [1]

In Abbildung 3.6 ist dieses Grenzverhältnis für verwundene und gerade Schaufeln als Funktion des Strömungswinkels α_1 bzw. α_{1R} dargestellt.

Befindet sich hinter dem Leitrad kein Laufrad, sondern ein schaufelloser zylindrischer Raum (Abbildung 3.1), so kann selbst bei ablösungsfreier Durchströmung des Leitrades hinter demselben unter Umständen ein Totwassergebiet auftreten. Im folgenden seien die Vorraussetzungen hierfür näher untersucht. Dabei wird unmittelbar hinter dem Leitrad die eben behandelte Strömung zugrunde gelegt. Im schaufelfreien Raum ist die Strömung nicht mehr an den vorgeschriebenen Strömungswinkel gebunden. Wohl aber muß dort der Drehimpuls der einzelnen Teilchen, wie er ihnen im Leitrad erteilt wurde, erhalten bleiben. Die für das Verhalten der Drallströmung entscheidende Kurve wird sich infolge der geänderten Bedingungen von der für die Verhältnisse im Leitrad erhaltenen unterscheiden.



Abbildung 3.7: Übergang vom beschaufelten zum schaufellosen Raum [1]

Mit Hilfe von Abbildung 3.7 lassen sich die hieraus folgenden Überlegungen kurz darstellen. Die Änderung des relativen Druckgefälles im Leitrad bei Variation des Innenradius der Strömung ist durch die Leitradkurve gegeben. Für die mit dem Radienverhältnis R_{1i}/R aus dem Leitrad ausströmende Flüssigkeit ändert sich im schaufelfreien Raum das Druckgefälle nach der anderen Kurve. Der Kreuzungspunkt A der beiden Kurven liegt in Abbildung 3.7 auf dem linken Ast der Kurve für den schaufellosen Raum. Der für das zylindrische Fortlaufen der Strömung erforderliche hohe Druck am Außenrand kann bei freiem Ablauf nicht aufrecht erhalten bleiben, da die Flüssigkeit jetzt die Möglichkeit hat, mit dem dem Punkt B entsprechenden Innenradius weiter zu verlaufen. Die Strömung nimmt den neuen Radius R_{iB} erst nach einer gewissen Wegstrecke an.Während des Überganges muß in der Trennfläche - wenigstens bei reibungsfreier Strömung - stets derselbe Druck p_i herrschen. In Abbildung 3.7 bewegt man sich daher von A nach B auf einer Parallelen zur Abszissenachse. Beide Kurven sind für jeweils zylindrische Strömung berechnet. Der dem Abstand zwischen der Geraden AB und dem darunterliegenden Stück dieser Kurve entsprechende Drucküberschuß wird durch die Radialbeschleunigung aufgezehrt.



Abbildung 3.8: Strömungsverlauf hinter dem Leitrad [1]

Die Strömung verläuft etwa nach Abbildung 3.8.



Abbildung 3.9: Relatives Druckgefälle hinter dem Leitrad bei drallverwundenen Schaufeln $(\alpha_{1R} = 65^{\circ})$ [1]



Abbildung 3.10: Relatives Druckgefälle hinter dem Leitrad bei geraden Schaufeln ($\alpha_1 = 65^\circ$) [1]

Als Beispiel aus den Ergebnissen der nachfolgenden Rechnungen sind in den Abbildungen 3.9 und 3.10 die Werte für das relative Druckgefälle hinter einem Leitrad mit verwundenem $(\alpha_{1R} = 65^{\circ})$ und geraden Schaufeln $(\alpha_1 = 65^{\circ})$ aufgetragen. Die gestrichelte Kurve ist Bestandteil der bereits in Abbildung 3.4 und 3.5 dargestellten Kurven und gibt die Charakteristik des Leitrades wieder. Die ausgezogenen Kurven sind die Charakteristiken der Strömungen, die mit dem Radienverhältnis R_{1i}/R das Leitrad verlassen haben. Für größere Radienverhältnisse befindet sich der Austrittspunkt aus dem Leitrad bereits auf dem rechten Ast der Kurven für den schaufellosen Raum. Damit fehlt die Voraussetzung für das Entstehen eines Totwassers hinter dem Leitrad, die Strömung läuft hier weiterhin zylindrisch. Es gibt demnach ein Radienverhältnis $(R_{1i}/R)_{krit}$, von dem ab die Strömung nach dem Austritt aus dem Leitrad keine Veränderungen erfährt.



Abbildung 3.11: Kritisches Radienverhältnis in Abhängigkeit vom Austrittswinkel [1]

Das für die Ablösungserscheinungen hinter dem Leitrad wichtige kritische Radienverhältnis $(R_{1i}/R)_{krit}$ ist in Abbildung 3.11 in Abhängigkeit vom Austrittswinkel α_1 bzw. α_{1R} wiedergegeben.

In der Strömung wirklicher Flüssigkeiten sucht man möglichst Totwassergebiete zu vermeiden, da sie Anlaß zur Wirbelbildung sind und damit zu Verlusten der nutzbaren Energie führen.

Für die Betrachtung der Rückwirkung der Strömung des schaufellosen Raumes auf die Strömung im Leitrad sowie für die Betrachtung der Änderung des Strömungswinkels im Totwassergebiet sei auf [1] verwiesen.

3.1.3 Berechnung

Es soll hier lediglich die Berechnung des relativen Druckgefälles und des Nabenradienverhältnisses bei Leitradaustritt und im schaufellosen Raum für gerade Schaufeln ($\alpha_1 = const.$) betrachtet werden, da bei den in dieser Arbeit betrachteten Verdichtern die Schaufeln der Vorleitreihe unverwunden sind. Für die Berechnung des Obengenannten im Falle der drallverwundenen Schaufeln sei auf [1] verwiesen.

a.) Strömung am Vorleitradaustritt

Im Leitrad ist der Strömungswinkel $\alpha_1 \pmod{\alpha_1 = c_{m1}/c_{u1}}$ vorgegeben. Für alle Flüssigkeitsteilchen derselben Herkunft ist der Gegendruck p_0 gleich. Da weder Energie an das feststehende Leitrad abgegeben werden noch von ihm aufgenommen wird, ist p_0 auch hinter dem Leitrad noch konstant. Nach der Bernoullischen Gleichung ist daher

$$\frac{p_0 - p_1}{\frac{\rho}{2}} = c_1^2 = c_{u1}^2 + c_{m1}^2 = \frac{c_{m1}^2}{\cos^2 \alpha_1}$$
(3.1)

wobei p_1 der örtliche statische Druck ist. Aus den Eulerschen Grundgleichungen folgt

$$\frac{1}{\frac{\rho}{2}}\frac{dp_1}{dr} = 2\frac{c_{u1}^2}{r} = 2\frac{c_{m1}^2}{r\cot^2\alpha_1}.$$
(3.2)

Durch Differentiation erhält man aus (3.1)

$$\frac{-1}{\frac{\rho}{2}}\frac{dp_1}{dr} = \frac{1}{\cos^2\alpha_1}\frac{dc_{m1}^2}{dr} + \frac{2c_{m1}^2}{\cos^3\alpha_1}\sin\alpha_1\frac{d\alpha_1}{dr},$$
(3.3)

aus (3.2) und (3.3) durch Addition

$$0 = \frac{1}{\cos^2 \alpha_1} \frac{dc_{m1}^2}{dr} + \frac{2}{r} \frac{c_{m1}^2}{\cot^2 \alpha_1} + \frac{c_{m1}^2}{\cos^2 \alpha_1} \frac{2\frac{d\alpha_1}{dr}}{\cot \alpha_1}$$
(3.4)

und nach einigen Umformungen

$$\frac{d\ln c_{m1}^2}{dr} + \sin^2 \alpha_1 \frac{d\ln r^2}{dr} + \frac{2}{\cot \alpha_1} \frac{d\alpha_1}{dr} = 0.$$
(3.5)

Bei Vorleitreihen verwendet man gerade Schaufeln $(d\alpha_1/dr = 0)$. Setzt man in (3.5) $d\alpha_1/dr = 0$, dann erhält man die Differentialgleichung

$$\frac{d\ln c_{m1}^2}{dr} + \sin^2 \alpha_1 \frac{d\ln r^2}{dr} = 0$$
(3.6)

und integriert

$$c_{m1} = \frac{C_1}{r^{\sin^2 \alpha_1}}.$$
 (3.7)

Die Integrationskonstante C_1 ergibt sich aus dem Volumenstrom. Es ist

$$\dot{V} = 2\pi \int_{R_i}^{R} c_{m1} r dr = 2\pi C_1 \int_{R_i}^{R} r^{\cos^2 \alpha_1} dr$$

und daraus erhält man

$$C_{1} = \frac{\dot{V}}{\pi R^{2}} \frac{1 + \cos^{2} \alpha_{1}}{2} R^{\sin^{2} \alpha_{1}} \frac{1}{1 - \left(\frac{R_{i}}{R}\right)^{1 + \cos^{2} \alpha_{1}}}$$

bzw.

$$c_{m1} = \frac{\dot{V}}{\pi R^2} \frac{1 + \cos^2 \alpha_1}{2} \frac{1}{\left(1 - \left(\frac{R_i}{R}\right)^{1 + \cos^2 \alpha_1}\right) \left(\frac{r}{R}\right)^{\sin^2 \alpha_1}}.$$
(3.8)

Der Wert (3.8) in (3.1) eingesetzt ergibt für den Innenrand der Strömung $(r = R_i)$ das relative Druckgefälle

$$\frac{p_0 - p_i}{\frac{\rho}{2} \left(\frac{\dot{V}}{\pi R^2}\right)^2} = \frac{(1 + \cos^2 \alpha_1)^2}{4 \cos^2 \alpha_1} \frac{1}{\left(1 - \left(\frac{R_i}{R}\right)^{1 + \cos^2 \alpha_1}\right)^2 \left(\frac{R_i}{R}\right)^{2 \sin^2 \alpha_1}}.$$
(3.9)

Um die Kleinstwerte berechnen zu können, ergibt die nach R_i abgeleitete und gleich Null gesetzte Gleichung (3.9) schließlich

$$\left(\frac{R_i}{R}\right)_{min} = \left(\frac{\sin^2 \alpha_1}{2}\right)^{1/(2-\sin^2 \alpha_1)}.$$
(3.10)

b.) Strömung im schaufellosen Raum

Hat die Flüssigkeit das Leitrad verlassen, so fällt die Führung durch die Schaufeln fort, und der Strömungswinkel kann sich ändern. Dagegen muß der Drall der einzelnen Flüssigkeitsteilchen erhalten und die Kontinuität gewahrt bleiben. Nehmen wir an, ein Teilchen habe das Leitrad auf dem Radius r_1 verlassen und befinde sich jetzt auf dem Radius r, ferner habe es die Geschwindigkeitskomponenten c_m und $c_u = c_m \tan \alpha$, dann verlangt der Drallsatz

$$r_1 c_{u1} = r_1 c_{m1} \tan \alpha_1 = r c_u = r c_m \tan \alpha.$$
(3.11)

Aus Kontinuitätsgründen muß ferner

$$c_{m1}r_1dr_1 = c_m rdr (3.12)$$

sein. Da der neue Radius eine Funktion des Achsenabstandes, unter dem das Teilchen das Leitrad verlassen hat, sein wird, darf man

$$\frac{dr}{dr_1} = \frac{c_{m1}r_1}{c_m r}$$

setzen. Damit erhält man

$$\frac{p_0 - p}{\frac{\rho}{2}} = c_u^2 + c_m^2 = \left(\frac{r_1}{r}\right)^2 c_{u1}^2 + \left(\frac{r_1}{r}\right)^2 \left(\frac{dr_1}{dr}\right)^2 c_{m1}^2 = \left(\frac{r_1}{r}\right)^2 \left(\frac{1}{\cot^2 \alpha_1} + \frac{1}{\left(\frac{dr}{dr_1}\right)^2}\right) c_{m1}^2.$$

In Verbindung mit Gleichung (3.1) ergibt sich nach Umformen

$$\frac{p_0 - p}{p_0 - p_1} = \left(\frac{r_1}{r}\right)^2 \frac{1 + \frac{\cot^2 \alpha_1}{(dr/dr_1)^2}}{1 + \cot^2 \alpha_1}.$$
(3.13)

Um Gleichung (3.13) auszuwerten, ist noch die Beziehung zwischen dr/dr_1 und r herzuleiten. Aus Gleichung (3.5) erhält man durch Umformen (an die Stelle von r tritt r_1 , da es sich um eine Austrittskoordinate aus dem Leitrad handelt)

$$\frac{d}{dr_1} \ln\left(\frac{r_1 c_{m1}}{\cot \alpha_1}\right)^2 = 2\cos^2 \alpha_1 \left(\frac{1}{r_1} - \frac{\frac{d\alpha_1}{dr_1}}{\sin \alpha_1 \cos \alpha_1}\right).$$
(3.14)

Diese Gleichung gilt auch für die Strömung im schaufellosen Raum, also ist

$$\frac{d}{dr}\ln\left(\frac{rc_m}{\cot\alpha}\right)^2 = 2\cos^2\alpha\left(\frac{1}{r} - \frac{\frac{d\alpha}{dr}}{\sin\alpha\cos\alpha}\right)$$
(3.15)

und nach Multiplikation mit dr/dr_1

$$\frac{d}{dr_1} \ln\left(\frac{rc_m}{\cot\alpha}\right)^2 = 2\cos^2\alpha\left(\frac{1}{r}\frac{dr}{dr_1} - \frac{\frac{d\alpha}{dr_1}}{\sin\alpha\cos\alpha}\right).$$
(3.16)

Subtrahiert man (3.16) von (3.14) und berücksichtigt (3.11), dann erhält man

$$\cos^2 \alpha_1 \left(\frac{1}{r_1} - \frac{\frac{d\alpha_1}{dr_1}}{\sin \alpha_1 \cos \alpha_1} \right) - \cos^2 \alpha \left(\frac{1}{r} \frac{dr}{dr_1} - \frac{\frac{d\alpha}{dr_1}}{\sin \alpha \cos \alpha} \right) = 0.$$
(3.17)

Nun ist nach (3.11) und (3.12)

$$\cot \alpha_1 dr_1 = \cot \alpha dr \tag{3.18}$$

und aus (3.18) wird

$$\frac{1}{\cos^2 \alpha} = 1 + \frac{\left(\frac{dr}{dr_1}\right)^2}{\cot^2 \alpha_1}.$$
(3.19)

Für den Ausdruck $d\alpha/(\sin^2 \alpha dr_1)$ wird unter Verwendung von (3.18) weiter umgeformt und beide Seiten der entstehenden Gleichung werden entsprechend multipliziert (siehe auch [1]). Daraus folgt dann

$$\frac{\frac{d\alpha}{dr_1}}{\sin\alpha\cos\alpha} = \frac{\frac{d\alpha_1}{dr_1}}{\sin\alpha_1\cos\alpha_1} - \frac{d}{dr_1}\ln\left(\frac{dr}{dr_1}\right).$$
(3.20)

Mit (3.19) und (3.20) erhält man aus (3.17) nach einigen Umformungen

$$\frac{d}{dr_1}\ln\frac{r}{r_1}\frac{dr}{dr_1} = -\sin^2\alpha_1\left(1 - \left(\frac{dr}{dr_1}\right)^2\right)\frac{d}{dr_1}\ln\frac{r_1}{\cot\alpha_1}.$$
(3.21)

Die Gleichung (3.21) wird nun auf die Strömung im schaufellosen Raum hinter geraden Schaufeln angewandt. Da bei geraden Schaufeln $\alpha_1 = const.$ ist, wird aus (3.21)

$$\frac{d}{dr_1} \ln \frac{r}{r_1} \frac{dr}{dr_1} = -\sin^2 \alpha_1 \left(1 - \left(\frac{dr}{dr_1}\right)^2 \right) \frac{d}{dr_1} \ln r_1.$$
(3.22)

Diese Gleichung ist in geschlossener Form nicht integrierbar. Für die numerische Auswertung geht man vom Wert $r_1 = R$ aus. Da sich der Außenradius nicht ändern soll, ist hier auch r = R. Gibt man an dieser Stelle dr/dr_1 vor, so läßt sich durch schrittweise Integration für jedes r_1 das zugehörige r und der Differentialquotient dr/dr_1 berechnen.

