Diplomarbeit

Vergleich verschiedener aerodynamischer Lastverteilungskonzepte in vielstufigen Axialverdichtern

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

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

durch
Martin FUX
Aßmayerg. 3
1120 Wien

Wien, am 2. Oktober 1995

Abstract

In dieser Arbeit wird zur Untersuchung der Eignung verschiedener Verdichtergeometrien als Verdichter für Kraftwerksgasturbinen je eine Konfiguration mit konstantem Naben- mittleren und Gehäuseradius ausgelegt.

Die Berechnung wird ausgehend von einem bestehenden Verdichter mit konstantem Nabenradius durchgeführt. Von diesem werden Massenstrom, Gesamtdruckverhältnis, Drehzahl und Stufenzahl übernommen. Sie sind auch bei allen drei Konfigurationen gleich groß.

Die Untersuchung beschränkt sich auf die Berechnung der Meridianströmung, die mit einem Stromlinienkrümmungsverfahren durchgeführt wird. Die dafür notwendigen Daten werden mit einer Mittelschnittrechnung bestimmt.

Die Verlustberechnung erfolgt mit in der Praxis bewährten Korrelationen nach *Vavra*, die Seitenwandgrenzschichten werden mit dem *Jansen*-Verfahren berechnet, das für die turbulente Plattengrenzschicht hergeleitet wurde, aber auch zur Abschätzung der Grenzschicht in einem Axialverdichter angewendet werden kann.

Die ausgelegten Verdichter haben konservative Stufenbelastungen und konventionelle Schaufelprofile. Unterschiede zeigen sich hauptsächlich im Maschinenquerschnitt am Eintritt und in der Schaufelzahl. Die Unterschiede im Wirkungsgrad und in der axialen Länge sind nur gering. Da aber die Verläufe der einzelnen Kenngrößen, insbesondere jener der Lastverteilung, signifikante Unterschiede aufweisen, ist zu erwarten, daß das Teillastverhalten der berechneten Verdichter mehr Aufschluß über deren Eignung als Kraftwerksverdichter gibt. Diese Untersuchung muß aber Gegenstand einer weiterführenden Arbeit sein.

Inhaltsverzeichnis

Formelverzeichnis **I**

1 Einleitung **1**

1.1 Beurteilungskriterien für einen Kraftwerksverdichter 2

1.2 Wahl der Auslegungsparameter 3

2 Stromlinienkrümmungsverfahren **6**

2.1 Numerische Strömungsberechnung bei Turbomaschinen 6

2.2 Grundlagen des Stromlinienkrümmungsverfahrens 7

2.2.1 Modellbildung 7

2.2.2 Koordinatensystem 8

2.2.3 Aufstellung der mathematischen Zusammenhänge 9

2.3 Numerische Lösung 11

2.4 Probleme bei der Anwendung 12

2.4.1 Berechnung der Stromlinienkrümmung 12

2.4.2 Verlustkorrelationen 12

2.4.3 Seitenwandgrenzschichten 13

3 HEARSEY Verdichterprogramm **14**

3.1 Allgemeines 14

3.2 Numerische Vorgangsweise 15

3.2.1 Erfüllung der Impulsbilanz 15

3.2.2 Integration der Bewegungsgleichung 15

3.2.3 Diskretisierung 15

3.2.4 Erfüllung der Massenbilanz 16

3.2.5 Anpassung der Meridiangeschwindigkeit und der Stromlinienlage 16

3.2.6 Konvergenzkriterien 17
3.3 Thermodynamische Stoffwertberechnung 17
3.4 Berechnung der Seitenwandgrenzschichten 18
3.5 Berechnung des Teillastverhaltens 19
3.6 Ausgabe des Programms 21

4 Verlustkorrelationen **22**
4.1 Profilverlust 23
4.2 Machzahlverluste 26
4.3 Sekundärverluste 27
4.4 Zusammensetzung der Verluste 30
4.5 Verluste in der Vorleitreihe 31

5 Preprozessor **32**
5.1 Eingabedaten 32
5.2 Mittelschnittrechnung 33
5.3 Schaufelgeometrie an Nabe und Gehäuse 36
5.4 Axiale Geometrie 38
5.5 Programmablauf 39
5.6 Ausgabe 40

6 Verdichterauslegung **41**
6.1 Verdichter mit konstantem Nabenradius 41
6.2 Verdichter mit konstantem Gehäuseradius 42
6.3 Verdichter mit konstantem mittleren Radius 46

7 Diskussion der Ergebnisse **48**
7.1 Globale Kennzahlen 48
7.2 Lastverteilung 49
7.2.1 Druckziffer 49
7.2.2 Stufendruckverhältnis 51
7.3 Wirkungsgrade 52
7.3.1 Gitterwirkungsgrade 52
7.3.2 Stufenwirkungsgrad 53

7.4 Reaktionsgrad 58
7.5 Grenzschichtberechnung 58
7.6 Mechanische Ausführbarkeit 58
7.6.1 Schaufelfestigkeit 65
7.6.2 Rotorschwingungen 68

8 Empfehlungen und Anregungen **69**

Literaturverzeichnis **71**

Liste der Abbildungen **73**

Liste der Tabellen **76**

Formelverzeichnis

Lateinische Formelzeichen

([*] Dimension hängt von der jeweiligen Verwendung ab)

Symbol	Beschreibung	Einheit
A	Auftriebskraft auf das Profil bezogen auf die Schaufellänge	[N/m]
A, B	Abkürzungen in der Bewegungsgleichung	[*]
A_B	durch die Verdrängungsdicke der Seitenwandgrenzschichten versperrte Fläche	$[m^2]$
A_{tot}	Querschnittsfläche des Strömungskanals	$[m^2]$
B	Versperrung	[–]
C	Integrationskonstante	[*]
D	Diffusionsfaktor	[–]
F	Schaufelkraft bezogen auf die Schaufellänge	[N/m]
H	Formfaktor	[–]
ΔH	Enthalpieerhöhung im Verdichter	[J/kg]
K	Energiefaktor	[–]
K	Konstante	[*]
L	Höhe des Strömungskanals	[m]
M	Machzahl	[–]
M	Biegemoment	[Nm]
Me	Meldahlzahl	[–]
N	Schaufelzahl	[–]
R	Gaskonstante	[J/(kgK)]
R_c	Relaxationsfaktor für die Anpassung der Meridiangeschwindigkeit	[–]
R_k	kinematischer Reaktionsgrad	[–]
R_m	Relaxationsfaktor für die Anpassung der Stromlinienlage	[–]
`RCONST`	vorgegebene Konstante bei der Berechnung des Relaxationsfaktors R_m	[–]
Re	Reynoldszahl	[–]
SM	Pumpgrenzenabstand	[–]
T	Temperatur	[K]
W	Widerstandskraft auf das Profil bezogen auf die Schaufellänge	[N/m]
W	Widerstandsmoment	$[m^3]$
`XMMAX`	Quadrat der maximal für die Berechnung des Relaxationsfaktors R_m verwendeten Machzahl	[–]

Symbol	Beschreibung	Einheit
a	Beschleunigung	$[m/s^2]$
a_u	Umfangsarbeit	[J/kg]
c	Absolutgeschwindigkeit	[m/s]
c_a	Auftriebsbeiwert	[–]
c_p	spezifische Wärmekapazität	[J/(kgK)]
c_w	Widerstandskoeffizient	[–]
c_{w_i}	induzierter Widerstandskoeffizient	[–]
c_{w_s}	Widerstandskoeffizient zufolge Seitenwandreibung	[–]
g	zu diskretisierende Größe	[*]
g	minimaler Axialabstand bezogen auf die Sehnenlänge	[–]
h	spezifische Enthalpie	[J/kg]
h	Schaufelhöhe	[m]
Δh	Stufenenthalpiedifferenz	[J/kg]
Δh"	Laufradenthalpiedifferenz	[J/kg]
i	Inzidenz	[deg]
m	Koordinate der Quasi-Orthogonalen entlang der Stromlinie	[m]
m	Masse	[kg]
$\dot{m}$	Massenstrom	[kg/s]
$\dot{m}_t$	Massenstrom über eine Schaufelteilung	[kg/s]
n	Polytropenexponent	[–]
p	Druck	[Pa]
p_W	Partialdruck des Wasserdampfes	[Pa]
p_{Ws}	Sättigungsdruck des Wasserdampfes	[Pa]
q	Lage der Stromlinie gemessen auf der Quasi-Orthogonalen	[m]
r	Radius	[m]
s	spezifische Entropie	[J/(kgK)]
s	Sehnenlänge	[m]
t	Schaufelteilung	[m]
t	Temperatur	[°C]
$\overline{v}$	mittlere Austrittsgeschwindigkeit	[m/s]
u	Umfangsgeschwindigkeit	[m/s]
v	Austrittsgeschwindigkeit aus dem Gitter	[m/s]
w	Relativgeschwindigkeit	[m/s]
x	axiale Koordinate	[m]
x	Massengehalt	[–]
Δx	Abstand der Quasi-Orthogonalen	[m]
Δx_{min}	minimaler Axialabstand	[m]
z	Stufenzahl	[–]