Der kritische Radius R_{1ikrit} ist auch hier wieder dadurch gekennzeichnet, daß die von Punkt R_{1i} ausgehende Kurve für das relative Druckgefälle an dieser Stelle $(R_i = R_{1i})$ ihr Minimum hat. Da ein geschlossener Ausdruck für das relative Druckgefälle dieses Mal nicht vorliegt, ist eine einfache Differentiation nicht möglich. In der Nähe des Ausgangspunktes indessen unterscheiden sich sowohl R_i und R_{1i} als auch sämtliche anderen r und r_1 nur wenig voneinander. Setzt man

$$r = r_1 + \epsilon,$$

so ist ϵ eine kleine Größe, deren höhere Potenzen vernachlässigt werden können. Aus (3.13) erhält man damit

$$\frac{p_0 - p}{p_0 - p_1} = 1 - 2\frac{\epsilon}{r_1} \left(1 + \cos^2 \alpha_1 \frac{d\epsilon/dr_1}{\epsilon/r_1} \right).$$
(3.23)

Aus (3.22) erhält man auf demselben Weg die lineare Differentialgleichung

$$\frac{d^2\epsilon}{dr_1^2} + (1 - 2\sin^2\alpha_1)\frac{1}{r_1}\frac{d\epsilon}{dr_1} - \frac{\epsilon}{r_1^2} = 0.$$
(3.24)

Mit dem Ansatz

 $\epsilon = Cr_1^n$

integriert sich die Gleichung (3.24), wenn man die Randbedingungen $\epsilon=0$ für $r_1=R$ berücksichtigt, zu

$$\epsilon = \epsilon_0 \left(\left(\frac{r_1}{R} \right)^{n_1} - \left(\frac{r_1}{R} \right)^{n_2} \right),$$

wobei

$$n_1 = \sin^2 \alpha_1 + \sqrt{1 + \sin^4 \alpha_1} \tag{3.25}$$

$$n_2 = \sin^2 \alpha_1 - \sqrt{1 + \sin^4 \alpha_1} \tag{3.26}$$

ist. Weiter ergibt sich

$$\frac{d\epsilon}{dr_1} = \frac{\epsilon_0}{r_1} \left(n_1 \left(\frac{r_1}{R} \right)^{n_1} - n_2 \left(\frac{r_1}{R} \right)^{n_2} \right).$$

Durch Einsetzen in (3.23) erhält man

$$\frac{p_0 - p}{p_1 - p_0} = 1 - 2\sin^2 \alpha_1 \frac{\epsilon}{r_1} \left(1 + \cos^2 \alpha_1 \frac{n_1(r_1/R)^{n_1} - n_2(r_1/R)^{n_2}}{(r_1/R)^{n_1} - (r_1/R)^{n_2}} \right).$$

Wird in obiger Gleichung für $r_1 = R_{1i}$ gesetzt und die erste Ableitung nach R_i Null gesetzt, so ergibt sich

$$1 + \cos^2 \alpha_1 \frac{n_1 (R_{1i}/R)^{n_1} - n_2 (R_{1i}/R)^{n_2}}{(R_{1i}/R)^{n_1} - (R_{1i}/R)^{n_2}} = 0.$$
(3.27)

Durch Umformen ergibt sich für das kritische Radienverhältnis

$$\left(\frac{R_{1i}}{R}\right)_{krit} = \left(\frac{n_1 \cos^2 \alpha_1 + 1}{n_2 \cos^2 \alpha_1 + 1}\right)^{\frac{1}{n_2 - n_1}}.$$
(3.28)

Die Ergebnisse der Anwendung der Formeln für die kritischen Radienverhältnisse auf die in dieser Arbeit zu untersuchenden drei Verdichterkonfigurationen erfolgt weiter unten.

3.2 Leitschaufelverstellgesetze und Betriebsverhalten eines Axialverdichters

Die Auswirkungen von verschiedenen Verstellmöglichkeiten von Vorleitreihen und Leitreihen auf die Verdichterkennfelder wurden in [14] untersucht und werden hier angegeben, um einen Eindruck zu vermitteln, welche Tendenzen und Unterschiede bei den einzelnen Varianten der Verstellung zu erwarten sind.

Die in [14] durchgeführten Untersuchungen von Leitschaufelverstellungen wurden mit dem in Abbildung 3.12 dargestellten Axialverdichter durchgeführt.



Abbildung 3.12: Versuchsverdichter

Die Drehzahl des Verdichters kann stufenlos geregelt werden. Ebenso können die einzelnen Leitschaufelreihen "individuell" stufenlos während des Betriebes verstellt werden. Bei einer Auslegungsdrehzahl von $n_A = 14575 min^{-1}$ ergibt sich eine im hohen Unterschall liegende Anströmmachzahl von $M_1 = 0.825$ für den Laufradkopfschnitt der ersten Stufe. Die Schaufelprofile sind so angestellt, daß sich für die ersten drei Stufen ein mittlerer kinematischer Reaktionsgrad von etwa $R_k = 0.84$ ergibt. Von der vierten Stufe an nimmt der Reaktionsgrad zu, bis er in den letzten Stufen einen Wert von $R_k = 1.0$ erreicht. In allen Stufen werden die gleichen Leitschaufeln, die für einen Reaktionsgrad von $R_k = 1.0$ ausgelegt sind, verwendet.

Zur Auswahl der Verstellwinkel nach Richtung und Betrag wurden die Auslegung des Versuchsverdichters sowie Gitteruntersuchungen herangezogen. Von den prinzipiellen Möglichkeiten, die Leiträder in den Gegen- sowie in den Mitdrall zu verstellen, scheidet aufgrund der Auslegung des Verdichters die Gegendrallverstellung aus. Die Vergrößerung des Staffelungswinkels würde die Anströmmachzahl des folgenden Laufrades erhöhen.

Für die experimentellen Untersuchungen sind die in Abbildung 3.13 zusammengefaßt dargestellten Verstellgesetze ausgewählt worden. Aufgetragen sind die Verstellwinkel über der Nummer der Leiträder (das Leitrad 1 entspricht dabei dem Vorleitrad). Die Abbildung 3.13 enthält die Darstellung für die Drehzahlregelung D LE(0)N mit unverstellten Leiträdern. Daneben sind die Verstellgesetze

1.LE(k): nur Vorleitradverstellung



Abbildung 3.13: Verstellgesetze



angegeben. Den Verstellgesetzen

I LE(k): vom Verdichtereintritt aus linear abnehmende Verstellwinkel

II LE(k): konstante Verstellwinkel

III LE(k): vom Verdichtereintritt aus linear zunehmende Verstellwinkel

in der unteren Bildhälfte ist die Sechsstufenregelung gemeinsam. I LE(k) bis III LE(k) geben Grundverstellgesetze an, aus denen sich jede weitere Kombination von Verstellgesetzen erzeugen läßt. Die Auswahl ermöglicht die Sonderstellung des Vorleitrades durch 1.LE(k) und die Anzahl der geregelten Stufen durch 1.LE(k), 2.LE(k) und I LE(k) zu untersuchen. Ferner ermöglichen I LE(k) bis III LE(k) den Einfluß der verstellten Mittelleiträder und den der stromabwärts liegenden Leiträder auf das Gesamtverhalten der Maschine sowie auf die einzelnen Stufen zu analysieren.

In den Abbildungen 3.14 bis 3.17 ist das bezogene Gesamtdruckverhältnis $\overline{\Pi}^{o*}$ über dem bezogenen Massenstrom \dot{m}^* aufgetragen. Als Parameter sind das Drehzahlverhältnis n^* bzw. die Verstellkennliniennummer k, der bezogene Gesamtwirkungsgrad $\overline{\eta}^{o*}$ in Form von Muschelkurven angegeben. Die Verstellkennliniennummer k steht für eine bestimmte Leitradstellung der Stufen für das jeweilige Verstellgesetz. Die Zuordnung der Verstellwinkel zur Verstellkennliniennummer ist aus Abbildung 3.13 ersichtlich.

Das Drehzahlkennfeld D LE(O)N in Abbildung 3.14 weist einen großen Arbeitsbereich auf. Es werden gute Wirkungsgrade bei weiter Erstreckung der Wirkungsgradmuschelkurven entlang der Linien konstanter Belastung erreicht. Die Kennlinien werden zu großen Massenströmen hin durch die Systemschluckgrenze entsprechend dem Rohrleitungswiderstand begrenzt, während beim Drehzahlverhältnis $n^* = 1,0$ der steile Abfall der Nennkennlinie darauf hinweist, daß die Sperrgrenze der Beschaufelung erreicht ist.



Abbildung 3.14: Drehzahlkennfeld D LE(O)N



Abbildung 3.15: Vergleich der Drallkennfelder 1.LE(k) und 2.LE(k)



Abbildung 3.16: Vergleich der Drallkennfelder I LE(k) und II LE(k)



Abbildung 3.17: Vergleich der Drallkennfelder I LE(k) und III LE(k)

Den Einfluß der Anzahl der geregelten Stufen auf das Betriebsverhalten des Verdichters macht augenfällig der Vergleich der Abbildungen 3.15 bis 3.17 deutlich. Beim Drallkennfeld nach Verstellgesetz 1.LE(k) (Abbildung 3.15) ist die Messung der Kennlinie k=4, entsprechend einer Vorleitradverstellung von $\Delta \alpha_s = -40^\circ$, wegen erhöhter Laufschaufelschwingungen abgebrochen und der weitere Kennlinienverlauf extrapoliert worden. Dies schließt Anwendungsfälle nicht aus, bei denen das Vorleitrad um größere Winkel verstellt wird, wie z.B. zur Verringerung der Leistungsaufnahme bei Anfahrvorgängen. Extreme Staffelungswinkel sind jedoch mit sehr hohen Verlusten verbunden und deshalb aus wirtschaftlichen Gründen zur Regelung nicht anzuwenden.

Einen direkten Vergleich der Wirkungsgradverläufe der Drallkennfelder 1.LE(k) und 2.LE(k) zeigt Abbildung 3.15. Dabei sind Kennfeldbereiche mit höheren Wirkungsgraden, die aus der Regelung nach Verstellgesetz 1.LE(k) gegenüber der Regelung nach Verstellgesetz 2.LE(k) resultieren, durch eine weite Schraffur gekennzeichnet. Kennfeldbereiche mit höheren Wirkungsgraden nach Verstellgesetz 2.LE(k) gegenüber 1.LE(k) sind durch eine enge Schraffur hervorgehoben. So werden mit dem Verstellgesetz 2.LE(k) in weiten Teillastbereichen höhere Wirkungsgrade erzielt. Der maximale bezogene Wirkungsgradunterschied beträgt dabei bis zu $\Delta \bar{\eta}^{o*} = 0.06$. Die Verbesserung des Wirkungsgrades resultiert für die Zweistufenregelung aus den günstigeren Stufenströmungsverhältnissen. Diese ergeben sich bei zwei verstellbaren Stufen aus den kleineren Verstellwinkeln, die notwendig sind, um durch Verstellung der ersten beiden Leiträder den gleichen Arbeitspunkt zu erreichen wie durch ausschließliche Verstellung des Vorleitrades.

Die Auswirkungen auf den Betriebsbereich für den Fall, daß alle Leiträder im Regelsinne verstellt werden, zeigt Abbildung 3.16 für das Verstellgesetz I LE(k) mit linear abnehmenden Verstellwinkeln. Es wird ein Arbeitsbereich von annähernd der Breite des Drehzahlkennfeldes erzielt. Die Wirkungsgradmuschelkurven erstrecken sich wesentlich weiter als bei den Drallkennfeldern 1.LE(k) und 2.LE(k) in Richtung abnehmender Last. Die Richtung ihrer maximalen Ausdehnung ist etwas flacher als beim Drehzahlkennfeld. Die Ergebnisse zeigen, daß die Sechsstufenregelung durch die ausgeprägte Kennlinienverschiebung bei guten Wirkungsgraden der Regelung nur der Eintrittsstufen überlegen ist.

Den direkten Vergleich der Drallkennfelder I LE(k) und II LE(k) bzw. III LE(k) für die bezogenen Gesamtwirkungsgradverläufe zeigen die Abbildungen 3.16 und 3.17. Die Gebiete, bei denen das Kennfeld I LE(k) bessere Wirkungsgrade bei einer Abstufung von $\Delta \bar{\eta}^{o*} = 0.025$ gegenüber den Kennfeldern II LE(k) bzw. III LE(k) aufweist, sind durch enge Schraffur gekennzeichnet. Die Bereiche, in denen die Kennfelder II LE(k) bzw. III LE(k) gegenüber I LE(k) bessere Wirkungsgrade aufweisen, haben eine weite Schraffur. Arbeitspunkte oberhalb des Auslegungsdruckverhältnisses $\bar{\Pi}^{o*} = 1.0$ oder in der Nähe der Stabilitätsgrenze ergeben nach Verstellgesetz I LE(k) verbesserte Wirkungsgrade bis zu $\Delta \bar{\eta}^{o*} = 0.017$. Unterhalb des Auslegungsdruckverhältnisses $\bar{\Pi}^{o*} = 1.0$ ergeben sich nach Verstellgesetz II LE(k) bis zu $\Delta \bar{\eta}^{o*} = 0.025$ und nach Verstellgesetz III LE(k) bis zu $\Delta \bar{\eta}^{o*} = 0.06$ verbesserte Wirkungsgrade.

3.3 Klappendrallregler

Eine andere Möglichkeit der konstruktiven Ausführung einer verstellbaren Vorleitreihe, als die in dieser Arbeit verwendete, stellt der sogenannte Klappendrallregler dar.

Der Klappendrallregler wird zwar vor allem bei Radialventilatoren verwendet (siehe hiezu [2]), kann aber nach [4] auch für Axialverdichter verwendet werden. Die Anwendung des Klappendrallreglers bei Axialverdichtern ist in Abbildung 3.18 schematisch dargestellt.

Die Schaufel besteht aus einem Vorkörper, der parallel zur Anströmrichtung in der Rohrwand befestigt ist, und der unmittelbar folgenden Klappe, die mit Hilfe ihrer Hochachse in Mit- oder



Abbildung 3.18: Klappendrallregler nach [4]

Gegendrallrichtung gedreht werden kann. Bei dieser Anordnung wird die Umströmung der Profilnase verringert, wodurch ein Bauch- oder Rückenstoß vermieden wird.
Kapitel 4

Vorleitreihe sowie Näherung der Turbinenkennlinie

In diesem Kapitel soll die Auslegung und geometrische Ausführung der verstellbaren Vorleitreihe ausgeführt werden. Des weiteren erfolgt die Herleitung der Turbinenkennlinie, um in dem Verdichterkennfeld einen realistischen Anwendungsfall darstellen zu können.

4.1 Konstruktion der Vorleitreihe

Die Konstruktion der Vorleitreihe wurde in dieser Arbeit vor allem zur Veranschaulichung der Ausführung und zur Vereinfachung der Überlegungen zu den für die Berechnung der Totaldruckverlustbeiwerte notwendigen Strömungs- und Metallwinkel durchgeführt. Bei der Vorleitreihe handelt es sich prinzipiell um ein Beschleunigungsgitter, also um ein Turbinengitter, das aber in einem solchen Fall eine geringe Umlenkung aufweist.

Im folgenden sollen die wesentlichen Schritte für die Konstruktion der Vorleitreihe im Rahmen dieser Arbeit besprochen werden. Dazu wurde nach dem in [17] beschriebenen Weg vorgegangen, wobei es jedoch nicht immer notwendig war, sich an das vorgegebene Schema zu halten. Auf Abweichungen wird daher besonders hingewiesen. Es sei außerdem darauf hingewiesen, daß in diesem Kapitel, wie auch in den folgenden, die Zählweise der Strömungswinkel von der Achse weg erfolgt.

4.1.1 Optimales Teilungsverhältnis

Das Teilungsverhältnis σ ist das Verhältnis aus der Sehnenlänge *s* und der Schaufelteilung *t*. Dabei sei zunächst von folgender Überlegung auszugehen. Der Massenstrom gelangt mit einem vorgegebenen Strömungswinkel an die Schaufelreihe. Die Schaufeln müssen klarerweise so gekrümmt sein, daß der geforderte Abströmwinkel erreicht wird. Wenn man zunächst eine große Schaufelteilung verwendet, so kann eine Steigerung der Umlenkung, etwa durch eine Änderung der Zuströmrichtung, zu einer Strömungsablösung führen.

Wenn man eine kleine Schaufelteilung verwendet, brauchen die Schaufeln nicht stark gekrümmt zu sein, und es gibt keine Strömungsablösung. Jedoch ist es offensichtlich, daß es unnötige Reibungsverluste gibt. Es ist klar, daß es einen Bereich der Schaufelteilungen geben muß, für die die Verluste nahe einem Minimum sind. Dieses optimale Teilungsverhältnis muß irgendwie mit der aerodynamischen Belastung der Schaufelreihe verbunden sein. Zweifel (siehe auch [19]) hat gezeigt, daß auf Grund einfacher Überlegungen eine neue Belastungszahl gefunden werden kann, die für optimale Gitter nur wenig von den Strömungswinkeln und von der Umlenkung abhängig ist.



Abbildung 4.1: Charakteristische geometrische Größen und Druckverteilung eines Beschleunigungsgitters

In Abbildung 4.1 ist der Druckverlauf in einem Turbinengitter skizziert, und zwar ist sowohl der Druck an der Schaufeldruckseite (Kurve 1), als auch derjenige an der Saugseite (Kurve 2) aufgezeichnet. Die Druckverteilung ist in der Gitterrichtung projiziert, sodaß die schraffierte Fläche direkt der Tangentialkraft nach Gleichung (4.2) entspricht. p_t ist der Totaldruck von p_0 oder p_1 mit den Anteilen der kinetischen Energie der Geschwindigkeiten c_0 bzw. c_1 (wie für alle diese Überlegungen sei auch hier auf Druckverluste keine Rücksicht genommen), p_0 ist der statische Druck vor und p_1 derjenige nach dem Gitter. Der Druck auf der Schaufeldruckseite wird zunächst hoch verlaufen (p_t ist der höchste Druck überhaupt), dann aber gegen das Schaufelende hin mehr oder weniger schnell auf p_1 sinken. Auf der Saugseite wird der Druck schon am Anfang verhältnismäßig rasch sinken, am Schluß sogar wieder etwas ansteigen.

Je dichter die Schaufeln stehen, umso kleiner wird die Fläche T und umso grösser werden infolge der grösseren Reibungsfläche die Reibungsverluste. Bei wachsender Teilung muß die Fläche Twachsen, auf der Druckseite wird der Druck steigen, auf der Saugseite sinken. Während der Druck auf der Hohlseite den Höchstwert p_t nirgends überschreiten kann, ist es theoretisch möglich, daß sich auf der Schaufelsaugseite sehr tiefe Unterdrücke einstellen können. Wegen der Ablösungsgefahr kommt jedoch gegen das Schaufelende praktisch nur ein beschränkter Druckanstieg in Frage, d.h., daß dem Auftrieb der Schaufeln Grenzen gesetzt sind.