Griechische Formelzeichen

Symbol	Beschreibung	Einheit
Π	Druckverhältnis	[–]

Symbol	Beschreibung	Einheit
α	absoluter Strömungswinkel $\tan\alpha = \frac{c_u}{c_{ax}}$	[deg]
β	relativer Strömungswinkel $\tan\beta = \frac{w_u}{c_{ax}}$	[deg]
β_{1_c}	choking inlet angle	[deg]
β_{1_s}	stalling inlet angle	[deg]
γ	Staffelungswinkel	[deg]
γ	Winkel zwischen der Quasi-Orthogonalen und der radialen Richtung	[deg]
δ	Deviation	[deg]
δ	Radialspalt	[m]
δ^*	Verdrängungsdicke der Seitenwandgrenzschicht	[m]
δ^{**}	Impulsverlustdicke der Seitenwandgrenzschicht	[m]
δ^{***}	Energieverlustdicke der Seitenwandgrenzschicht	[m]
δ_e^{**}	effektive Impulsverlustdicke	[m]
ε	Neigungswinkel der Schaufeln	[deg]
η	Wirkungsgrad	[–]
κ	Isentropenexponent	[–]
ν	kinematische Zähigkeit	$[m^2/\mathrm{s}]$
ν	Nabenverhältnis $\nu = \frac{r_N}{r_G}$	[–]
ρ	Dichte	$[\mathrm{kg}/m^3]$
σ	Solidity $\sigma = \frac{s}{t}$	[–]
σ	Normalspannung	$[N/m^2]$
φ	Umfangsrichtung	[deg]
φ	Umlenkwinkel des Gitters	[deg]
φ	relative Luftfeuchte	[–]
φ	Durchflußzahl $\varphi = \frac{c_{ax}}{u}$	[–]
χ	Winkel zwischen Tangente an die Skelettlinie und der axialen Richtung	[deg]
ψ	Winkel zwischen axialer und meridionaler Richtung	[deg]
ψ	Druckziffer $\psi = \frac{a_u}{\frac{u^2}{2}}$	[–]
ω	Winkelgeschwindigkeit	[rad/s]
$\overline{\omega}$	Totaldruckverlustbeiwert	[–]

Vektoren

Symbol	Beschreibung
$\underline{e}$	Vektor der Quasi-Orthogonalen
$\underline{n}$	Normalenvektor auf die Stromlinie in der Meridianebene
$\underline{m}$	Tangentialvektor an die Stromlinie in der Meridianebene
$\underline{q}$	Vektor der Projektion von $\underline{e}$ in die Meridianebene

Indizes

Symbol	Beschreibung
∞	Größe der mittleren Geschwindigkeit im Gitter

Symbol	Beschreibung
0	Eintritt in die Vorleitreihe
1	Schaufelvorderkante
1	Eintritt in die Laufreihe
1	Verdichtereintritt
2	Schaufelhinterkante
2	Eintritt in die Leitreihe
2	Brennkammereintritt
3	Austritt aus der Leitreihe
3	Turbineneintritt
4	Turbinenaustritt
AP	Auslegungspunkt
D	Dampf
G	Gehäuse
L	Luft
N	Nabe
P	Profilverlust
PG	Pumpgrenze
S	Schaufelspitze
T	Turbine
V	Verdichter
ax	axiale Richtung
b	Biegung
calc	ohne Relaxationsfaktor berechneter Wert
e	Quasi-Orthogonale
i	aktuelle Quasi-Orthogonale
is	isentrope Zustandsänderung
j	aktuelle Stromlinie
k	aktueller Iterationsschritt
m	mittlerer Radius
m	meridionale Richtung
mid	50% Stromlinie
min	Minimalwert
opt	Optimum
p	polytrope Zustandsänderung
ref	Referenzwert
rel	im Relativsystem
t	Totalzustand
u	Umfangsrichtung
vgl	Vergleichsverdichter
z	Zugspannung

Kapitel 1

Einleitung

Die Hersteller von Axialverdichtern verfolgen zum Teil unterschiedliche Konzepte für ihre Maschinen. Diese Unterschiede sind sehr wesentlich von der Entwicklungsgeschichte abhängig, wobei vor allem bisherige Erfahrungen mit einer bestimmten Auslegung die Wahl der Geometrie maßgeblich beeinflussen.

In letzter Zeit werden sehr häufig von Flugzeuggasturbinen abgeleitete Verdichter im Kraftwerksbetrieb verwendet, was dazu führt, daß derzeit viele verschiedene Auslegungen verwendet werden. Es stellt sich daher die Frage welche Vor- und Nachteile die verschiedenen Geometrien bei Verwendung in Kraftwerksverdichtern besitzen.

In dieser Arbeit soll nun ausgehend von einem bestehendem Verdichter mit konstantem Nabenradius je ein Verdichter mit konstantem Gehäuse-, Naben- und mittleren Radius ausgelegt werden und aus den dabei berechneten Daten seine Eignung als Kraftwerksverdichter untersucht werden. Die an so einen Verdichter gestellten Anforderungen sind im nächsten Abschnitt näher erläutert, da hier aber keine Teillastrechnung durchgeführt wird, kann für die Beurteilung nur der Auslegungspunkt herangezogen werden.

Zur Berechnung der Meridianströmung wird ein nach dem Stromlinienkrümmungsverfahren arbeitendes Programm verwendet (Kapitel 2 und 3). Die dazu notwendigen Daten werden mit einer Mittelschnittrechnung bestimmt, die in Kapitel 5 beschrieben wird.

Die Verluste werden vom Preprozessor mit in der Praxis bewährten und in Kapitel 4 beschriebenen Korrelationen berechnet. Sie werden an Nabe, Gehäuse und am mittleren Radius berechnet und dem Stromlinienkrümmungsverfahren vorgegeben. Bei der Berechnung der Meridianströmung mit dem Stromlinienkrümmungsverfahren erfolgt hier keine Anpassung der Verluste an die tatsächlichen Strömungsverhältnisse. Eine solche Anpassung könnte beispielsweise über die Abhängigkeit des Verlusts vom Diffusionsfaktor durchgeführt werden.

Die Versperrung durch die Seitenwandgrenzschichten wird mit Hilfe des *Jansen*-Verfahrens festgelegt. Beim *Jansen*-Verfahren werden die Gleichungen der turbulenten Plattengrenzschicht auf den Axialverdichter angewendet. Dabei wird ein gegenüber dem bei der Berechnung der Plattengrenzschicht verwendeten Formfaktor geänderter Formfaktor verwendet. Zur Grenzschichtberechnung wird nur die meridionale Geschwindigkeitskomponente herangezogen, die Umfangsgeschwindigkeit geht beim *Jansen*-Verfahren nicht in die Rechnung ein.

1.1 Beurteilungskriterien für einen Kraftwerksverdichter

Im folgenden werden für den Einsatz eines Verdichters in einer Kraftwerksgasturbine wichtige Eigenschaften angeführt.

Eine der wesentlichsten Eigenschaften ist die Wirtschaftlichkeit. Wesentlich ist nicht nur ein wirtschaftlicher Betrieb des Verdichters sondern auch eine wirtschaftliche Wartung, Herstellung und Entwicklung. Bei den beiden letzten Punkten sind die jeweiligen Verhältnisse beim Hersteller in Bezug auf Erfahrungen mit bestimmten Fertigungsmethoden und Verdichterauslegungen und das Vorhandensein der für die Herstellung benötigten Betriebsmittel zu beachten. Ein wichtiger Parameter für die Wirtschaftlichkeit der Wartung und auch der Fertigung ist die Gesamtschaufelzahl des Verdichters. Steigt die Schaufelzahl müssen mehr Schaufeln gefertigt, eingesetzt und bei der Wartung ersetzt werden, was zu höheren Kosten bei Herstellung und Wartung führt.

Eine Möglichkeit zur Senkung der Schaufelzahl eines Verdichters und damit zu einer möglichen Verbesserung der Wirtschaftlichkeit ist die Verringerung der Stufenzahl durch Erhöhung der Stufendruckverhältnisse. Dadurch steigt aber die Belastung der Schaufeln, was zu höheren Entwicklungskosten beim Entwurf der Schaufelprofile führt und außerdem auch großen Einfluß auf das Teillastverhalten hat.

Für einen wirtschaftlichen Betrieb ist ein hoher Wirkungsgrad im Auslegungspunkt und im Teillastbereich wichtig. Ersterer wird bei mittleren Stufenbelastungen und bei konservativer Wahl der Umfangsmachzahl erzielt, da sonst die großen Umlenkungen beziehungsweise die hohen Machzahlen zu aerodynamischen Problemen führen. Eine weitere wichtige Maßnahme zur Erhöhung des Wirkungsgrads ist die Anpassung der Schaufelprofile an die tatsächlichen Strömungsverhältnisse, wobei besonders auf die Sekundärströmungen im Bereich der Seitenwände Rücksicht genommen werden muß.

An das Teillastverhalten eines Kraftwerksverdichters wird neben dem hohen Teillastwirkungsgrad auch die Forderung nach einem breiten Betriebsbereich gestellt. Der Betriebsbereich wird dabei durch die Pumpgrenze und durch das Auftreten niedriger Teillastwirkungsgrade bei zu großen Abweichungen vom Auslegungspunkt eingegrenzt.