Um ein Maß für diesen Auftrieb zu bekommen, muß die wirkliche Druckverteilung mit einem idealen Verlauf verglichen werden, der die Fläche T so groß wie möglich macht, ohne daß eine Ablösungsgefahr besteht. Bei einem solchen idealen Druckverlauf wirkt der Totaldruck p_t auf die ganze Druckseite, erst im letzten Moment findet eine unendlich rasche Expansion auf den statischen Enddruck p_1 statt. Auf der Saugseite erfolgt vom Staupunkt an der Vorderkante aus eine ebenfalls unendlich rasche Expansion auf p_1 , damit auf der ganzen Saugseite der ohne Rückverdichtung kleinstmögliche Druck herrschen kann. Die durch diesen - allerdings nicht realisierbaren - Druckverlauf erzeugte Tangentialkraft T_{id} hat je Einheit der Schaufellänge die Größe

$$T_{id} = \frac{\rho_0}{2} c_1^2 b. (4.1)$$

Die wirkliche Tangentialkraft läßt sich aus dem in der Tangentialrichtung aufgestellten Impulssatz ableiten und lautet

$$T = \rho_0 c_m (c_{u1} - c_{u0}) t. \tag{4.2}$$

Wird nun als aerodynamische Belastungszahl ψ_T der Quotient der wirklichen Tangentialkraft zur ideellen nach Gleichung (4.1) gewählt, so wird

$$\psi_T = 2 \frac{c_m (c_{u1} - c_{u0})}{c_1^2} \frac{t}{b},\tag{4.3}$$

oder durch die Winkel ausgedrückt

$$\psi_T = 2\cos^2\alpha_1(\tan\alpha_1 - \tan\alpha_0)\frac{t}{b}.$$
(4.4)

Nach [17], wo die Herleitung obiger Beziehung etwas anders erfolgt, können für ψ_T Werte von 0.8 bis 1.0 eingesetzt werden. Damit ergibt sich für das optimale "axiale" Teilungsverhältnis $(b/t)_{opt}$

$$\left(\frac{b}{t}\right)_{opt} = \frac{2}{\psi_T} \cos^2 \alpha_1 (\tan \alpha_1 - \tan \alpha_0).$$
(4.5)

Für das optimale Teilungsverhältnis $(s/t)_{opt}$ gilt dann mit dem Staffelungswinkel γ

$$\left(\frac{s}{t}\right)_{opt} = \frac{1}{\cos\gamma} \frac{2}{\psi_T} \cos^2\alpha_1 (\tan\alpha_1 - \tan\alpha_0).$$
(4.6)

Im speziellen Fall einer Vorleitreihe ist der Winkel $\alpha_0 = 0$. Der Winkel α_1 ist positiv zu zählen (siehe auch Abbildung 2.1).

Diese Strömungswinkel sind bereits durch die Auslegung festgelegt. Dagegen ist der Staffelungswinkel γ noch nicht festgelegt. Es gäbe die Möglichkeit, diesen Staffelungswinkel nach der Abbildung 5 in [9] (dieses Diagramm ist auch in [17] angegeben) abzulesen, jedoch treffen die dort angegebenen Winkel, die eher für stark umlenkende Turbinengitter gelten, für eine schwach umlenkende Vorleitreihe nicht zu. Es wurde daher der Staffelungswinkel γ so angenommen, daß er kleiner als der Abströmwinkel der Vorleitreihe ist (zur Veranschaulichung siehe auch Abbildung 4.1).

4.1.2 Die induzierte Inzidenz

Die Zirkulation um die Schaufeln, die es diesen ermöglicht, durch den Massenstrom einen Auftrieb zu erhalten, zwingt die ankommenden Stromlinien aber auch sich zu drehen, wenn sie sich der Schaufelreihe nähern (siehe Abbildung 4.2). Die in dieser Abbildung dargestellten Inzidenzen und Strömungsabweichungen sind übertrieben dargestellt und in Wirklichkeit nicht so groß.



Abbildung 4.2: Darstellung von Inzidenz und Strömungsabweichung

Eine Beziehung nach [17] für diese Daten ist gegeben durch

$$(\Delta\theta)_{ind} = 14\left(1 - \frac{\alpha_0}{70^\circ}\right) + 9\left(1, 8 - \frac{s}{t}\right).$$

$$(4.7)$$

Die Gültigkeit dieser Beziehung außerhalb des Bereiches von α_0 zwischen 0° und 70° ist unsicher.

Diese Unsicherheit ist nicht von großer Wichtigkeit. Turbinenschaufeln werden oft vorher ausgelegt, ohne daß die induzierte Inzidenz einbezogen wird. Dies resultiert in der tatsächlichen Inzidenz i_{ac} , die etwas größer als die berechnete ist. Diese Vernachlässigung der induzierten Inzidenz ist manchmal nicht nur zulässig, sondern auch notwendig, besonders für Laufschaufeln mit niedrigem Reaktionsgrad, die eine kleine Gesamtbeschleunigung durch die Schaufelreihe haben.

 α_0 und α_1 sind die Strömungswinkel, α_{0m} und α_{1m} die Metallwinkel. Der Strömungswinkel stromaufwärts α_0 , der tatsächliche Strömungswinkel α_{0ac} und der Metallwinkel α_{0m} sowie die Inzidenz stromaufwärts *i*, die tatsächliche Inzidenz i_{ac} und die induzierte Inzidenz $\Delta \theta_{ind}$ sind durch folgende Formeln miteinander verbunden:

$$i_{ac} = i + \Delta \theta_{ind}$$

 $\alpha_{0ac} = \alpha_0 + \Delta\theta_{ind}$

$$\alpha_{0m} + i = \alpha_0$$

$$\alpha_{0m} + i_{ac} = \alpha_0 + \Delta\theta_{ind}. \tag{4.8}$$

4.1.3 Die Strömungsabweichung

Dieselbe Zirkulation um eine aerodynamisch belastete Schaufel verursacht, daß die Richtung des abfließenden Massenstromes von der Schaufelhinterkante abweicht, siehe Abbildung 4.2. Während jedoch die induzierte Inzidenz ohne bemerkenswerte Effekte auf die Schaufeleigenschaften berücksichtigt oder ignoriert werden kann, ist die Strömungsabweichung, gekennzeichnet durch δ , von kritischer Wichtigkeit für die Turbinenauslegung. Wenn sie ignoriert wird, wird die Turbinenschaufel eine geringere Änderung der Tangentialgeschwindigkeit erzeugen und somit auch weniger Drehmoment und Leistung, als sich durch die Auslegung aufgrund der Geschwindigkeitsdreiecke ergeben hätte. Umgekehrt würde die Annahme einer zu großen Strömungsabweichung eine Turbine ergeben, die praktisch mehr Leistung abgeben würde, als die, für die sie ausgelegt wurde.

Im folgenden wird eine Beziehung angegeben, die zur Berechnung eines Austrittswinkels des Massenstromes gilt, um die Strömungsabweichung δ zu vermeiden (siehe auch [17]). Durch Umformen kann aber der Durchmesser o (der engste Querschnitt des Turbinengitters) der Schaufelaustrittsöffnung berechnet werden (siehe auch Abbildung 4.2).

Abströmwinkel für Turbinen mit Machzahl beim Gitteraustritt bis zu 0,5:

$$\mid \alpha_1 \mid_{0 < M_t < 0.5} = \left[\frac{7}{6} \left(\mid \arccos\left(\frac{o}{t}\right) \mid -10^\circ \right) + 4^\circ\left(\frac{t}{e}\right) \right]$$
(4.9)

4.1.4 Auswahl des Oberflächenkrümmungsradius

Ein gewisses Maß an Oberflächenkrümmung auf der konvexen Schaufeloberfläche (der Saugseite des Profils) stromabwärts der Mündung ist in subsonischen Turbinengittern erwünscht. Wenn nämlich der Massenstrom mit der Schaufeloberfläche verbunden bleiben und nicht von dieser abgelöst sein soll, muß der Massenstrom stromabwärts der Mündung weiter beschleunigen. Diese Beschleunigung begünstigt die Erhaltung der laminaren Grenzschicht, welche niedrigere Verluste und sehr viel niedrigere Wärmeübergangskoeffizienten aufweist.

Für die vorbereitende Auslegung sind Verhältnisse der Schaufelteilung t zum Oberflächenkrümmungsradius bis zu 0,75 erlaubt. Ein Bereich, der günstig geformte Schaufeln ergibt, liegt bei 0.25 < (t/e) < 0.75 (siehe auch [17]).

4.1.5 Schaufelvorder- und Schaufelhinterkanten

Der Radius der Vorderkante der Turbinenschaufel wird oft angegeben als Verhältnis entweder mit der Sehnenlänge s oder der Schaufelteilung t. Typische Werte fallen üblicherweise zwischen 0,05tund 0,10t. Zusätzlich kann die Angabe des Winkels zwischen den Tangenten, die am Übergang von den Oberflächen der Saug- und Druckseite der Schaufel zum Radius der Schaufelvorderkante gebildet werden (ungefähr 20°), helfen, eine annehmbare Schaufel- oder Kanalform zu definieren (zum besseren Verständnis siehe auch Abbildung 4.3).



Abbildung 4.3: Tangentenwinkel an Schaufelvorderkante

Die Hinterkante ist manchmal so angegeben, als hätte sie einen Radius, aber es ist üblicher, eine Dicke der Hinterkante t_{te} , die über die Länge der Stufenaustrittsebene scharf abgeschnitten wird, anzugeben. Typische Werte sind zwischen 0,015s und 0,05s.

4.1.6 Anwendung auf Vorleitreihe

Vorweg kann bemerkt werden, daß die nach [17] ausgelegten geometrischen Daten innerhalb der angegebenen Toleranzbereiche liegen. Lediglich der Radius bzw. Durchmesser der Profilvorderkante wurde abweichend zu [17] gewählt. Die Formeln, die eigentlich für eher stark umlenkende Turbinengitter Gültigkeit haben, können daher auch auf die schwach umlenkenden Vorleitreihen angewendet werden. Die Berechnung der geometrischen Daten erfolgte nur für den mittleren Schnitt durch die Vorleitreihe.

Die Strömungswinkel der Vorleitreihe werden von der Auslegungsrechnung der Verdichter übernommen, wobei für die Vorleitreihe vorausgesetzt werden darf, daß Strömungswinkel und Metallwinkel miteinander übereinstimmen. Diese letztere Annahme gilt aber bei den Winkeln der Zuströmung nur für die nicht verstellte Vorleitreihe, da bei der Verstellung der Vorleitreihe die Anströmrichtung des Fluides zwar gleich bleibt, der Metallwinkel sich aber durch die Verstellung ändert. Es wird angenommen, daß die Strömungs- und Metallwinkel der Abströmung auch bei verstellter Vorleitreihe übereinstimmen, so daß das Auftreten der Strömungsabweichung ausgeschlossen wird. Die in [17] angeführte induzierte Inzidenz wurde bei der gesamten Berechnung nicht berücksichtigt.

Die aerodynamische Belastungszahl ψ_T wird mit den Strömungswinkeln aus der Abbildung 4.4 als Produkt mit dem Verhältnis aus axialer Schaufelbreite *b* und der Teilung *t* abgelesen. Die Schaufelteilung *t* im mittleren Schnitt ergab sich durch den entsprechenden Durchmesser (gemessen an der Schaufelhinterkante) und der Schaufelzahl der Vorleitreihe.

Die aerodynamischen Belastungszahlen der Vorleitreihen sind dabei um einiges niedriger als die oben angegebenen Werte, da es sich hier um ein schwach umlenkendes Gitter handelt.

Für den Profilradius der Vorderkante wird für alle drei Verdichter 4 mm angenommen, für die Dicke der Hinterkante 0,023t. Das Verhältnis von Schaufelteilung zu Oberflächenkrümmungsradius wird mit (t/e) = 0.5 angenommen. Das Verhältnis (o/t) wird mit der Gleichung (4.9) berechnet, da die Machzahl unter 0,5 liegt. Das Verhältnis (o/t) ergibt sich zu etwa 0,86.



Abbildung 4.4: Aerodynamische Belastungszahl in Abhängigkeit der Strömungswinkel [19]

Es muß darauf hingewiesen werden, daß die Auslegung der Vorleitreihe lediglich zu Anschauungszwecken erfolgte. Die Auslegung erfolgte daher auch nur exemplarisch für eine Verdichterkonfiguration. Wichtig für die Kennfeldberechnung ist auch die Tatsache, daß sich die axialen Rechenstationen der Vorleitreihe bei deren Verstellung ändern, und daher in der Eingabedatei entsprechend zu ändern sind. Als Verdrehpunkt wird die Mitte der Sehnenlänge der Vorleitreihe angenommen, die Rechenstationen werden mit dem sich durch die Verdrehung ergebenden Staffelungswinkel festgelegt.

Die Tabelle 4.1 stellt eine Zusammenfassung der wichtigsten geometrischen Daten für alle drei Verdichter dar. Diese Angaben gehen teils auf obengenannten Überlegungen zurück, teils auf die Auslegungsrechnung der Verdichter.

	konstante	konstante	konstantes
	Nabe	Mitte	Gehäuse
γ [°]	10	10	5
$\psi_T[-]$	$0,\!56$	$0,\!42$	$0,\!23$
b/t[-]	1,19	$1,\!19$	$1,\!195$
$\sigma[-]$	1,21	$1,\!21$	$1,\!20$
AR[-]	4,225	$4,\!08$	$3,\!97$
d/t[-]	0,088	0,075	$0,\!064$

Tabelle 4.1: Parameter der Vorleitreihe

Das Verhältnis von Durchmesser der Schaufelvorderkante zu Schaufelteilung d/t wurde aus Gründen der besseren Vergleichbarkeit bei Berechnung der Totaldruckverlustbeiwerte mit einem Profilradius der Vorderkante 4 mm für alle drei Verdichter berechnet.

4.2 Turbinenkennlinie

Um sich nun eine Vorstellung von der Anwendbarkeit eines Verdichterkennfeldes auf einen Gasturbinenprozeß zu verschaffen, ist es notwendig, in das Kennfeld die Turbinenkennlinie einzuzeichnen. An sich wären dazu genaue Daten der Turbine bezüglich ihres Verhaltens im Teillastbereich erforderlich, doch kann man sich auch mit einer Näherung behelfen.

Die Turbinenkennlinie durch den Auslegungspunkt des Verdichters hat eine konstante Turbineneintrittstemperatur. Diese ist erforderlich, um auch im Teillastbereich der Gasturbine hohe Wirkungsgrade zu erreichen. Nach [13] kann die Turbinenkennlinie für Druckverhältnisse zwischen Turbineneintritt und Turbinenaustritt, die größer als 4 sind, durch ihre Asymptote ersetzt werden. Der Massenstrom wird dann dem Anfangsdruck direkt proportional (vergleiche hiezu auch [15]).

Das Durchflußverhalten kann nach [13] nach folgender Formel beschrieben werden:

$$\frac{\dot{m}}{\dot{m}_0} = \frac{\bar{\mu}}{\bar{\mu}_0} \frac{p_A}{p_{A0}} \sqrt{\frac{h_{A0}}{h_A}} \frac{\Phi}{\Phi_0}.$$
(4.10)

Der Index 0 bezeichnet dabei den Auslegungszustand der Turbine. $\bar{\mu}$ stellt eine erweiterte Funktion des Durchsatzbeiwertes μ dar. p_A ist der Druck am Turbineneintritt. Φ ist die relative Durchflußfunktion, die für eine Turbine mit wenigen Stufen ein Aussehen wie in Abbildung 4.5 aufweist.



Abbildung 4.5: Durchflußfunktion einer Turbine mit wenig Stufen

In Abbildung 4.5 ist die Durchflußfunktion Φ links vom Punkt K immer 1. Die heute üblichen Drücke am Turbineneintritt bei einer Gasturbine liegen bei 12 bar und höher. Daher wird das Druckverhältnis zwischen Turbinenaustritt und Turbineneintritt immer unter 0,1 sein. Damit bleibt das Druckverhältnis links vom Punkt K und die Durchflußfunktion erhält den Wert 1. Da aber selbst im Teillastbereich der Druck nur wenig unter den Auslegungsdruck absinkt, bleibt auch hier der Wert der Durchflußfunktion gleich 1. Daher wird auch das Verhältnis Φ/Φ_0 in Gleichung (4.10) gleich 1. Für das Verhältnis der Durchsatzbeiwerte kann man $\bar{\mu}/\bar{\mu}_0 = 1$ setzen, da selbst bei verschiedenen Vorleitreihenstellungen die Nenndrehzahl eingestellt bleibt. Die Gleichung (4.10) kann daher folgendermaßen umgeschrieben werden:

$$\frac{\dot{m}}{\dot{m}_0} = \frac{p_A}{p_{A0}} \sqrt{\frac{c_p T_{A0}}{c_p T_A}},\tag{4.11}$$

wobei die Ausdrücke der Enthalpien h_A bzw. h_{A0} durch die Produkte der spezifischen Wärmekapazitäten mit der den Enthalpien entsprechenden Temperaturen ersetzt werden. Da aber, wie bereits weiter oben erwähnt, für hohe Teillastwirkungsgrade die Turbineneintrittstemperatur konstant bleibt, kann der Ausdruck unter der Wurzel von Gleichung (4.11) gleich 1 gesetzt werden. Es bleibt also

$$\frac{\dot{m}}{\dot{m}_0} = \frac{p_A}{p_{A0}}.$$
(4.12)

Umgeformt wird Gleichung (4.12) zu

$$\frac{p_{A0}}{\dot{m}_0} = \frac{p_A}{\dot{m}}.$$
 (4.13)

Dividiert man Gleichung (4.13) durch den Druck am Turbinenaustritt p_B , so erhält man

$$\frac{p_{A0}/p_B}{\dot{m}_0} = \frac{p_A/p_B}{\dot{m}}.$$
(4.14)

Umgeschrieben ergibt (4.14) endgültig

$$\frac{\Pi_0}{\dot{m}_0} = \frac{\Pi}{\dot{m}}.\tag{4.15}$$

Gleichung (4.15) stellt die endgültige mathematische Beschreibung der Näherung der Turbinenkennlinie dar. Die Berechnung der Werte für Druckverhältnis und Massenstrom erfolgt derart, daß man für den Auslegungspunkt das Verhältnis Π_0/\dot{m}_0 berechnet und dann auf den jeweiligen Verdichterkennlinien die Verhältnisse Π/\dot{m} bestimmt, zwischen denen der Verhältniswert des Auslegungspunktes zu liegen kommt. Die dem Teillastbetriebspunkt entsprechenden Werte für Druckverhältnis und Massenstrom können dann interpoliert werden.

Kapitel 5

Ermittlung des Totaldruckverlustbeiwertes

Für die Berechnung der Kennfelder der drei Verdichterkonfigurationen ist es notwendig, für verschiedene Stellungen der Vorleitreihe den jeweiligen Totaldruckverlustbeiwert zu kennen, weil zufolge der Verstellung der Vorleitreihe in bezug auf das Profil eine Falschanströmung entsteht, die eine Verschlechterung des Strömungswirkungsgrades zur Folge hat. Prinzipiell handelt es sich bei der Vorleitreihe um ein Beschleunigungsgitter, sprich Turbinengitter, weswegen die für Turbinenbeschaufelungen bereits bekannten Verlustkorrelationen angewandt werden dürfen.

5.1 Vorbemerkungen zur Berechnung

In dieser Arbeit wird bei der Bestimmung des Totaldruckverlustbeiwertes bei Verstellung der Vorleitreihe ausschließlich die Änderung des Profilverlustes berechnet. Verlustanteile wie Sekundärverluste, Randverluste und Spaltverluste werden bei Verstellung der Vorleitreihe als konstant angenommen, da ihre Änderungen und damit ihre Auswirkungen auf den Totaldruckverlustbeiwert in diesem Fall sehr gering sind. Zumindest für die Ausgangsstellung der Vorleitreihe werden aber die Verlustanteile, wie Sekundärverluste, Spaltverluste und Randverluste miteingerechnet, indem der Profilverlustbeiwert erhöht wird und der sich ergebende Wert als Totaldruckverlustbeiwert der Grundstellung Y_{ges} angegeben wird.

Der Profilverlustbeiwert muß nicht nur für die Grundstellung berechnet werden, sondern für die einzelnen Einstellungen der Abströmrichtungen aus der Vorleitreihe, da diese, wie bereits oben erwähnt, zu einer Falschanströmung (Inzidenz) führen. Dazu sei der wesentliche Unterschied zwischen einer Vorleitreihe und einem Turbinengitter angeführt: Bei einer verstellbaren Vorleitreihe ändert sich der Staffelungswinkel der Schaufeln, aber nicht die Anströmrichtung, wogegen bei einem konventionellen Turbinengitter sich die Anströmrichtung ändert, der Staffelungswinkel aber nicht.

Die Berechnung der Profilverlustbeiwerte erfolgt nach [9] und [12], wobei diese Methoden der Verlustberechnung auf älteren, ständig weiterentwickelten Verlustkorrelationen aufbauen. Die Profilverlustbeiwerte werden jeweils für die Mittelschnitte der jeweiligen Vorleitreihen berechnet und dann als konstant über der Schaufelhöhe angenommen. Die Totaldruckverlustbeiwerte für die Ausgangsstellung werden mit den Änderungen der Totaldruckverlustbeiwerte der Vorleitreihen bei verschiedenen Betriebspunkten (und damit verschiedenen Vorleitreihenstellungen) addiert und an den entsprechenden Positionen in der Eingabedatei des Berechnungsprogrammes eingegeben.

Die Winkelzählrichtungen gelten nach [12] und sind anders vorzeichenbehaftet als nach [17], weshalb zur besseren Veranschaulichung in Abbildung 5.1 noch einmal eine Turbinenschaufel mit den einzelnen Winkeln dargestellt ist.



Abbildung 5.1: Terminologie der Turbinenschaufelinzidenz

Im Gegensatz zu der in [17] gemachten Konvention sind die Winkel in Abbildung 5.1 in ihren eingezeichneten Pfeilrichtungen positiv zu zählen, in der anderen Richtung entsprechend negativ.

5.2 Profilverlust

5.2.1 Profilverlust im Auslegungspunkt

Um den Profilverlust bei verschiedenen Betriebspunkten, die die Änderungen der Strömungswinkel der Zu- und Abströmung betreffen, berechnen zu können, muß dieser zuerst im Auslegungspunkt erhalten werden.

$$Y_{p(i=0)} = \left(Y_{p(\alpha_{0m}=0)} + \left|\frac{\alpha_{0m}}{\alpha_1}\right| \left(\frac{\alpha_{0m}}{\alpha_1}\right) \left[Y_{p(\alpha_{0m}=\alpha_1)} - Y_{p(\alpha_{0m}=0)}\right]\right) \left(\frac{t_{max}/s}{0,2}\right)^{\frac{\alpha_{0m}}{\alpha_1}}$$
(5.1)

Die Koeffizienten $Y_{p(\alpha_{0m}=0)}$ und $Y_{p(\alpha_{0m}=\alpha_1)}$ sind die Profilverlustkoeffizienten von Düsen und Gleichdruckschaufeln und können aus den Abbildungen 5.2 und 5.3 nach [9] abgelesen werden, wobei die Winkelbezeichnungen gegenüber [9] den Gegebenheiten dieser Arbeit angepaßt sind.

Die vorhergehende Gleichung (5.1) ist gültig für Schaufelprofile, deren Verhältnis von Hinterkantendicke zu Schaufelteilung bei 0,02, die Reynolds-Zahl bei 2×10^5 und deren Mach-Zahl der Anströmung weniger als 0,6 beträgt. Korrekturen der Profilverlustkoeffizienten finden sich für andere als die oben angegebenen Parameter in [9].

Es wird aber eine Korrektur des Profilverlustbeiwertes $Y_{p(i=0)}$ für Machzahlen M_0 und M_1 der Ausgangsstellung der Vorleitreihe vorgenommen. Dies erfolgt nach [9] deswegen, da die Profilverlustbeiwerte nach den Abbildungen 5.2 und 5.3 bei Messungen an Schaufelgittern mit niedriger



Abbildung 5.2: Profilverlustbeiwert für $\alpha_{0m} = 0, t_{max}/s = 0,2$ [9]



Abbildung 5.3: Profilverlustbeiwert für $\alpha_{0m} = \alpha_1, t_{max}/s = 0,2$ [9]

Unterschallgeschwindigkeit erhalten wurden. Daher ist für höhere Unterschallgeschwindigkeiten eine Korrektur nach Gleichung 5.2 vorzunehmen:

$$Y_p = 0,6093Y_{p(i=0)}K_p.$$
(5.2)

Dabei gilt für

$$K_p = 1 - K_1(1 - K_0),$$

und für

 $K_0 = 1$

bei $0, 0 < M_1 < 0, 2$

 $K_0 = 1 - 1, 25(M_1 - 0, 2)$

bei
$$0, 2 < M_1 < 1, 0$$

und weiters

$$K_1 = \left(\frac{M_0}{M_1}\right)^2.$$

5.2.2 Profilverlust zufolge Inzidenz

Gleichung (5.1) gilt für i = 0, was bedeutet, daß der Anströmwinkel gleich dem Metallwinkel bei Auslegungsbedingungen ist, was in weiterer Folge bedeutet, daß diese Verluste die minimalen Profilverluste darstellen.

Die Gleichung für den Totaldruckverlustbeiwert lautet

$$Y = \frac{p_{0t} - p_{1t}}{p_{1t} - p_1},\tag{5.3}$$

die noch folgendermaßen weiter umgewandelt werden kann:

$$Y = \frac{\frac{p_{0t}}{p_{1t}} - 1}{1 - \frac{p_1}{p_{1t}}}.$$
(5.4)

Der Ausdruck p_1/p_{1t} läßt sich unter Verwendung des Energiesatzes und der Isentropenbeziehung folgendermaßen anschreiben:

$$\frac{p_1}{p_{1t}} = \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2}M_1^2\right)^{\frac{-\kappa}{\kappa - 1}}.$$
(5.5)

Der Ausdruck für p_{0t}/p_{1t} wird auf folgende Weise hergeleitet:



Abbildung 5.4: Totaldrücke p_{0t} und p_{1t} im h/s-Diagramm

Aus Abbildung 5.4 läßt sich folgender Zusammenhang ablesen:

$$\frac{c_{1s}^2 - c_1^2}{2} = c_p (T_{0t} - T_{1s}) - c_p (T_{1t} - T_1) = \Delta h_V.$$
(5.6)

Zusätzlich werde noch der Strömungswirkungsgrad eingeführt:

$$\eta_{ST} = \frac{c_1^2}{c_{1s}^2}$$

Für die Enthalpieänderung Δh_V gilt unter Verwendung des Strömungswirkungsgrades η_{ST} aber auch

$$\Delta h_V = \left((h_0 - h_{1s}) + \frac{c_0^2}{2} \right) (1 - \eta_{ST}), \qquad (5.7)$$

sodaß beide Formeln gleichgesetzt werden können. Es entsteht dann

$$c_p(T_{0t} - T_{1s}) - c_p(T_{1t} - T_1) = \left((h_0 - h_{1s}) + \frac{c_0^2}{2} \right) (1 - \eta_{ST}),$$
(5.8)

und weiter

$$c_p(T_{0t} - T_{1t}) + c_p(T_1 - T_{1s}) = \left((h_0 - h_{1s}) + \frac{c_0^2}{2} \right) (1 - \eta_{ST}).$$
(5.9)

Dabei können jetzt folgende Umstellungen vorgenommen werden. Die Totaltemperaturen T_{0t} und T_{1t} sind gleich groß und für die rechte Seite der Gleichung (5.9) gilt:

$$\frac{c_{1s}^2}{2} = \left((h_0 - h_{1s}) + \frac{c_0^2}{2} \right) = \frac{c_1^2}{2\eta_{ST}}$$
(5.10)

Somit wird aus Gleichung (5.9):

$$c_p T_1 \left(1 - \left(\frac{T_{1s}}{T_1} \right) \right) = \frac{c_1^2}{2} \frac{1 - \eta_{ST}}{\eta_{ST}},$$
 (5.11)

und durch Umformen entsteht

$$\frac{\kappa}{\kappa-1}p_1v_1\left(1-\left(\frac{T_{1s}}{T_1}\right)\right) = \frac{c_1^2}{2}\left(\frac{1}{\eta_{ST}}-1\right).$$
(5.12)

Wieder wird die Isentropenbeziehung angewendet

$$\frac{T_{1s}}{T_1} = \left(\frac{p_{1t}}{p_{0t}}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \tag{5.13}$$

und wie oben die Schallgeschwindigkeit eingesetzt, wodurch Gleichung (5.13) folgende Gestalt annimmt

$$\frac{1}{\kappa - 1} a_1^2 \left(1 - \left(\frac{p_{1t}}{p_{0t}}\right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right) = \frac{c_1^2}{2} \left(\frac{1}{\eta_{ST}} - 1\right).$$
(5.14)

Durch Einführung der Machzahl und weiterer Umformung ergibt sich

4

$$\left(\frac{p_{1t}}{p_{0t}}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 1 - \frac{\kappa-1}{2}M_1^2 \left(\frac{1}{\eta_{ST}} - 1\right).$$
(5.15)

Fertig umgeformt entsteht

$$\frac{p_{0t}}{p_{1t}} = \left(1 - \frac{\kappa - 1}{2}M_1^2 \left(\frac{1}{\eta_{ST}} - 1\right)\right)^{\frac{-\kappa}{\kappa - 1}}.$$
(5.16)

Somit läßt sich Gleichung (5.3) auf folgende Form bringen

$$Y = \frac{p_{0t}/p_{1t} - 1}{1 - p_1/p_{1t}} = \frac{\left(1 - \frac{\kappa - 1}{2}M_1^2\left(\frac{1}{\eta_{ST}} - 1\right)\right)^{\frac{-\kappa}{\kappa - 1}} - 1}{1 - \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2}M_1^2\right)^{\frac{-\kappa}{\kappa - 1}}}.$$
(5.17)

Der Strömungswirkungsgrad η_{ST} in der Gleichung (5.17) wurde in dieser Arbeit auf die nachfolgend angegebene Art bestimmt:

$$\eta_{ST} = 1 - Y_p - \Delta Y, \tag{5.18}$$

worin Y_p der bereits weiter oben erwähnte, korrigierte Profilverlustbeiwert in Ausgangsstellung der Vorleitreihe ist und der Ausdruck ΔY die Änderung des Profilverlustbeiwertes bei verschiedenen Anströmrichtungen bzw. bei einer verstellbaren Vorleitreihe bei verschiedenen Schaufelstellungen darstellt. Die Berechnung von ΔY wird nachfolgend angegeben.

Es wurde festgestellt, daß die Geometrie der Vorderkante, definiert als Verhältnis des Durchmessers der Vorderkante zur Schaufelteilung, die Inzidenzcharakteristiken der Turbinenschaufeln beeinflußt. Der Strömungsabriß an einer Schaufel wird verursacht durch Grenzschichtablösungen, die von Spitzen in der Geschwindigkeitsverteilung im Bereich der Vorderkante resultieren. Die Entstehung dieser Spitzen ist neben anderen Faktoren abhängig von der Geometrie der Vorderkante. Es wurde daher eine Beziehung hergeleitet, um den richtigen erwarteten Trend und eine gute Übereinstimmung mit den experimentellen Daten zu geben (siehe hiezu auch [12]).

Der Wert ΔY wird nach folgenden Formeln berechnet

$$\Delta Y = 0,778 \times 10^{-5} \chi \prime + 0,56 \times 10^{-7} \chi \prime^2 + 0,4 \times 10^{-10} \chi \prime^3 + 2,054 \times 10^{-19} \chi \prime^6$$
(5.19)

für
$$800 > \chi' > 0$$

$$\Delta Y = -5,1734 \times 10^{-6} \chi + 7,6902 \times 10^{-9} \chi^{2}$$
(5.20)

für
$$0 > \chi' > -800$$

Für χ gilt folgende Formel

$$\chi' = \left(\frac{d}{t}\right)^{-1.6} \left(\frac{\cos\alpha_{0m}}{\cos\alpha_{1m}}\right)^{-2} \left(\alpha_0 - \alpha_{0(des)}\right)$$
(5.21)

Die Effekte der Kompressibilität, der Reynolds-Zahl und des Turbulenzgrades wurden vernachlässigt, als diese neue Berechnungsmethode entwickelt wurde.

5.3 Werte für Anwendung auf Vorleitreihe

In der Tabelle 5.1 sind die Werte der jeweiligen Strömungs- und Metallwinkel sowie die Staffelungswinkel für verschiedene Vorleitreiheneinstellungen der drei Verdichterkonfigurationen eingetragen. Die Strömungs- und Metallwinkel der Abströmung α_1 und α_{1m} stimmen überein und ihre größten Werte sind durch die Möglichkeit des Errechnens von konvergierenden Lösungen für Betriebspunkte durch das verwendete Berechnungsprogramm vorgegeben (siehe auch Kapitel 6.2). Der Strömungswinkel der Zuströmung α_0 bleibt konstant bei 0°, während sich der Metallwinkel α_{0m} der Zuströmung sich entsprechend der Verstellung der Vorleitreihe ändert. Der Staffelungswinkel γ wird für die Ausgangsstellung kleiner als der Abströmwinkel gewählt und ändert sich mit der Vorleitreihenverstellung. Zusätzlich sind noch die Totaldruckverlustbeiwerte Y zufolge der Inzidenz der Vorleitreihe bei Verstellung nach Gleichung 5.17 angegeben. Die gesamten Totaldruckverlustbeiwerte Y_{ges} ergeben sich durch Addition des Verlustbeiwertes bei Ausgangsstellung (die Totaldruckverlustbeiwerte zufolge Inzidenz betragen dann Y = 0) und der Verlustbeiwerte bei Verstellung der Vorleitreihe.

	ŀ	konstar	nte Nab	е	konstante Mitte			konst.Gehäuse			
$\alpha_1[^\circ]$	11	21	31	36	5	15	25	30	3	8	18
$\alpha_0[^\circ]$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
$\alpha_{1m}[\circ]$	11	21	31	36	5	15	25	30	3	8	18
$\alpha_{0m}[^{\circ}]$	+10	0	- 10	-15	+10	0	- 10	-15	+5	0	-10
$\alpha_{0des}[^{\circ}]$	+10	0	- 10	-15	+10	0	- 10	-15	+5	0	-10
$\gamma[^{\circ}]$	0	10	20	25	0	10	20	25	0	5	15
Y[-]	0,013	0	0,025	$0,\!043$	0,017	0	$0,\!046$	$0,\!13$	0,014	0	$0,\!131$
$Y_{ges}[-]$	0,064	$0,\!05$	0,076	0,094	$0,\!064$	0,046	$0,\!092$	$0,\!176$	$0,\!055$	0,041	$0,\!176$

Tabelle 5.1: Winkel und Verlustbeiwerte der Vorleitreihen

Kapitel 6

Ergebnisse der Berechnung

Zunächst wird ein Überblick über die Eigenschaften und die Geometrien der zu untersuchenden Verdichter gegeben. Darauffolgend sind als Ergebnisse der Berechnung die Kennfelder der drei Verdichter angegeben. Dann werden die Verdichtergeometrien auf eine eventuelle Bildung von Nabentotwasser bei Verstellung der Vorleitreihe hin untersucht. Ebenfalls erfolgen Vergleiche der Verdichter bezüglich Massenstrom und Wirkungsgrad bei Vorleitreihenverstellung. Der Verlauf von Größen wie der Arbeitszahl oder des Diffusionsfaktors entlang der Meridiangeometrie wird für verschiedene Winkelstellungen der Vorleitreihe angegeben.

6.1 Parameter und Geometrien der Verdichter

Die in den Diplomarbeiten nach [5] und [18] ausgelegten drei Verdichter unterscheiden sich durch ihre Geometrie (konstanter Nabenradius, konstanter mittlerer Radius und konstanter Gehäuseradius). Für alle drei galten bei der Auslegung dieselben Ausgangswerte (siehe Tabelle 6.1).

Verdichtereintritt:	
Temperatur T_0	$288,15 { m K}$
Druck p_0	98680 Pa
Drehzahl n	$60 \ 1/s$
Massenstrom \dot{m}	312 kg/s
Totaldruckverhältnis Π_t	$12,\!99$

Tabelle 6.1:	Ausgangswerte	für	die	Auslegung

Nach der Auslegung im Betriebspunkt durch Fux in seiner Diplomarbeit ("Design case") erfolgte durch Wingelhofer die Berechnung für verschiedene Betriebspunkte ("Analysis case"), wobei folgende Unterschiede auftraten.