Ein wichtiger Parameter für den möglichen Verwendungsbereich eines Verdichters ist der Abstand des Betriebspunkts von der Pumpgrenze SM, der nach *Sehra et al.* [17] durch

$$SM[\%] = \left[\frac{\left(\frac{\Pi_t}{\dot{m}}\right)_{PG}}{\left(\frac{\Pi_t}{\dot{m}}\right)_{AP}} - 1 \right] \cdot 100 \tag{1.1}$$

gegeben ist, wobei Π_t das Totaldruckverhältnis des Verdichters und $\dot{m}$ der Gesamtmassenstrom durch den Verdichter ist. Der Index PG steht für die Pumpgrenze bei Auslegungsdrehzahl, AP für den Auslegungspunkt.

Das Teillastverhalten kann durch variable Leitreihen in den ersten Stufen und durch Verwendung von Schaufelprofilen mit breitem Verwendungsbereich verbessert werden. Auch das Anfahrverhalten wird durch variable Leitreihen positiv beeinflußt, da dadurch der Massenstrom geregelt werden kann.

Früher wurden zur Regelung eines Verdichters häufig Abblasventile verwendet. Diese Regelungsart führt aber zu niedrigeren Wirkungsgraden als bei der Regelung durch variable Leitrei-

hen. Dem Verdichter wird bei modernen Anlagen nur noch für die Turbinenkühlung und eventuell für Hilfsaggregate Luft entnommen. Die Ventile für die Abblasungen müssen bei der Auslegung und der Konstruktion des Verdichters beachtet werden.

Variable Vorleitreihen werden auch verwendet, um die aufgenommene Verdichterleistung bei einer kombinierten Gas- und Dampfturbinenanlage durch Senkung des Massenstroms zu reduzieren. Dadurch erhält man auch im Teillastbereich eine hohe Turbinenaustrittstemperatur mit der man einen Dampferzeuger betreiben kann.

Für den Erfolg eines Verdichters ist aber nicht nur die aerodynamische Auslegung sondern auch die mechanische Ausführung sehr wesentlich.

Die Schaufeln müssen den Gas- und Fliehkräften standhalten. Bei der Definition des Schaufelprofils muß auf die Verwindung durch die Fliehkräfte und die Deformation durch die Biegekräfte Rücksicht genommen werden.

Neben den Belastungen durch die Schaufelkräfte ist auch das Schwingungsverhalten der Maschine wichtig. Dabei sind die Eigenfrequenzen der Welle, der Rotorschaufeln und der Statorschaufeln zu untersuchen.

Für einen stationären Verdichter sind Gewicht und Gesamtabmessungen weniger wichtige Eigenschaften.

1.2 Wahl der Auslegungsparameter

Für den in Kapitel 5 beschriebenen Preprozessor ist die Vorgabe bestimmter Kenngrößen notwendig. Dazu zählt die Angabe von Eintrittszustand, Drehzahl und Gesamtmassenstrom.

Alle diese Größen wurden für die drei entworfenen Verdichter konstant gehalten. Sie wurden von einem bestehenden Verdichter übernommen. Der Eintrittszustand entspricht dem Normzustand, jedoch wurde ein Totaldruckverlust in den Saugleitungen angenommen. Die Drehzahl ist bei einer Gasturbine ohne Getriebe zwischen Generator und Turbine und einem zweipoligen Generator gleich der Netzfrequenz. Die Drehzahl wird hier für eine Netzfrequenz von 60 Hz mit 3 600 U/min angenommen.

Da die drei Verdichter für Gasturbinen mit gleicher Nutzleistung entworfen werden sollen, wurde das Druckverhältnis bei allen drei gleich groß gewählt. Damit ist auch der Massenstrom bei allen drei gleich groß. Die Wahl eines konstanten Gesamtdruckverhältnisses kann mit Hilfe der Kreisprozeßrechnung des Gasturbinenprozesses (Abb. 1.1) erklärt werden. Die Turbineneintrittstemperatur T_{3t} ist durch die thermische Belastbarkeit der ersten Turbinenstufe vorgegeben. Für die so festgelegte Turbineneintrittstemperatur und die ebenfalls gegebene Verdichtereintrittstemperatur T_{1t} gibt es einen Kreisprozeß mit dem Gesamtdruckverhältnis $\Pi_{t_{opt}}$, der eine maximale Nutzarbeit liefert. Das optimale Druckverhältnis ist durch

$$\Pi_{t_{opt}} = \left[\eta_{is-V}\eta_{is-T}\left(\frac{T_{3t}}{T_{1t}}\right)\right]^{\frac{\kappa}{2(\kappa-1)}} \tag{1.2}$$

gegeben, wobei η_{is-V} der isentrope Verdichterwirkungsgrad und η_{is-T} der isentrope Turbinenwirkungsgrad ist.

Da für die drei Verdichter dieselbe Turbine verwendet werden soll ist auch das Gesamtdruckverhältnis aller drei Verdichter gleich groß, wenn sie sich im isentropen Verdichterwirkungsgrad

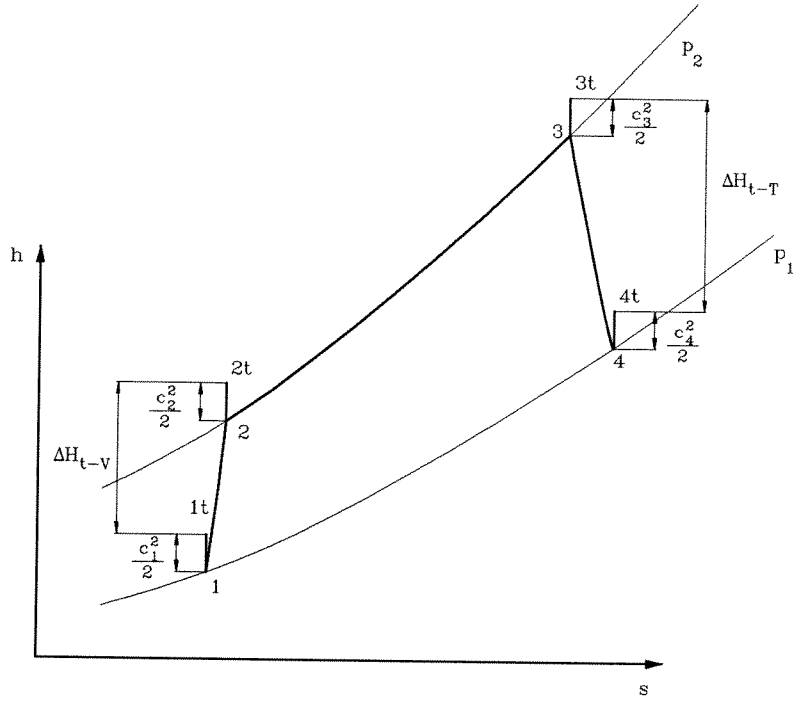


Abbildung 1.1: Kreisprozeß einer offenen Gasturbinenanlage

nur wenig unterscheiden. Sonst müßte iterativ von einem Startwert ausgehend ein Verdichter ausgelegt werden, dessen isentroper Wirkungsgrad bestimmt und damit ein neues optimales Gesamtdruckverhältnis errechnet werden.

Da die Nutzleistung und das Gesamtdruckverhältnis bekannt sind, kann der Gesamtmassenstrom aus der Kreisprozeßrechnung bestimmt werden. Da für alle drei Verdichter der Wirkungsgrad etwa gleich groß ist, ist auch die benötigte Arbeit für den Antrieb beinahe identisch. Damit ergibt sich, daß der Massenstrom bei allen drei Verdichtern gleich groß angenommen wird. Eigentlich müßte der Massenstrom ebenso wie das optimale Gesamtdruckverhältnis iterativ mit den in der Auslegung berechneten Daten bestimmt werden.

Die drei Verdichter besitzen auch identische Stufenzahlen. Da hier konventionelle, mittel belastete Profile verwendet werden, sind die Stufenbelastungen, ausgedrückt durch die Druckziffer

$$\psi = \frac{a_u}{\frac{u^2}{2}} \tag{1.3}$$

nur in einem geringem Bereich veränderbar. a_u in Glg. 1.3 ist die Umfangsarbeit der Stufe, u die Umfangsgeschwindigkeit an einem Referenzradius. Auf die Wahl des Referenzradius wird bei der Diskussion der Ergebnisse eingegangen.

Nimmt man zur Abschätzung der Stufenzahl an, daß ψ für alle Stufen konstant ist, so erhält man mit dem Polytropenexponenten n die notwendige Stufenzahl z durch

$$z = \frac{2}{\kappa - 1} \frac{1}{M_u^2 \psi} \left(\Pi_{t_{opt}}^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) \tag{1.4}$$

Die Umfangsmachzahl M_u, gebildet mit der Referenzumfangsgeschwindigkeit u aus Glg. 1.3, ist auch nur in einem begrenzten Rahmen wählbar, da bei zu niedriger Wahl die Stufendruck-

verhältnisse kleiner werden und bei zu großer Umfangsmachzahl mechanische und aerodynamische Probleme auftreten.

Da also für M_u und ψ nur geringe Variationsmöglichkeiten bestehen, ist die Stufenzahl ebenfalls nicht weit variierbar und wird aus diesem Grund für alle drei Verdichter gleich groß gewählt.

Dem Preprozessor wird zwar nicht die Umfangsmachzahl sondern die Umfangsgeschwindigkeit an der Spitze der ersten Laufreihe vorgegeben, da aber die Eintrittstemperatur bei allen drei Verdichtern gleich ist, ist die Umrechnung für alle drei Verdichter gleich. Die Wahl der Umfangsgeschwindigkeit unterliegt sowohl mechanischen als auch aerodynamischen Einschränkungen. Bei steigenden Umfangsgeschwindigkeiten steigt die Fliehkraft und auch die relative Anströmgeschwindigkeit der Laufreihen, was zur Ausbildung von Verdichtungsstößen und damit zu erhöhten Verlusten führt.

Als weitere Parameter müssen dem Preprozessor Umfangsarbeit, Leitradabströmwinkel, Solidity, Schaufelseitenverhältnis und die Axialgeschwindigkeit am Stufenaustritt angegeben werden.

Die Wahl der Umfangsarbeit je Stufe erfolgt so, daß der Verdichter das geforderte Gesamtdruckverhältnis erreicht. Dazu wird als erste Näherung die Totalenthalpiedifferenz ΔH_t, die bei einem gegebenen polytropen Verdichterwirkungsgrad η_p für das optimale Druckverhältnis $\Pi_{t_{opt}}$ benötigt wird, durch

$$\Delta H_t = c_p T_{1t} \left[\Pi_{t_{opt}}^{\frac{R}{c_p \eta_p}} - 1 \right] \tag{1.5}$$

berechnet und gleichmäßig auf alle Stufen verteilt. Anschließend wird die Meridianströmung mit dem Stromlinienkrümmungsverfahren berechnet. Dabei werden auch die Diffusionsfaktoren

$$D = 1 - \frac{w_2}{w_1} + \frac{|w_{u1} - w_{u2}|}{2\sigma w_1} \tag{1.6}$$

der einzelnen Gitter bestimmt. w ist in obiger Gleichung die Relativgeschwindigkeit, w_u die Umfangskomponente der Relativgeschwindigkeit und σ die Solidity. Der Index 1 bezeichnet den Gittereintritt, 2 den Gitteraustritt. Die Umfangsarbeit der einzelnen Stufen wird nun so angepaßt, daß die Diffusionsfaktoren für alle Laufreihen gleich groß sind, da dann alle Stufen etwa gleiche aerodynamische Belastungen aufweisen.

Die Schaufelseitenverhältnisse der Gitter wurden so gewählt, daß die großen Sekundärverluste bei kleinen Schaufelseitenverhältnissen nicht zu stark ins Gewicht fallen und andererseits die Schaufelzahl und die Gefahr von Schaufelschwingungen und mechanischen Überbeanspruchungen wegen der langen, schlanken Schaufeln bei hohen Schaufelseitenverhältnissen nicht zu stark zunehmen.

Die Axialgeschwindigkeit ist über den gesamten Verdichter konstant. Sie ist durch die Forderung einer Verdichteraustrittsmachzahl von $M = 0,3$ gegeben, was eine für die Brennkammer günstige Eintrittsgeschwindigkeit ist.

Die Leitradabströmwinkel sind konstant über den Radius und betragen in den mittleren Stufen 28°. Bei niedrigeren Winkeln steigt der Reaktionsgrad, wodurch der Wirkungsgrad sinkt, bei größeren Winkeln sind die Leitreihen der ersten und letzten Stufen sehr stark belastet, was auch zu einem Rückgang des Wirkungsgrads führt.

Kapitel 2

Stromlinienkrümmungsverfahren

2.1 Numerische Strömungsberechnung bei Turbomaschinen

Die Strömung in einer Turbomaschine wird durch die dreidimensionalen, kompressiblen Navier-Stokes Gleichungen beschrieben. Die Lösung dieser Gleichungen für eine mehrstufige Maschine verlangt aber Rechenleistungen, die auch in absehbarer Zukunft nicht verfügbar sein werden. Daher werden Methoden, die unter vereinfachenden Annahmen hergeleitet wurden, weiterhin von Bedeutung sein.

Wu [24] hat gezeigt, daß die Berechnung der dreidimensionalen, kompressiblen, reibungsfreien Strömung in einer Turbomaschine auf die Berechnung in zwei miteinander gekoppelten Flächen, der S1 und S2 Fläche (Abb. 2.1), zurückgeführt werden kann.

Die S1 Fläche ist am Eintritt in die Maschine eine Rotationsfläche, die S2 Fläche eine meridionale Ebene zwischen Nabe und Gehäuse, im Schaufelgitter verwinden sie sich, da sie von Stromflächen gebildet werden. Die gemeinsame Lösung der dreidimensionalen Strömung auf der S1 und S2 Fläche durch iterative Nachführung der Geometrie ist sehr aufwendig, da von Iteration zu Iteration die Geometrie der S1 und S2 Fläche neu berechnet werden muß. Deshalb werden häufig die sogenannten Throughflow methods verwendet, die die Strömung nur auf einer axialsymmetrischen mittleren Stromfläche zwischen Nabe und Gehäuse berechnen. Die Fehler, die durch die Annahme einer axialsymmetrischen Fläche gemacht werden sind klein gegen die Ungenauigkeiten in der Berechnung der Verluste, der Seitenwandgrenzschichten und der Deviation, sodaß der höhere numerische Aufwand, der bei der iterativen Nachführung der Stromflächen entsteht, nicht gerechtfertigt erscheint.

Das Stromlinienkrümmungsverfahren, mit dem die Meridianströmung der hier ausgelegten Verdichter berechnet wurde, gehört zu den Throughflow methods. Es ist jetzt seit 30 Jahren in Verwendung und hat sich sowohl zur Auslegung als auch zur Nachrechnung der Strömungsverhältnisse in axialen und radialen Turbomaschinen bewährt.

Genaugenommen muß man zwischen Duct flow methods und Throughflow methods unterscheiden. Bei ersteren werden Rechenstationen nur im schaufellosen Raum und an den Schaufelkanten gelegt, während bei letzteren Rechenstationen auch im beschaufelten Ringraum gelegt werden, was diese Methode vor allem in Verbindung mit einer Berechnung der Strömung auf einer S1 Fläche sehr leistungsfähig macht, da dadurch eine quasi-dreidimensionale Lösung gefunden werden kann.

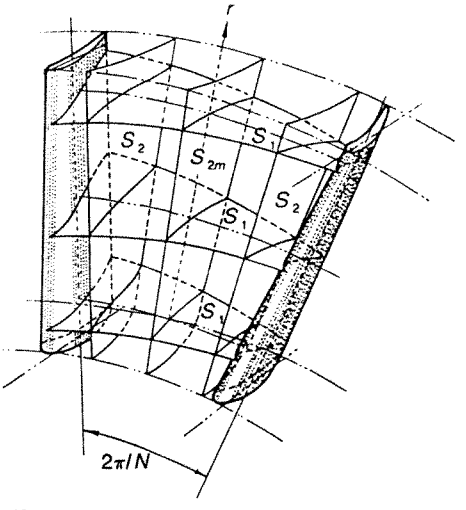


Abbildung 2.1: Lage der S1 und S2 Fläche in einem Schaufelgitter [2]

Das Stromlinienkrümmungsverfahren wird in dieser Arbeit als Duct flow method verwendet. Der Vorteil bei diesem Spezialfall der Throughflow methods liegt in der geringen Anzahl an Rechenstationen und in einer einfacheren Eingabe, da die Strömungswinkel und die Verluste nur dort angegeben werden müssen, wo sie auch einfach ermittelt werden können, nämlich an den Schaufelhinter- und -vorderkanten. Die Nachteile liegen in der schlechten Auflösung dreidimensionaler Effekte und darin, daß der Verlauf der Stromlinien im Schaufelgitter nicht berechnet werden kann.

2.2 Grundlagen des Stromlinienkrümmungsverfahrens

2.2.1 Modellbildung

Die Gleichungen, die die Strömung beschreiben, sind die

- Impulsbilanz, die
- Kontinuitätsgleichung und die
- Energiebilanz.