Der Massenstrom $\dot{m} = 312 \text{ kg/s}$ wurde bei allen drei Verdichtern in sehr guter Näherung erreicht, weil beim Verdichter mit konstantem Nabenradius die Profilwölbung des mittleren Schnitts der ersten Laufreihe und beim Verdichter mit konstantem mittleren Radius die des Nabenschnitts der ersten Laufreihe gegenüber den entsprechenden Verdichtern in [5] erhöht wurde. Der Verdichter mit konstantem Gehäuseradius blieb unverändert. Die Wirkungsgrade aller drei Verdichter weisen ein niedrigeres Niveau auf, als dies bei der Auslegung in [5] der Fall ist. Grund dafür ist, daß in [5] die Reibungsverluste in den Seitenwandgrenzschichten nicht berücksichtigt wurden.

Der Verdichter mit konstantem Nabenradius weist im Auslegungspunkt den höchsten Wirkungsgrad aller drei Verdichter auf, gefolgt von dem mit konstantem mittleren Radius.

In der Tabelle 6.2 sind die wichtigsten Parameter zusammengefaßt und einander gegenübergestellt.

Geometrie	konstanter	konstanter mittlerer	konstanter
	Nabenradius	Radius	Gehäuseradius
Totaldruckverhältnis [-]	$13,\!0890$	$12,\!9061$	$13,\!0792$
Massenstrom [kg/s]	$310,\!8392$	310,7083	$313,\!6132$
polytroper Wirkungsgrad η_p	0,8905	$0,\!8793$	$0,\!8702$
isentroper Wirkungsgrad η_s	$0,\!8474$	$0,\!8323$	$0,\!8194$
Austrittstemperatur (total) [K]	$648,\!08$	$651,\!70$	$659,\!82$
Austrittsdruck (total) [MPa]	$12,\!9188$	$12,\!7383$	$12,\!9092$
relative Anströmmachzahl	1,0220	1,0160	1,0243

Tabelle 6.2: Parameter der Verdichter im Auslegungspunkt [18]



Abbildung 6.1: Geometrie des Meridianschnittes mit konstantem Nabenradius



Abbildung 6.2: Geometrie des Meridianschnittes mit konstantem mittleren Radius



Abbildung 6.3: Geometrie des Meridianschnitte mit konstantem Gehäuseradius

Die Abbildungen 6.1 bis 6.3 zeigen die Geometrien der Meridianschnitte der drei Verdichter, von oben beginnend mit dem Verdichter mit konstantem Nabenradius, dem Verdichter mit konstantem mittleren Radius und zuletzt der Verdichter mit konstantem Gehäuseradius.

In der Abbildung 6.4 sind die isentropen Stufenwirkungsgrade aller drei Verdichter eingezeichnet. Es läßt sich die Tendenz ersehen, daß die Wirkungsgrade mit steigender Stufenzahl abnehmen. Dies liegt daran, daß mit kürzer werdenden Schaufeln die Sekundärverluste und die Auswirkung der Randverluste immer mehr zunehmen.



Abbildung 6.4: Isentrope Stufenwirkungsgrade der drei Verdichter

Dabei hat der Verdichter mit dem konstanten Gehäuseradius das niedrigste Niveau bei den isentropen Stufenwirkungsgraden, woraus sich auch der niedrigste isentrope Gesamtwirkungsgrad aller drei Verdichter erklären läßt.

6.2 Kennfelder

Die mit dem Programm Hearsey 75 berechneten Kennfelder der drei Verdichterkonfigurationen sind im folgenden angegeben. Dabei stehen die einzelnen Kennlinien für eine bestimmte Stellung der Vorleitreihe und damit für einen entsprechenden Abströmwinkel derselben. Um eine Kennlinie berechnen zu können, muß in der Eingabedatei des Berechnungsprogrammes nicht nur der entsprechende Abströmwinkel der Vorleitreihe eingegeben werden, es muß auch der Totaldruckverlustbeiwert, der sich durch die geänderte Anströmung des Profiles ergibt, nach dem im Kapitel 5 angegebenen Weg berechnet und in der Eingabedatei geändert werden. Die Verbindung der einzelnen berechneten Betriebspunkte ergibt die Kennlinie.

Des weiteren sind in den Kennfeldern die Turbinenkennlinie (siehe Kapitel 4.2) und die Pumpgrenze nach dem Kriterium Diffusionsfaktor D = 0.6 (zur genauen Definition des Diffusionsfaktors siehe weiter unten) eingezeichnet. Die unteren Grenzen der Kennlinien ergeben sich daraus, daß die Beschaufelung der Verdichter bei Massenströmen, die einer Machzahl M = 1entsprechen, "verstopft" ist. Bei dem verwendeten Programm ist dann eine Berechnung eines Betriebspunktes mit einer konvergierenden Lösung nicht mehr möglich.

Die Bereiche der Abströmwinkel der Vorleitreihen zur Berechnung der Kennlinien ergaben sich bei Vergrößerung der Abströmwinkel dadurch, daß der jeweils größte Winkel eines Kennfeldes, derjenige war, der bei Einsetzen in das Berechnungsprogramm noch eine konvergierende Lösung bei der Errechnung eines Betriebspunktes ergab. Die äußerst rechte Kennlinie in jedem Kennfeld entstand durch Verkleinerung des Abströmwinkels der Vorleitreihe.

Im übrigen fällt auf, daß die Kennlinien aller drei Verdichter mit größer werdendem Abströmwinkel kürzer werden, vor allem sinkt die Pumpgrenze bezüglich des Turbinenbetriebspunktes (siehe auch unten bei "Pumpgrenzenabstand"). Die Kennlinien werden mit größer werdendem Abströmwinkel auch steiler.

Es sei Abbildung 6.5 noch einmal den berechneten Kennfeldern zum direkten Vergleich gegenübergestellt.



Abbildung 6.5: λ, φ -Charakteristiken einer Verdichterstufe mit verschiedenen Abströmwinkeln der Vorleitreihe

Obwohl Abbildung 6.5 nur für eine Verdichterstufe mit einer verstellbaren Vorleitreihe gültig ist, kann bereits hier die Abnahme von Massenstrom (Lieferzahl) und Totaldruckverhältnis (Arbeitszahl) sowie die zunehmende Steilheit der Kennlinien bei zunehmendem Abströmwinkel α_1 der Vorleitreihe ersehen werden.



6.2.1 Verdichter mit konstantem Nabenradius

Abbildung 6.6: Verdichter mit konstantem Nabenradius: Isentroper Wirkungsgrad



Abbildung 6.7: Verdichter mit konstantem Nabenradius: Totaldruckverhältnis



6.2.2 Verdichter mit konstantem mittleren Radius

Abbildung 6.8: Verdichter mit konstantem mittleren Radius: Isentroper Wirkungsgrad



Abbildung 6.9: Verdichter mit konstantem mittleren Radius: Totaldruckverhältnis



6.2.3 Verdichter mit konstantem Gehäuseradius

Abbildung 6.10: Verdichter mit konstantem Gehäuseradius: Isentroper Wirkungsgrad



Abbildung 6.11: Verdichter mit konstantem Gehäuseradius: Totaldruckverhältnis

6.3 Nabentotwasser

Wie bereits in Kapitel 3.1 ausgeführt, soll Nabentotwasser in einer Strömungsmaschine vermieden werden, da es zu Wirbelbildung führen kann und damit Energieverluste hervorruft.

In der vorliegenden Arbeit war daher zu untersuchen, ob bei Verstellung der Vorleitreihe sich eine derartige Kombination ergeben könnte, daß Nabentotwasser auftritt. Die Überlegungen wurden dabei nur für Schaufeln mit gerader Hinterkante vorgenommen, da die Schaufeln einer Vorleitreihe eines Verdichters im wesentlichen gerade sind.

Zunächst sei der Zustand des minimalen Radienverhältnisses bei Leitradaustritt untersucht.



Abbildung 6.12: Minimales Radienverhältnis bei Leitradaustritt

In Abbildung 6.12 ist auf der Ordinate das minimale Radienverhältnis aufgetragen, das in diesem Fall dem Verhältnis von Nabenradius zu Gehäuseradius am Austritt aus der Vorleitreihe für die drei Verdichter entspricht. Diese Verhältnisse sind im Diagramm durch Linien dargestellt, wobei die Linienlänge dem Verstellbereich der Vorleitreihe des jeweiligen Verdichters entspricht. Der auf der Abszisse aufgetragene Abströmwinkel wird von der Achsrichtung weg gezählt.

Die in Abbildung 6.12 eingezeichnete Kurve gibt an, ob Nabentotwasser bei Austritt der Strömung aus dem Leitrad auftritt oder nicht (siehe hiezu auch Kapitel 3.1). Alle drei Verdichter liegen mit ihren Verstellbereichen und Radienverhältnissen links und oberhalb dieser Kurve, es besteht daher nicht die Gefahr von Nabentotwasser in dieser Form. Lediglich der Verdichter mit konstantem Gehäusedurchmesser könnte bei sehr großem Abströmwinkel rechts dieser Kurve in das Gebiet des Nabentotwassers kommen. Die beiden anderen Verdichter bleiben selbst bei großem Abströmwinkel oberhalb der Kurve und damit außerhalb des Nabentotwassergebietes. Etwas anders verhält es sich bei der Möglichkeit der Bildung von Nabentotwasser im schaufellosen Raum hinter dem Leitrad. Wie in den Abbildungen 6.1 bis 6.3 ersichtlich, liegt zwischen der Hinterkante der Vorleitreihe und der Vorderkante der ersten Laufreihe bei allen drei Verdichtern eine größere Distanz, die daraufhin zu untersuchen ist, ob in ihr Nabentotwasser auftreten kann.



Abbildung 6.13: Kritisches Radienverhältnis für schaufellosen Raum hinter dem Leitrad

Das in Abbildung 6.13 auf der Abszisse aufgetragene kritische Radienverhältnis entspricht dem Radienverhältnis in Abbildung 6.12, und daher sind auch dieselben Radienverhältnisse der drei Verdichter mit ihren jeweiligen Verstellbereichen eingetragen. Auch in diesem Fall ergibt sich, daß die Verstellbereiche aller drei Verdichter links von der Kurve positioniert sind und deswegen kein Nabentotwasser im schaufellosen Raum hinter der Vorleitreihe auftritt. Zwar könnte in diesem Fall bereits ein größerer Abströmwinkel zu einer Totwasserbildung führen, doch sind die eingezeichneten Verstellbereiche diejenigen, die bei der Kennfeldberechnung noch konvergierende Lösungen bei der Betriebspunkterrechnung ergaben.

6.4 Wirkung des Abströmwinkels der Vorleitreihe

Die Wirkung des Abströmwinkels der Vorleitreihe soll nun für den Totaldruckverlustbeiwert und den Massenstrom untersucht werden.

6.4.1 Zusammenhang Totaldruckverlustbeiwert und Abströmwinkel

In Abbildung 6.14 sind für die zu untersuchenden Verdichter mit konstantem Nabenradius, konstantem mittleren Radius und konstantem Gehäuseradius die Linien für den Zusammenhang zwischen Abströmwinkel der Vorleitreihe und dem berechneten Totaldruckverlustbeiwert aufgetragen.



Abbildung 6.14: Totaldruckverlustbeiwert in Abhängigkeit vom Abströmwinkel

Die dargestellten Linien haben ihre tiefsten Punkte beim Auslegungspunkt des jeweiligen Verdichters. Dieser Druckverlustbeiwert der Grundstellung der Vorleitreihe ist der erhöhte Profilverlustbeiwert der Schaufel in der Ausgangsstellung. Die zufolge der Inzidenz hervorgerufene Steigerung der Totaldruckverlustbeiwerte wurde nach dem in Kapitel 5 dargestellten Verfahren für den Profilverlust durchgeführt (siehe auch Kapitel 5.1).

Die Punkte links vom Auslegungspunkt bei allen drei Linien ergeben sich durch eine Verkleinerung des Abströmwinkels, wodurch ein Rückenstoß entsteht, der aber längst nicht so eine hohe Steigerung des Totaldruckverlustbeiwertes zur Folge hat wie ein Bauchstoß. Dieser tritt auf, wenn der Abströmwinkel über die Grundstellung der Vorleitreihe hinaus vergrößert wird (Linien rechts vom Auslegungspunkt in Abbildung 6.14). Zum besseren Verständnis siehe auch Abbildung 6.15.

Bei Vergleich der drei Linien fällt auf, daß die Linie für den Verdichter mit dem konstanten Nabenradius den flachsten Verlauf aufweist, die Linie für den Verdichter mit dem konstanten Gehäuseradius den steilsten. Die Linie für den Verdichter mit dem konstanten mittleren Radius liegt dazwischen. Die unterschiedliche Steilheit der Linien läßt sich durch deren Berechnung erklären.

Wie die Berechnung gezeigt hat, unterscheiden sich die Abströmmachzahlen M_1 nicht sonderlich voneinander. Sie liegen im Bereich von $M_1 = 0,41-0,46$. Somit fällt in Gleichung 5.17 die Abströmmachzahl nicht sonderlich ins Gewicht. Bis auf den Strömungswirkungsgrad η_{ST} sind alle anderen vorkommenden Werte konstant. Daher muß die Berechnung des Strömungswirkungs-



Abbildung 6.15: Rückenstoß - Ausgangsstellung - Bauchstoß

grades nach [12] näher betrachtet werden. Nach Kapitel 5.2 ist die Berechnung von η_{ST} vor allem vom Wert χ' abhängig, daher sei noch einmal Gleichung 5.28 in Erinnerung gerufen:

$$\chi' = \left(\frac{d}{t}\right)^{-1,6} \left(\frac{\cos\alpha_{0m}}{\cos\alpha_{1m}}\right)^{-2} \left(\alpha_0 - \alpha_{0(des)}\right).$$

Darin sind die Winkel α_{0m} und α_{1m} die Metallwinkel der Vorleitreihe und α_0 der Anströmwinkel bzw. $\alpha_{0(des)}$ der Anströmwinkel, der sich durch die Vorleitreihenverstellung in bezug auf das Schaufelprofil ergibt (siehe hierzu auch Abbildung 6.15).

Der Term d/t ist das Verhältnis des Durchmessers der Profilnase zur Teilung der Beschaufelung. Dieses Verhältnis charakterisiert die Geometrie der Schaufelvorderkante. Je größer dieses Verhältnis ist, umso unempfindlicher reagiert das Schaufelprofil auf eine Falschanströmung. In dieser Arbeit ist der Durchmesser der Schaufelvorderkante d für alle drei Verdichter mit 8 mm gleich. Mit Hilfe von Tabelle 4.1 in Kapitel 4.1.6 kann man erkennen, daß der Verdichter mit dem konstanten Nabenradius mit dem größten Verhältnis d/t aller drei Verdichter unempfindlicher auf Falschanströmung reagiert.

Betrachtet man nun in obiger Gleichung den Term $(\cos \alpha_{0m}/\cos \alpha_{1m})^{-2}$, dann charakterisiert dieser die "mittlere Beschleunigung" des Turbinengitters. Dabei haben Gitter mit stärkerer Beschleunigung, also mit größerer Umlenkung, eine geringere Empfindlichkeit gegenüber einer Falschanströmung. Deshalb sind die einzelnen Vorleitreihen unterschiedlich empfindlich gegenüber einer eventuellen Falschanströmung.

Der Verdichter mit dem konstanten Nabenradius weist die größte Umlenkung der Vorleitreihe auf und hat daher bei inzidenzbehafteter Anströmung die niedrigsten Totaldruckverlustbeiwerte. Der Verdichter mit dem konstanten Gehäuseradius hat die geringste Umlenkung der Vorleitreihe und entsprechend den steileren Verlauf der Totaldruckverlustbeiwerte bei Verstellung der Vorleitreihe.

6.4.2 Zusammenhang zwischen Massenstrom und Abströmwinkel

Im Gegensatz zum vorhergehenden Unterkapitel kann in diesem Fall keine einfache formelmäßige Erklärung für den Verlauf der Linien in Abbildung 6.16 gegeben werden.

Wie aus dem Diagramm unmittelbar ersichtlich, weist der Verdichter mit dem konstanten Nabenradius im Gegensatz zu den beiden anderen Verdichtern bei gleichem Abströmwinkel einen höheren Massenstrom auf.

An dieser Stelle sei auch erwähnt, daß die Grenze der Vergrößerung des Abströmwinkels jeweils durch das Berechnungsprogramm gegeben war. Der Abströmwinkel wurde solange vergrößert, wie das Programm konvergierende Lösungen bei der Betriebspunktberechnung ergab. Bei den Verdichtern mit dem konstanten Nabenradius und dem konstanten mittleren Radius können dadurch Abströmwinkel erreicht werden, die um 15° größer als der Abströmwinkel der Grundeinstellung sind. Bei dem Verdichter mit dem konstanten Gehäuseradius kann nur ein um 10° größerer Abströmwinkel erreicht werden, da es noch zusätzlich eine Bedingung für den Wert χ' gibt und diese bei 15° nicht mehr erfüllt wäre.

Die Grenze bei der Verkleinerung des Abströmwinkels wurde willkürlich angenommen, doch gilt natürlich auch hier, daß die entsprechende Bedingung für χ' erfüllt sein muß.



Abbildung 6.16: Massenstrom in Abhängigkeit vom Abströmwinkel

Nach Abbildung 6.16 ist der Massenstrom \dot{m} in etwa linear vom Abströmwinkel α_1 abhängig. Die in der Abbildung 6.16 eingetragenen minimalen Massenströme haben sich durch die Möglichkeit der Errechnung einer konvergierenden Lösung durch das verwendete Berechnungsprogramm ergeben. In der Realität sind durch Vorleitreihenverstellung geringere Massenströme bzw. Massenstromverhältnisse erreichbar (siehe auch Kapitel 7). Dies gilt für alle nachfolgenden Diagramme, in denen Massenströme bzw. Massenstromverhältnisse eingetragen sind.