Bei der Herleitung der Bewegungsgleichung für das Stromlinienkrümmungsverfahren werden nun folgende Annahmen getroffen:

- stationäre Strömung,
- axialsymmetrische Strömung,
- reibungsfreie Strömung,
- adiabate Strömung,

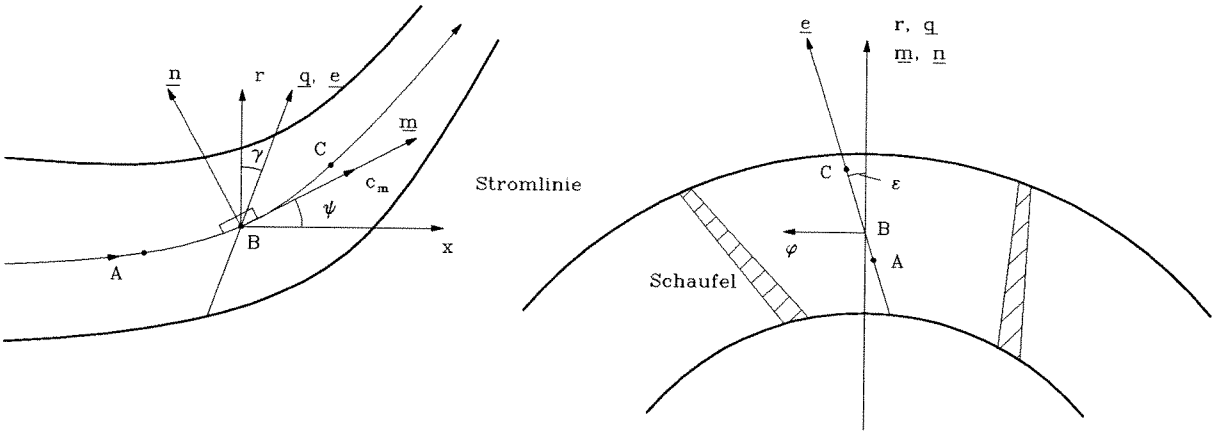


Abbildung 2.2: Bezeichnungen bei der Herleitung des Stromlinienkrümmungsverfahrens

- entlang Stromlinien konstante Totalenthalpie im ruhenden beziehungsweise konstante Rothalpie im bewegten System und
- ideales Gasgemisch als Arbeitsmittel.

Die ersten beiden Annahmen bedingen einander, da die Strömung in einer abwechselnden Anordnung von Leit- und Laufgitter nur dann stationär sein kann, wenn sie auch axialsymmetrisch ist. Axialsymmetrische Strömungsverhältnisse können eigentlich nur dann vorliegen, wenn in Umfangsrichtung unendlich viele Schaufeln angebracht sind, sodaß die Unterschiede in Umfangsrichtung auf der unendlich dünnen Stromfläche gemittelt werden. Man berechnet also eigentlich den Mittelwert der in Umfangsrichtung unterschiedlichen Strömungsverhältnisse.

Die Annahme reibungsfreier Strömung bezieht sich nur auf die Vereinfachung bei der Herleitung der Grundgleichungen, da die Reibungsterme in der Bewegungsgleichung vernachlässigt werden. Die Reibungsverluste gehen in Form einer Entropieerhöhung in meridionaler Richtung in die Rechnung ein. Diese Entropieerhöhung wird durch empirische Verlustkorrelationen ermittelt.

Im Verdichter wird meist eine adiabate Strömung vorliegen, daher ist auch diese Annahme gerechtfertigt.

Das Arbeitsmittel wird als ideales Gasgemisch aus Luft und Wasserdampf betrachtet. Die spezifischen Wärmekapazitäten werden den Gastafeln von *Wu* [25] entnommen und durch Polynome 8. Ordnung angenähert, wodurch die Stoffwerte sehr genau berechnet werden.

2.2.2 Koordinatensystem

In Abb. 2.2 sind die wichtigsten Bezeichnungen, die bei der Herleitung verwendet werden, dargestellt. Der Vektor $\underline{e}$ liegt in der mittleren Meridianstromfläche, $\underline{q}$ in der Meridianebene. Der Winkel ε gibt die Neigung der Meridianstromfläche zur Meridianebene an und entspricht der lokalen Schaufelneigung. ε kann mit dem Radius variieren, der Betrag von ε ist aber üblicherweise klein.

In der Ansicht auf die Meridianebene sieht man auch den Tangentialvektor $\underline{m}$ an die Projektion der Stromlinie $\overline{ABC}$ in die Meridianebene. Die Normale auf die projizierte Stromlinie ist durch den Vektor $\underline{n}$ gegeben.

Da die Vektoren $\underline{m}$ und $\underline{n}$ von der Lage der Stromlinie abhängen, die erst während der Rechnung iterativ bestimmt wird, verwendet man zum Aufstellen der Grundgleichung eine Richtung, die etwa normal auf die angenommene Stromlinie steht und während der Rechnung unverändert bleibt. Diese Richtung nennt man die Quasi-Orthogonale. Sie wird hier mit $\underline{e}$ bezeichnet. Die Projektion von $\underline{e}$ in die Meridianebene bezeichnet man mit $\underline{q}$. Sowohl $\underline{e}$ als auch $\underline{q}$ sind um den Winkel γ zur achsnormalen $r - \varphi$-Ebene geneigt, während $\underline{m}$ mit der axialen Richtung x den Winkel ψ einschließt.

2.2.3 Aufstellung der mathematischen Zusammenhänge

Die Herleitung der Impulsbilanz erfolgt hier nicht durch explizites Aufstellen der Grundgleichungen und nachfolgende Vereinfachung mit den getroffenen Annahmen, sondern folgt weitgehend der Herleitung in [2], da hier die physikalischen Grundlagen der Terme in der Bewegungsgleichung klarer erkennbar werden.

Die Bewegungsgleichung in Richtung der Quasi-Orthogonalen $\underline{e}$ kann angeschrieben werden als

$$a_e = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial e} \tag{2.1}$$

wobei a_e die Beschleunigung eines Fluidpartikels in Richtung der Quasi-Orthogonalen, ρ die Dichte und $\frac{\partial p}{\partial e}$ der Druckgradient in Richtung der Quasi-Orthogonalen ist.

Zuerst muß der Ausdruck für die Beschleunigung a_e aus den einzelnen Beschleunigungskomponenten gebildet werden:

- der 2. Hauptsatz der Thermodynamik nach $\underline{m}$ abgeleitet gibt

$$T\frac{\partial s}{\partial m} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial m} - c_m\frac{\partial c_m}{\partial m} - c_u\frac{\partial c_u}{\partial m} \tag{2.2}$$

  Damit lautet die Beschleunigung in meridionaler Richtung

$$a_m = T\frac{\partial s}{\partial m} + c_m\frac{\partial c_m}{\partial m} + c_u\frac{\partial c_u}{\partial m} \tag{2.3}$$

  T ist die Temperatur, $\frac{\partial s}{\partial m}$ die Zunahme der spezifischen Entropie in meridionaler Richtung, c_m die meridionale und c_u die Tangentialkomponente der Absolutgeschwindigkeit.

- $-\frac{c_u^2}{r}$: Zentripetalbeschleunigung des Partikels in radialer Richtung zufolge seiner Umfangsgeschwindigkeit.

- $\frac{c_m^2}{r_m}$: Zentripetalbeschleunigung in Richtung $\underline{n}$ zufolge der Stromlinienkrümmung r_m. $r_m = \frac{\partial m}{\partial \psi}$

- Beschleunigung des Fluidpartikels in Umfangsrichtung zufolge der Umfangskraft:

$$a_u = \frac{c_m}{r}\frac{\partial (rc_u)}{\partial m} \tag{2.4}$$

Die ersten drei Beschleunigungsterme bilden die Beschleunigung in Richtung $\underline{q}$:

$$\begin{aligned} a_q &= T\frac{\partial s}{\partial m}\sin(\gamma+\psi) + c_m\frac{\partial c_m}{\partial m}\sin(\gamma+\psi) + c_u\frac{\partial c_u}{\partial m}\sin(\gamma+\psi) \\ &+ \frac{c_m^2}{r_m}\cos(\gamma+\psi) - \frac{c_u^2}{r}\cos\gamma \end{aligned} \tag{2.5}$$

Der dominierende Term in Glg. 2.5 ist bei Axialmaschinen der letzte, da die Axialgeschwindigkeit annähernd konstant gehalten wird, der Winkel $(\gamma+\psi)$ klein und der Krümmungsradius der Stromlinien meist sehr groß ist.

Die Bewegungsgleichung in Richtung $\underline{e}$ lautet

$$-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial e} = a_q\cos\varepsilon + a_u\sin\varepsilon \tag{2.6}$$

Mit $q = e\cos\varepsilon$ erhält man nach Anwendung der Kettenregel

$$-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial q} = a_q + a_u\tan\varepsilon \tag{2.7}$$

Setzt man jetzt noch

$$\begin{aligned} -\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial q} &= T\frac{\partial s}{\partial q} - \frac{\partial h}{\partial q} = \\ &= T\frac{\partial s}{\partial q} - \frac{\partial h_t}{\partial q} + \frac{1}{2}\frac{\partial}{\partial q}\left(c_m^2 + c_u^2\right) \end{aligned} \tag{2.8}$$

in Glg. 2.7 ein, erhält man

$$\begin{aligned} \frac{1}{2}\frac{\partial c_m^2}{\partial q} &= \frac{\partial h_t}{\partial q} - T\frac{\partial s}{\partial q} + T\frac{\partial s}{\partial m}\sin(\gamma+\psi) + c_m\frac{\partial c_m}{\partial m}\sin(\gamma+\psi) + \frac{c_m^2}{r_m}\cos(\gamma+\psi) \\ &+ \frac{c_m}{r}\frac{\partial(rc_u)}{\partial m}\tan\varepsilon - \frac{1}{2}\frac{\partial c_u^2}{\partial q} + c_u\frac{\partial c_u}{\partial m}\sin(\gamma+\psi) - \frac{c_u^2}{r}\cos\gamma \end{aligned} \tag{2.9}$$

wobei h die statische und h_t die Totalenthalpie ist.