6.5 Wirkungsgrad und Pumpgrenzenabstand

Die Wirkungsgrade der einzelnen Verdichterkonfigurationen werden als Funktion der erzielten Massenströme bei den jeweiligen Vorleitreihenstellungen dargestellt, um einen direkten Vergleich des Wirkungsgradverhaltens bei Teillast zu erhalten.

Die in Abbildung 6.17 aufgetragenen Größen Wirkungsgrad und Massenstrom sind dabei auf ihre Werte im Auslegungspunkt normiert. Wie das Diagramm zeigt, liegt der Wirkungsgrad des Verdichters mit dem konstanten Nabenradius im Teillastbereich am höchsten, gefolgt vom Verdichter mit dem konstanten mittleren Radius. Der Verdichter mit dem konstanten Gehäuseradius hat im Teillastbereich die niedrigsten Wirkungsgrade.

Etwas anders liegt der Fall beim Pumpgrenzenabstand. Die Pumpgrenze der einzelnen Verdichter wurde in dieser Arbeit mit Hilfe des Diffusionsfaktors bestimmt. Der Diffusionsfaktor stellt ein



Abbildung 6.17: Wirkungsgrad in Abhängigkeit vom Massenstrom

Maß für die Verzögerung von der maximalen Geschwindigkeit auf der Saugseite des Profils auf die Austrittsgeschwindigkeit dar und ist wie folgt definiert:

$$D = \left(1 - \frac{w_2}{w_1}\right) + \frac{\Delta w_u}{2\sigma w_1} \tag{6.1}$$

Für inkompressible Strömung im Gitter kann dieser Zusammenhang auch durch die Strömungswinkel β_1 und β_2 ausgedrückt werden und lautet dann:

$$D = \left(1 - \frac{\cos\beta_1}{\cos\beta_2}\right) + \frac{\cos\beta_1}{2\sigma} (\tan\beta_1 - \tan\beta_2) \tag{6.2}$$

Oft wird die Pumpgrenze dort angesetzt, wo der Diffusionsfaktor einen Wert von 0,6 erreicht (siehe auch [18]). Die Lage der Pumpgrenze wird zwischen den zwei benachbarten Betriebspunkten angenommen, deren einer den Grenzwert des Diffusionsfaktors überschreitet, der andere jedoch nicht. Das Totaldruckverhältnis und der Massenstrom im Betriebspunkt an der Pumpgrenze werden linear zwischen diesen beiden Betriebspunkten interpoliert.

Zur Feststellung der Pumpgrenze werden alle Schaufelreihen in ihren Schnitten mit Ausnahme der Vorleitreihe und der letzten Leitreihe untersucht. Die Vorleitreihe wird deshalb nicht untersucht, weil es sich dabei um ein Beschleunigungsgitter handelt, und die letzte Leitreihe nicht, weil sie oft in Form eines Tandemleitgitters ausgeführt wird. Dadurch wird das Anwachsen der Grenzschichten am Profil durch die große Verzögerung abgeschwächt, die bei der Umlenkung zur Achse hin entsteht.

Als Kenngröße für den Abstand des Auslegungspunktes von der Pumpgrenze wird oft die sogenannte Pumpreserve (surge margin) angegeben. Diese ist auf verschiedenste Arten definiert. Je nach Verdichtertyp wird die eine oder andere Definition verwendet, wobei die Steilheit der Kennlinien einen wichtigen Einfluß hat. Hier soll die Definition, wie sie in [18] angegeben ist, verwendet werden:

$$SM = \left[\frac{\left(\frac{\Pi_t}{\dot{m}}\right)_{PG}}{\left(\frac{\Pi_t}{\dot{m}}\right)_{AP}} - 1\right] 100 \tag{6.3}$$

 Π_t steht für das Totaldruckverhältnis, \dot{m} für den Massenstrom. Der Index PG kennzeichnet den Betriebspunkt an der Pumpgrenze, AP steht für den Auslegungspunkt. Die Verhältnisse aus Totaldruckverhältnis und Massenstrom im Auslegungspunkt und den Betriebspunkten bei den verschiedenen Vorleitreihenstellungen ergeben sich durch die in Kapitel 4.2 angegebene asymptotische Näherung der Turbinenkennlinie.

In den beiden Abbildungen 6.18 und 6.19 ist der Pumpgrenzenabstand (surge margin in Prozent) über dem Massenstrom bzw. dem Massenstromverhältnis aufgetragen.



Abbildung 6.18: Zusammenhang Pumpgrenzenabstand - Massenstrom

In Abbildung 6.18 sind die Linien für die Pumpgrenzenabstände über den gesamten Verstellbereich der Vorleitreihe der jeweiligen Verdichter aufgetragen. Aus dieser Abbildung ist unmittelbar ersichtlich, daß der Verdichter mit dem konstanten Gehäuseradius den größten Pumpgrenzenabstand aufweist, gefolgt vom Verdichter mit dem konstanten mittleren Radius. Der Verdichter mit dem konstanten Nabenradius weist den geringsten Pumpgrenzenabstand auf.

Die Abbildung 6.19 zeigt im wesentlichen dasselbe wie Abbildung 6.18, nur daß hier der Massenstrom auf den Auslegungspunkt normiert ist. Auffallend an dieser Darstellung ist, daß der Abfall der Linien der Pumpgrenzenabstände des Verdichters mit dem konstanten Nabenradius und des Verdichters mit dem konstanten Gehäuseradius etwa gleich verläuft, während der Verdichter mit dem konstanten mittleren Radius eine etwas flachere Linie aufweist.

Die wesentliche Aussage der Abbildungen 6.18 und 6.19 liegt darin, daß die Tendenz der Pumpgrenzenabstände auch bei Verstellung der Vorleitreihe beibehalten bleibt, d.h., daß der Verdichter mit dem konstanten Nabenradius immer den geringsten Pumpgrenzenabstand aufweist und der Verdichter mit dem konstanten Gehäuseradius den höchsten. Daraus kann abgeleitet



Abbildung 6.19: Zusammenhang Pumpgrenzenabstand - normierter Massenstrom

werden, daß ein Verdichter mit einem Meridianquerschnitt, der im vorderen Bereich einen konstanten Gehäuseradius und im hinteren Bereich einen konstanten Nabenradius hat, die Vorteile der jeweiligen Verdichter miteinander vereint.

6.6 Diffusionsfaktoren und Arbeitszahlen

Im folgenden werden für die drei zu untersuchenden Verdichterkonfigurationen die Verläufe der Diffusionsfaktoren und der Arbeitszahlen für die einzelnen Stufen dargestellt. Dabei sollen auch grundsätzliche Überlegungen zum qualitativen Verlauf der Kurven angestellt werden.

6.6.1 Diffusionsfaktoren

Die Werte für die Diffusionsfaktoren wurden jeweils nur an den Leitreihen bestimmt, da nur an diesen der Diffusionsfaktor D = 0.6 auftritt. Die Diffusionsfaktoren wurden außerdem für jeweils vier verschiedene Einstellungen abgelesen, nämlich für die Betriebspunkte bei der Grundeinstellung des Abströmwinkels der Vorleitreihe (Auslegungspunkt) und bei den Betriebspunkten, die sich durch die Turbinenkennlinie bei den größtmöglichen Abströmwinkeln der Vorleitreihe ergeben. Zu diesen zwei Verläufen von Diffusionsfaktoren kommen noch zwei zusätzliche, wenn die Diffusionsfaktoren der obigen Kennlinien an der Pumpgrenze abgelesen werden.

Die Zuordnung zu den einzelnen Verläufen in den Diagrammen erfolgt über Symbole mit nachgestellten Buchstaben (AP für Auslegungs- bzw. Betriebspunkt und PG für Pumpgrenze) und Winkelangaben für die eingestellten Abströmwinkel der Vorleitreihe. Den Verläufen der Diffusionsfaktoren bei allen drei Verdichtern ist gemeinsam, daß die Linien für die Betriebspunkte und die für die Pumpgrenze sich nur quantitativ unterscheiden, qualitativ aber nahezu gleich verlaufen. Die starken Schwankungen der Werte in den einzelnen Stufen lassen sich auf die bei der Verdichterauslegung in [18] durchgeführten diskreten Stufung der Profilwölbung zurückführen.



Abbildung 6.20: Diffusionsfaktoren bei Verdichter mit konstantem Nabenradius



Abbildung 6.21: Diffusionsfaktoren bei Verdichter mit konstantem mittleren Radius



Abbildung 6.22: Diffusionsfaktoren bei Verdichter mit konstantem Gehäuseradius

Die Linien liegen im vorderen Teil der Verdichter einigermaßen eng beieinander. Bei zunehmender Stufenzahl liegt der Verlauf der Diffusionsfaktoren für die Pumpgrenzen höher als der für die Betriebspunkte.

Wenn man den Verläufen der Diffusionsfaktoren der drei Verdichter eine Tendenz zuordnete, würde man ohne weiteres aussagen können, daß die Diffusionsfaktoren vom Anfang des Verdichters bis zu seinem Ende zunehmen. Allerdings ist diese Tendenz bei den untersuchten Verdichtern unterschiedlich stark. Der Verdichter mit dem konstanten Nabenradius hat dabei die schwächste Tendenz, der Verdichter mit dem konstanten mittleren Radius hat schon eine etwas stärkere, der Verdichter mit dem konstanten Gehäuseradius die stärkste Tendenz des Anstiegs der Diffusionsfaktoren.

In diesem Zusammenhang sei auch noch erwähnt, daß die Werte der Diffusionsfaktoren am Beginn des Verdichters mit dem konstanten Nabenradius am größten, jenes mit dem konstanten mittleren Radius schon etwas kleiner und jenes mit dem konstanten Gehäuseradius am kleinsten sind. Insgesamt ist das Niveau der Diffusionsfaktoren beim Verdichter mit dem konstanten Nabenradius am höchsten und sinkt zum Verdichter mit dem konstanten Gehäuseradius hin ab. Das erklärt auch den größeren Pumpgrenzenabstand beim Verdichter mit dem konstanten Gehäuse. Dabei geht bei Auslegungsdrehzahl unter Vorleitreihenverstellung die Instabilität vom hinteren Verdichterteil aus.

Weiters fällt in den Abbildungen 6.20 bis 6.22 auf, daß die Linien für die Diffusionsfaktoren der Grundstellung der Vorleitreihe sowohl für den Auslegungspunkt als auch für die Pumpgrenze in den vorderen zwei Dritteln der Verdichter über den Linien für die Diffusionsfaktoren der jeweils maximalen Auslenkung der Vorleitreihe liegen. Im hinteren Drittel stimmen die Linien der Pumpgrenzen ziemlich genau überein, während die Linien der Betriebspunkte bei maximaler Auslenkung über den Linien der Auslegungspunkte bei Vorleitreihengrundstellung zu liegen kommen. Die Instabilität geht also auch bei Verstellung der Vorleitreihe immer vom hinteren Teil des Verdichters aus.

6.6.2 Arbeitszahlen

In den Abbildungen 6.23 bis 6.25 sind die Verläufe der Arbeitszahlen der drei Verdichterkonfigurationen über der jeweiligen Stufe aufgetragen. Die Werte der Arbeitszahlen wurden für die mittlere Stromlinie eines jeden Verdichters bestimmt. Die Arbeitszahl ist ein Maß für die Stufenbelastung und ihre Definition lautet:

$$\lambda = \frac{a_u}{u^2} \tag{6.4}$$

Der Wert a_u steht dabei für die Umfangsarbeit und u für die Umfangsgeschwindigkeit, die hier mit dem jeweiligen Radius der mittleren Stromlinie berechnet wurde. Dadurch sind die Arbeitszahlen der Verdichter miteinander vergleichbar, es muß aber darauf geachtet werden, daß keine falschen Rückschlüsse bezüglich der Umfangsarbeiten gemacht werden. Die Arbeitszahlen wurden, analog zu den Diffusionsfaktoren, für den Auslegungspunkt bei der Grundstellung der Vorleitreihe und den Betriebspunkt bei der extremen Vorleitreihenverstellung bzw. für die diesen Kennlinien entsprechenden Pumpgrenzen festgestellt. Die Zuordnung zu den einzelnen Verläufen erfolgt wie bei den Diffusionsfaktoren über Symbole und Abströmwinkel der Vorleitreihe. Der tendenzielle Verlauf der Arbeitszahlen ergibt sich aus der Meridiangeometrie der einzelnen Verdichter. Auch hier gilt, daß die starken Schwankungen der Werte in den einzelnen Stufen durch die diskrete Stufung der Profilwölbung bedingt sind.



Abbildung 6.23: Arbeitszahlen bei Verdichter mit konstantem Nabenradius



Abbildung 6.24: Arbeitszahlen bei Verdichter mit konstantem mittleren Radius



Abbildung 6.25: Arbeitszahlen bei Verdichter mit konstantem Gehäuseradius

Analog zu den Diagrammen 6.20 bis 6.22 für die Verläufe der Diffusionsfaktoren ist es auch bei den Darstellungen für die Arbeitszahlen so, daß die Linien qualitativ denselben Verlauf aufweisen. Wiederum liegen die Werte für Auslegungs - und Betriebspunkt bzw. für die Pumpgrenzen eng beieinander, teilweise stimmen sie sogar überein. Der auffallendste Unterschied ist, daß für die extreme Vorleitreihenstellung die Werte der Arbeitszahlen der ersten Stufe jedes Verdichters eklatant niedriger sind als für die Ausgangsstellung der Vorleitreihe. Die Vorleitreihenverstellung beeinflußt also nur die Arbeitszahl λ und damit die Umfangsarbeit der ersten Stufe, läßt aber die restlichen Stufen der Verdichter unbeeinflußt, abgesehen davon, daß die Arbeitszahlen an der Pumpgrenze im Niveau höher liegen.

Bezüglich einer Tendenz des Anstieges der Arbeitszahlen über den Verdichterverlauf ist festzustellen, daß beim Verdichter mit dem konstanten Nabenradius ein leichter Anstieg vom Beginn bis zum Ende zu verzeichnen ist. Beim Verdichter mit dem konstanten mittleren Radius ist dieser Anstieg etwas schwächer, während beim Verdichter mit dem konstanten Gehäuseradius die Arbeitszahl entlang der Verdichterlänge tendenziell gleich bleibt. Es sei an dieser Stelle noch einmal an die Geometrien der jeweiligen Verdichter in den Abbildungen 6.1 bis 6.3 und den Verläufen ihrer Stromlinien erinnert, um zu vermeiden, daß eine falsche Vorstellung über die tatsächlichen Umfangsarbeiten vorliegt.

6.7 λ, φ - Charakteristiken

Es sei zunächst die Formel für die λ, φ - Charakteristik, wie sie bereits in Kapitel 2 angeführt wurde, noch einmal zur Erinnerung angeschrieben.

$$\lambda = 1 - \varphi(KU_1 \tan \alpha_1 - \tan \beta_2) \tag{6.5}$$
Wie ebenfalls im entsprechenden Kapitel ausgeführt und dargestellt, sinkt die λ, φ - Charakteristik einer Verdichterstufe, wenn deren Vorleitreihe einen größeren Abströmwinkel α_1 einnimmt.

In den Abbildungen 6.26 und 6.27 sind die λ, φ - Charakteristiken der drei Verdichter für die Kennlinien bei der jeweiligen Grundstellung der Vorleitreihe und für den durch die angenommene Turbinenkennlinie sich einstellenden Betriebspunkt bei der extremen Stellung der Vorleitreihe dargestellt. Die Charakteristiken wurden für die mittlere Stromlinie bestimmt, wobei λ und φ jeweils am Rotoraustritt festgelegt wurden. Die Charakteristiken wurden durch Bestimmung der Arbeitszahl und der Durchflußzahl mehrerer Punkte auf der jeweiligen Kennlinie festgelegt. Die Zuordnung der einzelnen Charakteristiken erfolgt über Symbole und die Winkelangabe des Abströmwinkels α_1 der Vorleitreihe.

Es sei beim Vergleich der beiden Abbildungen unbedingt darauf hingewiesen, daß die Abszissen dieser Diagramme sich in ihrer Skalierung sehr stark unterscheiden.



Abbildung 6.26: λ, φ - Charakteristik der jeweils ersten Stufe der drei Verdichter

Die λ, φ - Charakteristiken der ersten Stufe sind extrem schmal, d.h., daß deren Arbeitsbereich extrem schmal ist. Dies kann mit der diskreten Auslegung der Stufen der Verdichter in Zusammenhang gebracht werden, die offensichtlich zu schmalen Arbeitsbereichen führt. Der ganz linke Punkt der Charakteristiken ist dabei der Punkt der Pumpgrenze, der ganz rechte der Auslegungs- oder Betriebspunkt.

Beim Schließen der Vorleitreihe durch Vergrößern des Abströmwinkels kommt es in der ersten Stufe zu einer starken Reduktion der Arbeitszahl λ (vgl. auch die Abbildungen 6.23 bis 6.25). Dadurch wird natürlich auch das Stufendruckverhältnis der ersten Stufe erheblich reduziert. Daraus folgt, daß der geringere Anstieg des Druckes in der ersten Stufe zu einem geringeren Anstieg der Dichte der Luft führt. Nach Gleichung (6.6)

$$\frac{\dot{m}}{A} = \rho c_m \tag{6.6}$$

kann es bei Reduktion von \dot{m}/A zufolge der Vorleitreihenverstellung durch die Abnahme der Dichte ρ sogar zu einem Anstieg der Meridiangeschwindigkeit c_m und damit der Lieferzahl φ kommen.

$\alpha_1[^\circ]$	$\dot{m}[kg/s]$	$c_m[m/s]$	$ ho[kg/m^3]$
21	$310,\!8385$	$149,\!07$	$1,\!2288$
31	$292,\!0424$	$150,\!75$	$1,\!1345$
36	$281,\!6019$	$151,\!75$	$1,\!0849$

Tabelle 6.3: Meridiangeschwindigkeit und Dichte des Verdichters mit konstantem Nabenradius

In der Tabelle 6.3 sind für den Verdichter mit dem konstanten Nabenradius exemplarisch der Massenstrom \dot{m} , die Meridiangeschwindigkeit c_m und die Dichte ρ für verschiedene Stellungen der Vorleitreihe eingetragen. Die Werte gelten für den Austritt aus dem Rotor der ersten Stufe auf der mittleren Stromlinie. Die angegebenen Werte, die der Ausgabedatei des Berechnungsprogrammes entnommen wurden, bestätigen die obigen Aussagen, wonach bei abnehmendem Massenstrom die Meridiangeschwindigkeit zunimmt, die Dichte jedoch abnimmt.

In der Abbildung 6.26 liegen die Charakteristiken der ersten Stufe des Verdichters mit dem konstanten Nabenradius ganz links, danach folgen die Charakteristiken des Verdichters mit dem konstanten mittleren Radius und schlußendlich die des Verdichters mit dem konstanten Gehäuseradius. Die Charakteristiken des Verdichters mit dem konstanten mittleren Radius liegen außerdem in bezug auf die Arbeitszahl λ niedriger als die Charakteristiken der beiden anderen Verdichter.



Abbildung 6.27: λ, φ - Charakteristik der letzten Stufe der drei Verdichter

In Abbildung 6.27 liegen die Charakteristiken der Verdichter bei beiden Vorleitreihenstellungen praktisch übereinander. Dies ist ein eindeutiger Hinweis dafür, daß die Verstellung der Vorleitreihe keinen Einfluß auf die hinteren Stufen eines Verdichters mehr hat. Die Charakteristiken sind dabei auch um einiges länger als in Abbildung 6.26, was bedeutet, daß der Arbeitsbereich der hinteren Stufen größer ist als der der vorderen.

Auch hier gilt, daß der ganz linke Punkt der Charakteristiken jeweils die Pumpgrenze und der ganz rechte Punkt den Auslegungs - bzw. den Betriebspunkt darstellt. Interessant dabei ist, daß die Charakteristiken der extremen Vorleitreihenstellungen höher sind und damit mehr nach links weisen als die Charakteristiken der Grundstellungen der Vorleitreihen. Dies stellt eine Umkehrung zu Abbildung 6.26 dar, wo die Charakteristiken der extremen Vorleitreihenstellung rechts unterhalb der Charakteristiken der Vorleitreihengrundstellung zu finden sind. Dies hängt damit zusammen, daß die Umfangsarbeit und damit die Arbeitszahl zum Verdichterende hin größer werden, wenn sich der Verdichter auf seiner Kennlinie der Pumpgrenze nähert. Die Abbildungen 6.23 bis 6.25 belegen dies.

Ein weiterer Unterschied zu Abbildung 6.26 besteht in Abbildung 6.27 darin, daß der Verdichter mit dem konstanten Nabenradius sich nun ganz rechts befindet und der Verdichter mit dem konstanten Gehäuseradius ganz links. Der Verdichter mit dem konstanten mittleren Radius liegt dazwischen und mit dem Niveau der Arbeitszahl höher als die beiden anderen Verdichter, während er in der vorherigen Abbildung tiefer lag.

6.8 Verlauf der Machzahlen

Bei den hier ausgewerteten Machzahlen handelt es sich um die Machzahlen der Relativströmung $(M_w = w/a)$. Der Verlauf der Machzahlen wurde für alle drei Verdichter bei der mittleren Stromlinie für den Auslegungs - und Betriebspunkt bei der Grundstellung der Vorleitreihe und deren extreme Stellung festgestellt, und zwar für die Rotorpositionen am Gittereintritt, da dort die größten Veränderungen der Machzahlen erkennbar waren. Die mittlere Stromlinie wurde aufgrund der Überlegung gewählt, daß eine Versperrung des Verdichters sicher dann eintritt, wenn entlang der Schaufelhöhe an mehreren Positionen Machzahl $M_w = 1$ auftritt. Bei der äußersten Stromlinie tritt zwar vor allen anderen Stromlinien $M_w = 1$ auftritt. Bei der tiefsten Punkt der jeweiligen Kennlinie, bei dem im Verdichter Machzahl $M_w = 1$ erreicht wird und somit die Sperrgrenze auftritt. Zur Berechnung der Kennlinien sei gesagt, daß Punkte auf der Kennlinie solange berechnet wurden, solange das Berechnungsprogramm eine konvergierende Lösung lieferte. Die Auswertung der Machzahlen am tiefsten Punkt der Kennlinie zeigte aber, daß die Machzahlen den Wert $M_w = 1$ auf der mittleren Stromlinie nicht erreichen.

Die in den Abbildungen angegebenen Abkürzungen bedeuten für AP Auslegungs- oder Betriebspunkt und für SG Sperrgrenze.

Die Machzahlen in Abbildung 6.28, wie auch in den Abbildungen 6.29 und 6.30, sind am Verdichtereintritt höher als am Verdichteraustritt. Dabei sind die Verläufe der Machzahlen bei Auslegungspunkt und Sperrgrenze bei einer Winkelstellung nahezu gleich, erst nach etwa einem Drittel des Verdichters teilen sich die Verläufe zunehmend voneinander. Dabei steigen die Machzahlverläufe für die Sperrgrenze gegen Ende des Verdichters sichtbar an, während die Machzahlverläufe für Auslegungs - und Betriebspunkt abnehmen.

Der Vergleich der Verläufe der einzelnen Verdichter ergibt, daß das Niveau der Machzahlen beim Verdichter mit dem konstanten Gehäuseradius über die Verdichterlänge gesehen am höchsten ist, gefolgt vom Verdichter mit dem konstanten mittleren Radius. Außerdem liegen beim Verdichter mit dem konstanten Gehäuseradius sämtliche Machzahlverläufe eng beieinander.



Abbildung 6.28: Machzahlverlauf des Verdichters mit konstantem Nabenradius



Abbildung 6.29: Machzahlverlauf des Verdichters mit konstantem mittleren Radius



Abbildung 6.30: Machzahlverlauf des Verdichters mit konstantem Gehäuseradius



Abbildung 6.31: Schematische Darstellung des Machzahlverlaufs entlang der Verdichterlänge

Nach der Abbildung 6.31 in Anlehnung an [3] ist der über die Verdichterlänge abnehmende Verlauf der Machzahl durchaus richtig (Kurve a). Doch ist es so, daß bei der Sperrgrenze die Machzahl entlang der Verdichterlänge einen ansteigenden Verlauf aufweisen müsste und zumindest am Verdichterende Machzahl $M_w = 1$ erreicht wird (Kurve b). Dies ist aber hier nicht der Fall. Das verwendete Berechnungsprogramm kann die Sperrgrenze nicht genau berechnen.

Kapitel 7

Bewertung der Verdichter

In diesem Kapitel sollen die in dieser Arbeit behandelten Verdichter mit Verdichtern mit verstellbaren Leitreihen, die in der Literatur angegeben wurden, tabellarisch verglichen werden. Weiters erfolgen Gegenüberstelllungen in Diagrammen bezüglich erreichbarer Massenstromverhältnisse und eingestellten Winkeln der Vorleitreihe bzw. bezüglich des polytropen Wirkungsgrades und des Massenstromverhältnisses.

7.1 Tabellarischer Vergleich der Verdichter

Die Tabelle 7.1 ist eine Gegenüberstellung von Werten von Verdichtern mit Vorleitreihenverstellung bzw. mit Leitreihenverstellung zu den errechneten Werten der in dieser Arbeit behandelten Verdichter. Es werden dabei die Verhältnisse der Massenströme und der Wirkungsgrade der maximal möglichen Verstellung der Vorleitreihe zu ihrer Grundstellung angegeben. Zusätzlich erfolgt auch die Angabe des Winkels $\Delta \alpha_{IGV}$, der die Differenz zwischen den eingestellten Vorleitreihenwinkeln bei maximaler Verstellung und der Grundstellung angibt.

	$\left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_0}\right)_{min}$ [-]	$\left(\frac{\eta}{\eta_0}\right)_{min}$ [-]	$\Delta \alpha_{IGV}[^{\circ}]$	Bemerkungen
Verd. mit konst. Nabenradius	$0,\!91$	$0,\!84$	15	IGV
Verd. mit konst. mittleren Radius	$0,\!93$	$0,\!82$	15	IGV
Verd. mit konst. Gehäuseradius	$0,\!95$	$0,\!81$	10	IGV
Verdichter nach [6]	-	-	25	IGV
Verdichter nach [7]	0,7	-	-	IGV
Verdichter nach [11]	$0,\!45$	-	55	IGV + 2 LE
Verdichter nach [15]	$0,\!77$	$0,\!89$	30	IGV
Verdichter nach $[15]$	$0,\!540,\!65$	$0,\!850,\!91$	-	IGV + 5 LE
Verdichter nach [16]	0,75	-	30	IGV

Die Angabe der Werte erfolgte, soweit sie in der Literatur eruierbar waren.

Tabelle 7.1: Vergleich der Verdichter

In der Spalte "Bemerkungen" steht "IGV" für Verstellung nur der Vorleitreihe, beim Zusatz "+..LE" wird zur Vorleitreihe zusätzlich eine entsprechende Anzahl an Leitreihen verstellt. Der Verdichter nach [15] hat bei seiner zweiten Angabe Wertebereiche für die Massenstrom- und Wirkungsgradverhältnisse, da die Vorleitreihe und die fünf Leitreihen nach verschiedenen Verstellgesetzen eingestellt wurden.

7.2 Vergleich der Verdichter hinsichtlich des Massenstromverhältnisses

In Abbildung 7.1 ist das erzielbare Massenstromverhältnis der Verdichter auf der Ordinate aufgetragen. Auf der Abszisse ist die Differenz aus dem tatsächlich eingestellten Winkel der Vorleitreihe zum Winkel der Grundposition derselbigen aufgetragen. Zusätzlich zu den Werten der bereits bekannten Verdichter wurden Angaben zu zwei Verdichtern aus der Literatur in das Diagramm mithineingenommen, um die drei theoretisch behandelten Verdichter realen Maschinen gegenüberzustellen und damit eine Sinnhaftigkeit der in dieser Arbeit erzielten Ergebnisse darlegen zu können.



Differenz Vorleitreihenwinkel - IGV-Grundposition [°]

Abbildung 7.1: Massenstromverhältnis über Differenz der Abströmwinkel zu IGV-Grundposition

Der im Diagramm durch die schwarzen Dreiecke symbolisierte Verdichter ist in der Literatur unter Position [16] zu finden. Es handelt sich dabei um einen 16 - stufigen Axialverdichter, der in einer Kraftwerksgasturbine eingesetzt wird, mit verstellbarer Vorleitreihe und keinen weiteren verstellbaren Leitreihen. Der Meridianschnitt des Verdichters in [16] zeigt im vorderen Bereich eine Geometrie des Verdichters mit konstantem mittleren Radius und im hinteren Teil eine Geometrie mit konstantem Nabenradius. Die Messungen an diesem Verdichter wurden bei einer konstanten Drehzahl und verschiedenen Vorleitreihenstellungen durchgeführt. Dieser Verdichter hat gegenüber den in dieser Arbeit behandelten Verdichtern ein etwas höheres Druckverhältnis.

Die in dieser Arbeit behandelten drei Verdichter haben ebenfalls nur eine verstellbare Vorleitreihe und die sich ergebenden Linien stimmen sehr gut mit den Angaben über den Verdichter nach [16] aus der Literatur überein, nur hat der Verdichter nach [16] einen etwas mehr als doppelt so großen Verstellbereich der Vorleitreihe und es können auch weitaus niedrigere Massenstromverhältnisse erreicht werden. Der Verlauf des Verdichters mit dem konstanten Gehäuseradius ist in Abbildung 7.1 eingetragen, doch wird er von den anderen Verläufen verdeckt. Interessant ist, und dies gilt generell, daß mit zunehmendem Abströmwinkel das Massenstromverhältnis immer stärker sinkt.

Der durch die weißen Quadrate symbolisierte Verdichter ist in der Literatur unter [11] genauer beschrieben. Bei diesem handelt es sich ebenfalls um einen Verdichter einer Kraftwerksgasturbine, der aber neben einer verstellbaren Vorleitreihe noch zwei zusätzliche verstellbare Leitreihen aufweist. Insgesamt hat dieser Verdichter 22 Stufen. Der Meridianschnitt dieses Verdichters hat ein ähnliches Aussehen wie der nach [16], nämlich im vorderen Bereich einen konstanten mittleren Radius und im hinteren Bereich einen konstanten Nabenradius. Ebenso wie beim Verdichter nach [16] wurden auch hier die Messungen bei einer konstanten Drehzahl und verschiedenen Stellungen der Vorleitreihe und der Leitreihen vorgenommen. Über das dabei angewendete Verstellgesetz wurden dazu keine Angaben gemacht. Das erzielte Druckverhältnis im Auslegungspunkt dieses Verdichters ist mehr als doppelt so groß als bei den anderen vier Verdichtern.

Der Verdichter nach [11] hat einen sehr großen Bereich der Einstellbarkeit der Vorleitreihe. Dies hängt mit der Tatsache zusammen, daß eben mehrere Leitreihen verstellbar sind. Es kann ein Massenstromverhältnis von unter 45 Prozent des Massenstromes im Auslegungspunkt erreicht werden. Insgesamt gilt, daß die entstehende Linie steiler abfällt als die Linien der anderen vier Verdichter.

7.3 Vergleich der Verdichter hinsichtlich des polytropen Wirkungsgrades

Die Abbildung 7.2 zeigt den Zusammenhang zwischen dem Massenstromverhältnis (aufgetragen auf der Abszisse) und dem polytropen Wirkungsgrad (aufgetragen auf der Ordinate) der drei in dieser Arbeit behandelten Verdichter und eines weiteren Verdichters nach [15]. Auch in diesem Fall sind die drei theoretischen Verdichter einem realen Verdichter gegenübergestellt.

Bei dem Verdichter nach [15] handelt es sich um einen 19 - stufigen Axialverdichter, dessen Meridianschnitt im wesentlichen einen konstanten mittleren Radius aufweist. Auch dieser Verdichter ist für eine Verwendung in einer Kraftwerksgasturbine vorgesehen. Im Gegensatz zum vorigen Unterkapitel wurden aber hier keine Messungen durchgeführt, sondern Berechnungen. Beim Verdichter nach [15] sind neben der Vorleitreihe noch weitere Leitreihen verstellbar. Aus Gründen der Vergleichbarkeit wurde aber nur die Kurve, die durch Verstellung der Vorleitreihe entstand, aus [15] übernommen.

Es ist in Abbildung 7.2 deutlich erkennbar, daß der Verdichter nach [15] sowohl einen grösseren Bereich des Massenstromverhältnisses umfaßt als auch im Niveau des polytropen Wirkungsgrades um einige Prozentpunkte höher liegt als die drei anderen Verdichter.



Abbildung 7.2: Polytroper Wirkungsgrad über Massenstromverhältnis

Bei Betrachtung der Massenstromverhältnisse in den Abbildungen 7.1 und 7.2 fällt auf, daß die Verdichter nach [15] und [16], bei denen nur die Vorleitreihe verstellt wurde, ein einstellbares Massenstromverhältnis von ungefähr 75 bis 80 Prozent des Massenstromes im Auslegungspunkt erreichen. An dieser Stelle sei an den umgebauten Kraftwerksverdichter nach [7] erinnert (vergleiche auch die Einleitung), der ebenfalls nur eine verstellbare Vorleitreihe aufweist und ein Massenstromverhältnis von 75 Prozent des Massenstromes im Auslegungspunkt erreicht. Daher scheint dies auch die äußerste Möglichkeit der Einstellbarkeit des Massenstromes bei ausschließlicher Verwendung der Vorleitreihenverstellung zu sein.

Kapitel 8

Zusammenfassung

Die Einstellung des Massenstromes eines Axialverdichters bzw. einer Gasturbine kann unter anderem durch Verstellung der Vorleitreihe erfolgen. Dies hat im Falle einer Gasturbine den Vorteil, daß selbst im Teillastbereich hohe Wirkungsgrade erreichbar sind, da durch entsprechende Änderung des Brennstoffmassenstromes die Temperatur am Turbineneintritt konstant bleibt. Dazu muß aber das Kennfeld des Verdichters bekannt sein, um sich darüber im klaren zu sein, in welchem Bereich ein Betrieb überhaupt möglich ist.

Nachdem in zwei vorhergehenden Arbeiten ([5] und [18]) bereits die Auslegung und die Kennfeldberechnung bei Drehzahländerung von Verdichtern mit konstantem Nabenradius, mit konstantem mittleren Radius und mit konstantem Gehäuseradius erfolgt war, lag die Aufgabe dieser Arbeit darin, die Kennfeldberechnung der oben erwähnten Verdichter für die Verstellung der Vorleitreihe vorzunehmen. Der Zusammenhang zwischen Verstellung der Vorleitreihe und Verringerung des Massenstromes kann durch die Darstellung der Verdichtercharakteristik (λ, φ -Zusammenhang) veranschaulicht werden: Mit größer werdendem Abströmwinkel der Vorleitreihe sinkt die Verdichtercharakteristik ab (siehe auch Kapitel 2).

Die Verstellung der Vorleitreihe kann aber in ihrem Bereich zum Auftreten einer Nabentotwasser genannten Strömungserscheinung führen. Diese ist, siehe Kapitel 3.1.3, vor allem durch die Geometrie in der Strömungsmaschine bestimmt. Nabentotwasser muß vermieden werden, da sein Auftreten zu hohen Verlusten und Strömungsinstabilitäten führt.

Es muß nicht immer so sein, daß nur die Vorleitreihe verstellt wird, sondern es können auch zusätzlich mehrere, bis im Extremfall alle Leitreihen eines Verdichters verstellt werden. Dies führt zu einer Vergrößerung des Arbeitsbereiches der Verdichter. Dabei ist allerdings zu überlegen, ob es sinnvoll ist, möglichst viele Leitreihen verstellbar auszuführen, da mit steigender Anzahl eine Steigerung der Arbeitsbereichsvergrößerung nicht mehr möglich ist. Eher haben bei mehrstufiger Verstellung schon die Verstellgesetze eine Auswirkung auf den Arbeitsbereich (siehe auch Kapitel 3.2).