Die drei letzten Terme können unter Zuhilfenahme von geometrischen Beziehungen vereinfacht werden, sodaß die endgültige Bewegungsgleichung des Stromlinienkrümmungsverfahrens

$$\begin{aligned} \frac{1}{2}\frac{\partial c_m^2}{\partial q} &= \frac{\partial h_t}{\partial q} - T\frac{\partial s}{\partial q} + T\frac{\partial s}{\partial m}\sin(\gamma+\psi) + c_m\frac{\partial c_m}{\partial m}\sin(\gamma+\psi) + \frac{c_m^2}{r_m}\cos(\gamma+\psi) \\ &+ \frac{c_m}{r}\frac{\partial(rc_u)}{\partial m}\tan\varepsilon + c_u\frac{\partial c_u}{\partial q} - \frac{1}{r^2}\frac{\partial(r^2c_u^2)}{\partial q} \end{aligned} \tag{2.10}$$

lautet.

Glg. 2.10 ist die Grundgleichung des Stromlinienkrümmungsverfahrens. Sie bestimmt den Gradienten der Meridiangeschwindigkeit, der Betrag muß aber noch durch die Erfüllung der Massenbilanz

$$2\pi(1-B)\int_{r_N}^{r_G}\rho(q)c_m(q)\cos(\gamma+\psi)\,r(q)\,dq = \dot{m} \tag{2.11}$$

bestimmt werden. B ist der Anteil des Strömungsquerschnitts, der durch die Verdrängungsdicke der Seitenwandgrenzschicht δ^* versperrt wird, die sogenannte Versperrung.

2.3 Numerische Lösung

Die Vorgangsweise bei der numerischen Lösung von Glg. 2.10 und Glg. 2.11 erfolgt üblicherweise nach folgenden Schritten:

1. Festlegung des Vektors $\underline{q}$ für jede Rechenstation.
2. Vorgabe einer Anfangslage der Stromlinien als Startwert für die Iteration; daraus wird dann auch die Stromlinienkrümmung und die Kontraktion der Stromröhren berechnet.
3. Annahme von Startwerten für Meridiangeschwindigkeit c_m, Totaltemperatur und Entropie an jeder Rechenstation.
4. Bestimmung von c_u und p_t aus der Schaufelgeometrie und den angenommenen Werten für Meridiangeschwindigkeit, Totaltemperatur und Entropie oder durch explizite Vorgabe bei der Auslegungsrechnung.
5. Berechnung der Terme auf der rechten Seite von Glg. 2.10 mit den Werten vom vorhergehenden Iterationsschritt.
6. Integration der Bewegungsgleichung (Glg. 2.10) entlang der Quasi-Orthogonalen. Dadurch wird die Meridiangeschwindigkeit bis auf eine Integrationskonstante festgelegt.
7. Einsetzen der berechneten Meridiangeschwindigkeitsverteilung in die Kontinuitätsgleichung (Glg. 2.11). Dadurch wird der Massenstrom berechnet und durch Vergleichen mit dem vorgegebenen Wert kann die Verteilung der Meridiangeschwindigkeit durch Anpassung der Integrationskonstanten neu bestimmt werden. Falls eine Korrektur für c_m notwendig war wiederholt man Punkt 6 so lange bis die Lösung konvergiert ist.
8. Durch Integration von c_m entlang der Quasi-Orthogonalen legt man jetzt die neue Lage der Stromlinien fest. Diese sollen die vorgegebene Bedingung für den Massenstrom zwischen Nabe und Stromlinie erfüllen. Die weiteren Rechenstationen werden aber noch mit den alten Stromlinienlagen berechnet.
9. Jetzt führt man die Schritte 4 bis 8 für alle Quasi-Orthogonalen durch.
10. Erst an dieser Stelle werden die neuen Schnittpunkte der Stromlinien mit den Quasi-Orthogonalen bestimmt. Dabei wird aber ein Relaxationsfaktor verwendet um die numerische Stabilität des Verfahrens zu gewährleisten. Damit kann man nun auch die neue Stromlinienkrümmung bestimmen.
11. Ist die Differenz zwischen der neuen und alten Lage der Stromlinien außerhalb der vorgegebenen Toleranz geht man zu Schritt 4 zurück, sonst ist die Berechnung abgeschlossen.

Man kann Punkt 4 durch eine Rechnung auf einer S1 Fläche ersetzen. Häufig wird diese dann aber nur vor der ersten Iteration durchgeführt, nach Punkt 9 und 11 wird dann bei 5 fortgesetzt.

Auf die Besonderheiten bei der numerischen Realisierung des Verfahrens beim HEARSEY Verdichterprogramm wird in Kapitel 3 näher eingegangen.

2.4 Probleme bei der Anwendung

2.4.1 Berechnung der Stromlinienkrümmung

Die Stromlinienkrümmung wird mit der zweiten Ableitung der Kurvengleichung der Stromlinie ermittelt. Da beim Differenzieren kleine Fehler verstärkt werden, ist die Wahl eines geeigneten Polynoms für die Genauigkeit der Rechnung sehr wichtig. Für den Spezialfall, daß die Rechenstationen nur an den Schaufelvorder- und -hinterkanten liegen, hat *Denton* [3] gezeigt, daß die Interpolation mit quadratischen Polynomen ausreichend genau ist und numerische Probleme, anders als bei Verwendung von Polynomen höherer Ordnung, nicht auftreten.

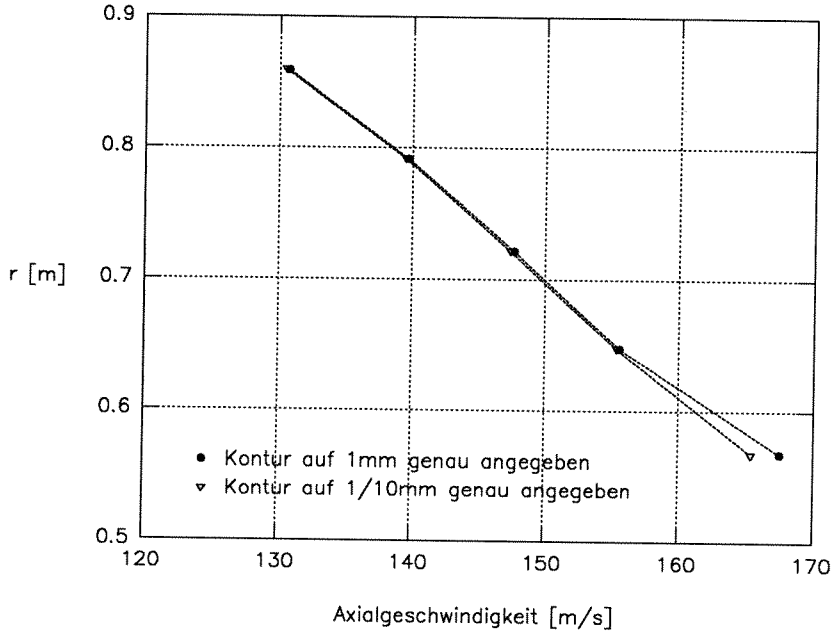


Abbildung 2.3: Vergleich der Axialgeschwindigkeitsprofile beim Rotor der 4. Stufe des hier entworfenen Verdichters mit konstantem Gehäuseradius für verschieden genaue Angaben der Koordinaten der Kanalkontur.

Für die Rechengenauigkeit ist auch die Genauigkeit bei der Vorgabe der Koordinaten der Punkte der Kanalkontur besonders wichtig. Abb. 2.3 zeigt zwei Geschwindigkeitsprofile. Da es sich um einen Verdichter mit konstantem Gehäuseradius handelt, ist die Nabenkontur gekrümmt. Die Angabe der Koordinaten der Nabenkontur mit einer Genauigkeit von $1mm$ führt zu Ungenauigkeiten bei der Berechnung der Stromlinienkrümmung und damit zu einer ungenauen Berechnung der Strömungsverhältnisse an der gekrümmten Kontur. Erhöht man die Genauigkeit der Koordinatenpunkte um eine Stelle, so wird diese Fehlerquelle eliminiert.

2.4.2 Verlustkorrelationen

In diesem Abschnitt werden nur allgemeine Hinweise auf mögliche Vorgangsweisen und Probleme bei der Verlustberechnung beim Stromlinienkrümmungsverfahren gemacht, die tatsächlich verwendeten Verlustkorrelationen sind in Kapitel 4 beschrieben.

Die üblicherweise verwendeten Korrelationen berechnen die Verluste auf einem mittleren Radius, die Randverluste werden dabei über den gesamten Querschnitt verschmiert. Beim Stromlinienkrümmungsverfahren ist diese Vorgangsweise aber nicht befriedigend, weil man die Verluste für jede Stromlinie vorgeben muß.