Die Vorleitreihe ist ein Beschleunigungsgitter, also ein Turbinengitter. Eine Festlegung der Gitter - und Schaufelmaße ist für die Berechnung der für die Kennfeldberechnung erforderlichen Totaldruckverlustbeiwerte notwendig. Im Fall der Vorleitreihen werden die Totaldruckverluste vor allem durch die Profilverluste hervorgerufen. Diese sind vor allem von der Geometrie des Schaufelprofiles und von der An - und Abströmrichtung des Fluides abhängig. Die verwendeten Formeln zur Berechnung des Totaldruckverlustbeiwertes beruhen auf älteren, immer wieder verbesserten Formelsätzen, die auf Messungen und Erfahrungswerte gestützt sind. Zur genaueren Betrachtung siehe Kapitel 5. Andere Verluste wie Sekundärverluste, Randverluste oder Spaltverluste werden nur für die Grundstellung der Vorleitreihe berücksichtigt, bei verstellter Vor-

KAPITEL 8. ZUSAMMENFASSUNG

leitreihe sind die Auswirkungen ihrer Änderungen so gering, daß diese Verlustarten als konstant angenommen werden. Der Totaldruckverlustbeiwert muß für jede Einstellung der Vorleitreihe berechnet und in der Eingabedatei des Berechnungsprogrammes abgespeichert werden.

Da diese gesamte Untersuchung für Verdichter gemacht wurde, die sich vor allem für Kraftwerksturbinen eignen, war es naheliegend, in die berechneten Kennfelder eine Turbinenkennlinie einzuzeichnen. Diese Turbinenkennlinie stellt eine asymptotische Näherung dar, bei der Totaldruckverhältnis und Massenstrom einander proportional sind (siehe Kapitel 4.2).

Die Berechnungen der Kennfelder ergaben, daß bei zunehmendem Abströmwinkel der Vorleitreihe und daher sinkendem Massenstrom die Kennlinien immer kürzer werden, d.h., daß die Pumpgrenze schon bei niedrigeren Totaldruckverhältnissen auftritt und Versperren schon bei höheren. Für die Bestimmung der Pumpgrenze wurde das Kriterium herangezogen, wonach die Pumpgrenze dann erreicht ist, wenn der Diffusionsfaktor D = 0.6 beträgt. Der Verdichter mit dem konstanten Nabenradius hat dabei den größten Arbeitsbereich, allerdings weist er auch den geringsten Abstand zur Pumpgrenze (surge margin) auf. Der Verdichter mit dem konstanten Gehäuseradius hat den kleinsten Arbeitsbereich, dafür aber den größten Abstand zur Pumpgrenze. Der Vergleich der Wirkungsgrade ergibt, daß der Verdichter mit dem konstanten Nabenradius selbst im Teillastbereich immer höher liegt als die beiden anderen.

Die Auswertung des Verlaufes lokaler Strömungsgrößen entlang der Verdichterlänge, wie z.B. Arbeitszahl oder Diffusionsfaktor, zeigte (siehe Kapitel 6.6 die Abbildungen 6.20 bis 6.22 bzw. 6.23 bis 6.25), daß deren Verläufe im Auslegungspunkt bei Grundstellung der Vorleitreihe und in einem Betriebspunkt bei einer anderen Stellung der Vorleitreihe nahezu ident sind. Selbst an den Pumpgrenzen der jeweiligen Kennlinien, auf denen der Auslegungspunkt und der Betriebspunkt liegen, entstehen qualitativ ähnliche Verläufe, die aber höher als die Verläufe von Auslegungsund Betriebspunkt liegen. Die Bestimmung der λ, φ - Charakteristik der ersten und der letzten Stufe bewies, daß die Verstellung der Vorleitreihe nur eine Auswirkung auf die Charakteristik der ersten Stufe, aber keine auf die letzte Stufe hat.

Schlußendlich ergab der Vergleich der drei in dieser Arbeit untersuchten Verdichter mit Angaben zu Verdichtern aus der Literatur eine gute Übereinstimmung der Ergebnisse bezüglich Massenstromverhältnis und Abströmwinkel (Abbildung 7.1) bzw. Wirkungsgrad und Massenstromverhältnis (Abbildung 7.2). Dies ist insofern wichtig, als daß damit die Verwendbarkeit der hier verwendeten Berechnungsprogramme und Berechnungsmethoden unter Beweis gestellt wurde, denn die verwendeten Angaben zu den Verdichtern aus der Literatur beruhen auf Messungen an fertiggestellten Maschinen.

Kapitel 9

Ausblick, Empfehlungen und Anregungen

Die Weiterführung dieser Arbeit bestünde zunächst einmal in der Kennfeldberechnung bei mehrstufiger Verstellung von Leitreihen. Dabei muß natürlich überlegt werden, welche Verstellgesetze sinnvoll sind. In dieser Arbeit wurden nach [14] bereits einige lineare Verstellgesetze angegeben. Die Erwartungen an die mehrstufige Verstellung sind die, daß der Arbeitsbereich und damit das Kennfeld bezüglich der einstellbaren Massenströme noch größer werden. Der in Kapitel 7 gezogene Vergleich zwischen einem Verdichter mit Vorleitreihenverstellung und einem Verdichter mit mehrstufiger Verstellung läßt jedenfalls darauf schließen. Dabei wird es interessant sein, festzustellen, ob die Kennlinien, wie bei der Verstellung nur der Vorleitreihe, bezüglich des erreichbaren Totaldruckverhältnisses ebenfalls kürzer werden, wenn durch die Regelung kleinere Massenströme eingestellt werden.

Prinzipiell stellt das angewendete Berechnungsprogramm eine geeignete Methode zur Kennfeldberechnung dar. Doch ist es nicht möglich, Berechnungen in den Bereichen durchzuführen, wie sie bei Verdichtern, die in der Literatur angeführt sind, experimentell festgestellt wurden. Eine Klärung dieses Sachverhaltes ist sinnvoll und wünschenswert, da dann die Bestimmung von Kennfeldern möglich wäre, die mit experimentell ermittelten vollständig vergleichbar wären.

Eine weitere Arbeit bestünde in der Auslegung einer Verdichtergeometrie, die im vorderen Bereich einen konstanten Gehäuseradius aufweist, im mittleren Bereich einen konstanten mittleren Radius und zuletzt einen konstanten Nabenradius. Derartige Verdichtergeometrien werden bereits ausgeführt (die Verdichter nach [11] und [16] sind nicht ganz in dieser Form ausgelegt), sie verbinden den Vorteil des besseren Pumpgrenzenabstandes eines Verdichters mit konstantem Gehäuseradius mit dem Vorteil des höheren Wirkungsgrades eines Verdichters mit konstantem Nabenradius. Die Festlegung dieser Verdichtergeometrie erfolgt im sogenannten Preprozessor, der für die Erstellung der Eingabedatei des Berechnungsprogrammes verwendet wird. Die Geometriedaten gehören dabei zu den globalen Angaben, die im Preprozessor gemacht werden müssen.

Eine weitere Arbeit könnte darin bestehen, die Auswirkungen verschiedener Vorleitreihenstellungen bei unterschiedlichen Drehzahlen zu untersuchen, um festzustellen, mit welchen Betriebszuständen (stabiler Betriebsbereich, Pumpgrenze oder Sperrgrenze) z.B. bei Störungen zu rechnen ist.

Zusätzlich könnte eine weitere Arbeit darin bestehen, daß zunächst der Entwurf der Gittergeometrie der Vorleitreihe erfolgt, der in einer Nachrechnung mit einem CFD- Programm überprüft wird. Durch die Variation der Vorleitreihenstellung werden dann die Totaldruckverlustbeiwerte der Schaufeln berechnet. Zuletzt könnte dann ein Vergleich mit den in dieser Arbeit verwendeten Korrelationen erfolgen, um deren Richtigkeit zu überprüfen.

Literaturverzeichnis

- Bammert, K. Kläukens, H.:Nabentotwasser hinter Leiträdern von axialen Strömungsmaschinen Ingenieur-Archiv. XVII. Band, (1949)
- Beelte, H. Oppermann, C.: Untersuchungen zum Einfluß von Drallreglern mit abwinkelbaren Vorleitschaufeln für das Betriebsverhalten von Radialventilatoren. VDI-Berichte Nr.1249 S.381-395, (1996)
- [3] Bölcs, A. Suter, P.: Transsonische Turbomaschinen. Karlsruhe: Braun, (1986)
- [4] Cyrus, V.:Aerodynamic Performance of an Axial Compressor Stage with Variable Rotor Blades and Variable Inlet Guide Vanes. ASME Paper 98-GT-151, (1998)
- [5] Fux, M.: Vergleich verschiedener aerodynamischer Lastverteilungskonzepte in vielstufigen Axialverdichtern. Diplomarbeit. TU Wien, (1995)
- [6] Gerodez, P. Löser, H.G. Meixner, B.: Verstellbare Verdichter-Vorleitreihe und EV-Brennkammer. VGB Kraftwerkstechnik 11/98. S.53-59, (1998)
- [7] Gockner, L. Heinrici, M.: Verstellbare Verdichtervorleitreihen im Praxiseinsatz. VGB Kraftwerkstechnik 9/96. S.734-738, (1996)
- [8] *Hearsey, R. M.*: A revised Computer Program for Axial Compressor Design. Technical Report AD- A009 273, Aerospace Research Laboratories, (1975)
- Kacker, S. C. Okapuu, U.: A Mean Line Prediction Method for Axial Flow Turbine Efficiency. ASME Journal of Engineering of Power. Vol.104. S.111-119, (January 1982)
- [10] Klohr, M. Schmidtke, J. Tschirren, S. Rihak, P.:Initial Operating Experience and Test Results of ABB's Gas Turbine GT 13E2. ASME Paper 95-GT-248, (1995)
- [11] Meindl, T. Farkas, F. Klussmann, W.: The Development of a Multi-Stage Compressor for Heavey Duty Industrial Gas Turbines. ASME Paper 95-GT-371, (1995)
- [12] Moustapha, S.H. Kacker, S.C. Tremblay, B.: An Improved Incidence Losses Prediction Method for Turbine Airfoils. ASME Journal of Turbomachinery. Vol.112. S.267-275, (April 1990)
- [13] Müller, K.J.: Vorlesungen über Grundzüge der Thermischen Turbomaschinen. TU Wien. Korrigierte Fassung, (1996)
- [14] Riess, W. Kiesow, H.-J.:Experimentelle Untersuchung des Einflusses von Leitschaufelverstellgesetzen auf das Betriebsverhalten von Stufen und Stufengruppen eines Axialverdichters. Verein Deutscher Ingenieure (Hrsg.). Thermische Strömungsmaschinen '85. VDI-Berichte 572.1. S.421-436, (1985)

- [15] Sehra, A. Bettner, J. Cohn, A.: Design of a High-Performance Axial Compressor for Utility Gas Turbine. ASME Journal of Turbomachinery. Vol.114. S.277-286, (April 1992)
- [16] Smed, J.P. Pisz, F.A. Kain, J.A. Yamaguche, N. Umemura, S.: 501F Compressor Development Program. ASME Journal of Turbomachinery. Vol.114. S.271-276, (April 1992)
- [17] Wilson, D.G.: The Design of High Efficiency Turbomachinery and Gas Turbines. Prentice Hall, (1984)
- [18] Wingelhofer, F.: Auslegung und Nachrechnung vielstufiger Axialverdichter mittels Stromlinienkrümmungsverfahren. Diplomarbeit. TU Wien, (1997)
- [19] Zweifel, O.:Die Frage der optimalen Schaufelteilung bei Beschauflungen von Turbomaschinen, insbesondere bei großer Umlenkung in den Schaufelreihen. Brown Boveri Mitteilungen, (Dezember 1945)

Abbildungsverzeichnis

1.1	Verstellbare Verdichter-Vorleitreihe $[6]$	2
1.2	Gemessenes Anfahrdiagramm für eine Kraftwerksgasturbine [10]	2
2.1	Verdichterstufe mit Vorleitreihe, Zählrichtung der Winkel	6
2.2	Stufencharakteristik einer Verdichterstufe	7
2.3	λ, φ -Charakteristiken einer Verdichterstufe mit verschiedenen Abströmwinkeln der Vorleitreihe	7
3.1	Vorleitreihe [1]	10
3.2	Strömung mit Totwasserkern [1]	10
3.3	Verlauf des relativen Druckgefälles einer Drallströmung [1]	11
3.4	Relatives Druckgefälle im Leitrad mit drallverwundenen Schaufeln $[1]$	12
3.5	Relatives Druckgefälle im Leitrad mit geraden Schaufeln [1]	13
3.6	Grenze des ausnutzbaren Radienverhältnisses in Abhängigkeit vom Strömungs- winkel [1]	13
3.7	Übergang vom beschaufelten zum schaufellosen Raum [1]	14
3.8	Strömungsverlauf hinter dem Leitrad [1]	15
3.9	Relatives Druckgefälle hinter dem Leitrad bei drallverwundenen Schaufeln $(\alpha_{1R} = 65^{\circ})$ [1]	15
3.10	Relatives Druckgefälle hinter dem Leitrad bei geraden Schaufeln ($\alpha_1 = 65^\circ$) [1] .	15
3.11	Kritisches Radienverhältnis in Abhängigkeit vom Austrittswinkel [1]	16
3.12	Versuchsverdichter	22
3.13	Verstellgesetze	23
3.14	Drehzahlkennfeld D $\operatorname{LE}(O)N$	24
3.15	Vergleich der Drallkennfelder $1.\mathrm{LE}(k)$ und $2.\mathrm{LE}(k)$	24
3.16	Vergleich der Drallkennfelder I $\operatorname{LE}(k)$ und II $\operatorname{LE}(k)$	25
3.17	Vergleich der Drallkennfelder I $\operatorname{LE}(k)$ und III $\operatorname{LE}(k)$ \hdots	25
3.18	Klappendrallregler nach [4]	27

4.1	Charakteristische geometrische Größen und Druckverteilung eines Beschleuni- gungsgitters
4.2	Darstellung von Inzidenz und Strömungsabweichung
4.3	Tangentenwinkel an Schaufelvorderkante
4.4	Aerodynamische Belastungszahl in Abhängigkeit der Strömungswinkel [19]
4.5	Durchflußfunktion einer Turbine mit wenig Stufen
5.1	Terminologie der Turbinenschaufelinzidenz
5.2	Profilverlustbeiwert für $\alpha_{0m} = 0, t_{max}/s = 0, 2$ [9]
5.3	Profilverlustbeiwert für $\alpha_{0m} = \alpha_1, t_{max}/s = 0,2$ [9]
5.4	Totaldrücke p_{0t} und p_{1t} im h/s-Diagramm
6.1	Geometrie des Meridianschnittes mit konstantem Nabenradius
6.2	Geometrie des Meridianschnittes mit konstantem mittleren Radius
6.3	Geometrie des Meridianschnitte mit konstantem Gehäuseradius
6.4	Isentrope Stufenwirkungsgrade der drei Verdichter
6.5	λ, φ -Charakteristiken einer Verdichterstufe mit verschiedenen Abströmwinkeln der Vorleitreihe
6.6	Verdichter mit konstantem Nabenradius: Isentroper Wirkungsgrad $\ \ldots \ \ldots \ \ldots$
6.7	Verdichter mit konstantem Nabenradius: Totaldruckverhältnis
6.8	Verdichter mit konstantem mittleren Radius: Isentroper Wirkungsgrad \ldots .
6.9	Verdichter mit konstantem mittleren Radius: Totaldruckverhältnis
6.10	Verdichter mit konstantem Gehäuseradius: Isentroper Wirkungsgrad $\ \ldots \ \ldots \ \ldots$
6.11	Verdichter mit konstantem Gehäuseradius: Totaldruckverhältnis
6.12	Minimales Radienverhältnis bei Leitradaustritt
6.13	Kritisches Radienverhältnis für schaufellosen Raum hinter dem Leitrad
6.14	Totaldruckverlustbeiwert in Abhängigkeit vom Abströmwinkel
6.15	Rückenstoß - Ausgangsstellung - Bauchstoß
6.16	Massenstrom in Abhängigkeit vom Abströmwinkel
6.17	Wirkungsgrad in Abhängigkeit vom Massenstrom
6.18	Zusammenhang Pumpgrenzenabstand - Massenstrom
6.19	Zusammenhang Pumpgrenzenabstand - normierter Massenstrom
6.20	Diffusionsfaktoren bei Verdichter mit konstantem Nabenradius
6.21	Diffusionsfaktoren bei Verdichter mit konstantem mittleren Radius
6.22	Diffusionsfaktoren bei Verdichter mit konstantem Gehäuseradius

6.23	Arbeitszahlen bei Verdichter mit konstantem Nabenradius	62
6.24	Arbeitszahlen bei Verdichter mit konstantem mittleren Radius	62
6.25	Arbeitszahlen bei Verdichter mit konstantem Gehäuseradius	63
6.26	$\lambda, arphi$ - Charakteristik der jeweils ersten Stufe der drei Verdichter	64
6.27	$\lambda, arphi$ - Charakteristik der letzten Stufe der drei Verdichter $\ldots \ldots \ldots \ldots$	65
6.28	Machzahlverlauf des Verdichters mit konstantem Nabenradius	67
6.29	Machzahlverlauf des Verdichters mit konstantem mittleren Radius	67
6.30	Machzahlverlauf des Verdichters mit konstantem Gehäuseradius	68
6.31	Schematische Darstellung des Machzahlverlaufs entlang der Verdichterlänge $\ .\ .$	68
7.1	Massenstromverhältnis über Differenz der Abströmwinkel zu IGV-Grundposition	70
7.2	Polytroper Wirkungsgrad über Massenstromverhältnis	72

Tabellenverzeichnis

4.1	Parameter der Vorleitreihe	3 4
5.1	Winkel und Verlustbeiwerte der Vorleitreihen	44
6.1	Ausgangswerte für die Auslegung	45
6.2	Parameter der Verdichter im Auslegungspunkt [18]	46
6.3	Meridiangeschwindigkeit und Dichte des Verdichters mit konstantem Nabenradius	65
7.1	Vergleich der Verdichter	69