Um die radial unterschiedlichen Strömungsverhältnisse bei der Verlustrechnung beachten zu können, gibt es zwei verschiedene Möglichkeiten: bei der einen werden die Sekundärverluste über die Schaufellänge verschmiert und der Profilverlust mit den lokalen Geschwindigkeitsdreiecken gebildet, bei der zweiten werden die Sekundärverluste nicht über die Schaufellänge verschmiert sondern sie gehen nur dort in die Rechnung ein, wo sie auch tatsächlich auftreten, also vor allem an den Seitenwänden.

Die zweite Methode führt wegen der im Stromlinienkrümmungsverfahren entlang der Stromlinien konstant angenommenen Entropie zu einem starken Anstieg der Verluste im Wandbereich, da die in der Realität vorhandenen Mischungsprozesse nicht im mathematischen Modell enthalten sind. Bei manchen Meridianströmungs-Berechnungsprogrammen, die nach dem Stromlinienkrümmungsverfahren arbeiten, ist aber auch ein numerisches Verfahren zur Berechnung der Mischungsprozesse beinhaltet, sodaß dann die Sekundärverluste mit einer realitätsgetreuen Verteilung vorgegeben werden können. Da diese Möglichkeit beim hier verwendeten HEARSEY Verdichterprogramm nicht besteht, müssen die Sekundärverluste verschmiert werden.

2.4.3 Seitenwandgrenzschichten

Der Einfluß der Seitenwandgrenzschichten ist vor allem bei Axialverdichtern zu beachten. Sie verursachen einerseits eine Verkleinerung des Strömungsquerschnitts, was durch einen Versperrungsfaktor in der Kontinuitätsgleichung berücksichtigt werden kann, andererseits verursachen sie eine Sekundärströmung, die in die Verlustkorrelation eingehen muß.

Kapitel 3

HEARSEY Verdichterprogramm

3.1 Allgemeines

Die Originalversion des in dieser Arbeit verwendeten Programms stammt aus dem Jahr 1973 und ist in [7] und [8] beschrieben. Verbesserungen wurden von *Hearsey* [9] im Jahr 1975 durchgeführt.

Die hier verwendete Version wurde zuletzt im Jahr 1985 überarbeitet. Dabei wurde ein neues Unterprogramm zur Stoffwertberechnung — siehe Kapitel 3.3 — hinzugefügt. Mit dieser Version ist es außerdem möglich Abblasstellen im Verdichter zu berechnen.

Das HEARSEY Programm arbeitet nach dem in Kapitel 2 beschriebenen Stromlinienkrümmungsverfahren. Es löst also im wesentlichen die Gleichungen 2.10 und 2.11.

Das Rechennetz wird aus den Quasi-Orthogonalen und den Stromlinien gebildet. Es können bis zu 99 Rechenstationen und 21 Stromlinien definiert werden. An jeder Schaufelvorder- beziehungsweise -hinterkante muß eine Rechenstation definiert werden, es können auch Rechenstationen innerhalb der Schaufelreihe angenommen werden.

Die Verluste in jeder Schaufelreihe können durch eine radiale Verteilung des Totaldruckverlustbeiwerts, des isentropen Wirkungsgrads oder der Entropieerhöhung vorgegeben werden. Wird die Verteilung des Totaldruckverlustbeiwerts oder des isentropen Wirkungsgrads vorgegeben, so werden daraus die entsprechenden Entropieerhöhungen an den Stromlinien berechnet, die dann in der Bewegungsgleichung zur Berechnung der Entropiegradienten in meridionaler Richtung verwendet werden.

Bei der Vorgabe des Impulses in Umfangsrichtung (rc_u) werden zwei Fälle unterschieden:

- Auslegungsrechnung: hier kann die radiale Verteilung des Totaldrucks, der Totalenthalpie, des absoluten Impulses in Umfangsrichtung oder der absoluten Umfangsgeschwindigkeit vorgegeben werden.
- Nachrechnung der Strömung: in diesem Fall wird die radiale Verteilung der relativen Strömungswinkel angegeben.

3.2 Numerische Vorgangsweise

3.2.1 Erfüllung der Impulsbilanz

Die meridionale Geschwindigkeitsverteilung findet man, wie in Kapitel 2.3 beschrieben, durch Integration der Impulsbilanz (Glg. 2.10). Im HEARSEY Programm werden zwei Grundformen der Bewegungsgleichung verwendet. Die erste Form enthält den Gradienten $\frac{\partial c_m}{\partial m}$ explizit, während er in der zweiten durch einsetzen der Kontinuitätsgleichung eliminiert wird, wodurch allerdings in der Bewegungsgleichung der Ausdruck $(1 - M_m^2)^{-1}$ eingeführt wird, was bei einer meridionalen Machzahl von $M_m = 1$ zu einer Singularität führt. Für jede dieser beiden Grundformen wird, je nachdem ob sich die Rechenstation in einer Schaufelreihe oder im schaufellosen Raum befindet, eine eigene Gleichung verwendet.

Jede der vier verschiedenen Typen kann nun im absoluten Koordinatensystem oder in einem mit der Schaufelreihe fest verbundenem Koordinatensystem angeschrieben werden. Ersteres wird für die Auslegungsrechnung angewendet, da hier der absolute Impuls in Umfangsrichtung vorgegeben wird, letzteres für die Nachrechnung einer vorgegebenen Beschaufelung eines Verdichters, da hier die relativen Ein- und Austrittswinkel der Schaufelgitter vorgegeben werden.

3.2.2 Integration der Bewegungsgleichung

Glg. 2.10 wird als lineare Differentialgleichung erster Ordnung in c_m^2 gelöst. Sie kann mit den Abkürzungen A und B angeschrieben werden als

$$\frac{\partial c_m^2}{\partial q} + A c_m^2 = B \tag{3.1}$$

Mit dem Index j für die jeweils zu berechnende Stromlinie erhält man dann

$$c_{m_j}^2 = c_{m_{j-1}}^2 e^{-A(q_j - q_{j-1})} + \frac{B}{A}\left[1 - e^{-A(q_j - q_{j-1})}\right] \tag{3.2}$$

wobei

$$A = -2\left[\frac{\sin(\gamma+\psi)}{c_m}\frac{\partial c_m}{\partial m} + \frac{\cos(\gamma+\psi)}{r_m}\right] \tag{3.3}$$

$$B = 2\left[\frac{\partial h_t}{\partial q} - T\frac{\partial s}{\partial q} + T\frac{\partial s}{\partial m}\sin(\gamma+\psi) + c_u\frac{\partial c_u}{\partial q} - \frac{1}{r^2}\frac{\partial(r^2 c_u^2)}{\partial q} + \frac{c_m}{r}\frac{\partial(r c_u)}{\partial m}\tan\varepsilon\right] \tag{3.4}$$

Die Größen A und B werden mit den im vorhergehenden Iterationsschritt bestimmten Werten berechnet, q ist die Koordinate der Stromlinie j gemessen auf der Quasi-Orthogonalen.

3.2.3 Diskretisierung

Die Gradienten in Glg. 3.2 bis Glg. 3.4 werden wie folgt diskretisiert, wobei g eine der zu diskretisierenden Größen ist:

- Ableitungen nach der Quasi-Orthogonalen:

$$\frac{\partial g}{\partial q} = \frac{g_j - g_{j-1}}{q_j - q_{j-1}} \tag{3.5}$$

- Ableitungen in Richtung der Tangente an die Stromlinie für die Rechenstation i:

$$\frac{\partial g}{\partial m} = \frac{1}{2}\left(\frac{g_{i+1} - g_i}{m_{i+1} - m_i} + \frac{g_i - g_{i-1}}{m_i - m_{i-1}}\right) \tag{3.6}$$

  An der ersten und letzten Rechenstation sowie während der ersten Iteration werden die meridionalen Gradienten Null gesetzt.

Der Neigungswinkel der Stromlinien, ψ, kann entweder durch Bildung der ersten Ableitung der Spline-Funktion, durch die die Stromlinie angenähert wird, oder durch Mittelung der Steigungen an den benachbarten Rechenstationen mittels finiter Differenzen gebildet werden. Der Krümmungsradius kann analog dazu aus der zweiten Ableitung der Spline-Funktion oder durch Finite-Differenzen Approximation durch einen zentralen Differenzenquotienten 2. Ordnung gebildet werden.

3.2.4 Erfüllung der Massenbilanz

Die Massenbilanz wird zur Anpassung der Meridiangeschwindigkeit am mittleren Radius verwendet. Zuerst wird bestimmt, ob man sich im Unter- oder im Überschallbereich befindet, da dadurch festgelegt ist, ob die Meridiangeschwindigkeit größer oder kleiner werden muß, um die Massenbilanz zu erfüllen. Danach wird der Betrag der notwendigen Änderung der Meridiangeschwindigkeit am mittleren Radius berechnet und die Massenbilanz über den Strömungsquerschnitt entlang der Quasi-Orthogonalen integriert, um festzustellen, ob die Massenbilanz mit ausreichender Genauigkeit erfüllt ist. Ist die geforderte Genauigkeit noch nicht erreicht, wird die rechte Seite der Bewegungsgleichung (Glg. 2.10) mit der neu berechneten Meridiangeschwindigkeitsverteilung aber der alten Stromlinienlage neu berechnet. Dann wird die Impulsbilanz wieder integriert, wodurch der neue Gradient der Meridiangeschwindigkeit bestimmt ist, mit dem wieder eine neue Meridiangeschwindigkeitsverteilung festgelegt werden kann.

3.2.5 Anpassung der Meridiangeschwindigkeit und der Stromlinienlage

Da die Vorgangsweise — wie in Abschnitt 2.3 ausgeführt — iterativ ist und es zu numerischen Instabilitäten kommen kann, wird für die Neuberechnung der Meridiangeschwindigkeit und der neuen Lage der Stromlinien ein Relaxationsverfahren verwendet.

Die neue Meridiangeschwindigkeit berechnet man also mit dem Relaxationsfaktor R_c folgendermaßen:

$$c_{m_k} = c_{m_{k-1}} + R_c\left(c_{m_{calc}} - c_{m_{k-1}}\right) \tag{3.7}$$

$$R_c = e^{11{,}52\left|\frac{c_{m_{calc}}}{c_{m_{k-1}}} - 1\right|} \tag{3.8}$$

wobei $c_{m_{k-1}}$ der Wert von c_m bei der vorhergehenden Iteration, $c_{m_{calc}}$ der neue berechnete Wert gemäß Glg. 3.2 und c_{m_k} der durch Anwendung der Relaxationsmethode gefundene Wert ist.

Der ideale Wert des Relaxationsfaktors für die Stromlinienanpassung wurde von *Wilkinson* [22] hergeleitet und lautet

$$R_m = \frac{1}{1 + \frac{1-\texttt{XMMAX}}{\texttt{RCONST}} \left(\frac{L}{\Delta x}\right)^2} \tag{3.9}$$

XMMAX und RCONST sind in der Eingabedatei des HEARSEY Programms vom Benutzer vorzugegebende Konstanten. XMMAX bezeichnet das Quadrat der maximalen für die Berechnung des Relaxationsfaktors verwendeten Machzahl. Bei einer höheren Machzahl wird also der Wert von XMMAX verwendet und die Dämpfung ist größer als bei Verwendung der tatsächlichen Machzahl. Mit RCONST kann der Benutzer die Konvergenz wesentlich beeinflussen. $\left(\frac{L}{\Delta x}\right)$ ist das Verhältnis der Höhe des Strömungskanals zum Axialabstand der Quasi-Orthogonalen.

Die neue Lage der Stromlinien, q_k wird dann analog zu Glg 3.7 durch

$$q_k = q_{k-1} + R_m \left(q_{calc} - q_{k-1}\right) \tag{3.10}$$

berechnet.

3.2.6 Konvergenzkriterien

In der Eingabedatei wird ein Wert für die Genauigkeit der iterativen Berechnungen vorgegeben, aus dem dann die speziellen Toleranzschranken bestimmt werden.

Der Absolutwert der Differenz der Meridiangeschwindigkeit an einer Rechenstation muß zwischen zwei aufeinanderfolgenden Iterationsschritten kleiner sein als die dafür vorgeschriebene Toleranz. Außerdem wird auch noch geprüft ob die Kontinuitäts- und die Bewegungsgleichung im aktuellen Iterationsschritt mit der geforderten Genauigkeit erfüllt sind und ob der Durchfluß zwischen Nabe und jeder einzelnen Stromlinie ausreichend genau errechnet wurde.

3.3 Thermodynamische Stoffwertberechnung

Das Unterprogramm zur Stoffwertberechnung berechnet die Zustandsgrößen von trockener und feuchter Luft in einem Bereich von $-50°C$ bis $1250°C$. Die Genauigkeit ist bei Drücken bis 10bar sehr gut, darüber muß, insbesondere bei niedrigen Temperaturen, mit zunehmenden Abweichungen gerechnet werden.

Das Gasgemisch setzt sich aus trockener Luft der Masse m_L und reinem Wasserdampf der Masse m_D zusammen. Dem Programm muß daher der Massengehalt an Wasserdampf vorgegeben werden. Dieser ist definiert als

$$x_D = \frac{m_D}{m_L + m_D} \tag{3.11}$$

Formt man diese Gleichung um, so erhält man eine für die Umrechnung der relativen Luftfeuchte bei gegebener Temperatur besser geeignete Formulierung, nämlich

$$x_D = \frac{m_D}{m_L} \frac{1}{1 + \frac{m_D}{m_L}} \tag{3.12}$$

Das Massenverhältnis m_D/m_L ist nun durch

$$\frac{m_D}{m_L} = 0,622\frac{p_W}{p - p_W} \tag{3.13}$$

gegeben, wobei p_W der Partialdruck des Wasserdampfes in der feuchten Luft ist, der über die Definition der relativen Luftfeuchte

$$\varphi = \frac{p_W}{p_{Ws}(T)} \tag{3.14}$$

aus dem Sättigungsdruck $p_{Ws}(T)$, der beispielsweise durch die *Antoine*gleichung

$$\ln p_{Ws}[mbar] = 19,016 - \frac{4064,95}{t[°C] + 236,25} \tag{3.15}$$

gegeben ist, berechnet werden kann.

Die endgültige Formel für die Umrechnung der relativen Luftfeuchte bei gegebener Temperatur in den Dampfgehalt lautet dann

$$x_D = \frac{0,622\frac{p_{Ws}(T)\varphi}{p-p_{Ws}(T)}}{1 + 0,622\frac{p_{Ws}(T)\varphi}{p-p_{Ws}(T)\varphi}} \tag{3.16}$$

Die Berechnung der spezifischen Wärmekapazitäten wird durch Interpolation der Tabellenwerte von *Wu* [25] für trockene Luft mit Polynomen 8. Ordnung und durch Anwendung der Gleichung von *Keyes* [11] für Wasserdampf durchgeführt.

Für die Berechnung der spezifischen Enthalpien und Entropien werden die für ein ideales Gas hergeleiteten Gleichungen, siehe [1], verwendet. Die darin vorkommenden spezifischen Wärmekapazitäten werden nach der im vorigen Absatz beschriebenen Methode berechnet.

3.4 Berechnung der Seitenwandgrenzschichten

Die Seitenwandgrenzschicht geht in die Kontinuitätsgleichung — Glg. 2.11 — als Versperrung B ein. Diese ist dabei definiert als

$$B = \frac{A_B}{A_{tot}}, \tag{3.17}$$

also als Verhältnis der versperrten Fläche A_B zur gesamten Querschnittsfläche des Strömungskanals A_{tot}.

Das HEARSEY Verdichterprogramm arbeitet entweder mit einer konstanten Versperrung, die an jeder Rechenstation in der Eingabedatei vorgegeben werden muß, oder es verwendet das *Jansen*- Verfahren [10], um die Verdrängungsdicke der Seitenwandgrenzschicht zu berechnen.

Das *Jansen*-Verfahren gilt für eine noch nicht abgelöste turbulente Plattengrenzschicht. Die Impulsverlustdicke δ^{**} wird in diesem Fall durch

$$\delta^{**}(m) = c_m^{-3,4}(m)\nu^{0,2}\left(C + 0,016\int_{x=x_0}^{x=m} c_m^4(x)dx\right)^{0,8} \tag{3.18}$$

berechnet. ν ist die kinematische Zähigkeit des strömenden Fluids. Die Integrationskonstante C wird aus dem vorgegebenen Wert von B an der ersten Rechenstation ($x = x_0$) bestimmt, wobei angenommen wird, daß dort die Grenzschichtdicke an Nabe und Gehäuse gleich groß ist.

Für die Plattengrenzschicht wird für den Formfaktor H

$$H = \frac{\delta^*}{\delta^{**}} \tag{3.19}$$

ein Wert von $H = 1,4$ verwendet. Für die Seitenwandgrenzschicht bei mehrstufigen Axialverdichtern hat sich jedoch wegen der unterschiedlichen Strömungsverhältnisse ein Wert von $H = 0,7$ bewährt.

Das Programm berechnet nun für die Gehäuse- und Nabenwand die Grenzschichtdicke gemäß Glg. 3.18 und Glg. 3.19 und die versperrte Fläche A_B nach

$$A_B = 2\pi \left(r_N \delta_N^* + r_G \delta_G^* \right) \tag{3.20}$$

r_N ist der Nabenradius an der Rechenstation, r_G der Gehäuseradius. Ebenso ist δ_N^* die Verdrängungsdicke der Seitenwandgrenzschicht an der Nabe und δ_G^* jene am Gehäuse.

Daraus kann nun mit Glg. 3.17 die Versperrung B festgelegt werden, wobei aber zu beachten ist, daß das *Jansen*-Verfahren die Impulsverlustdicke nur in Abhängigkeit von der lokalen Meridiangeschwindigkeit berechnet, es sich also um ein eindimensionales Verfahren handelt, obwohl in Wirklichkeit auch die Umfangsgeschwindigkeit Einfluß auf die Seitenwandgrenzschicht hat. Eine weitere starke Vereinfachung stellt die Einführung eines konstanten Formfaktors dar. Daher kann das *Jansen*-Verfahren nur eine Abschätzung für die Verdrängungsdicke liefern.

3.5 Berechnung des Teillastverhaltens

Werden Betriebspunkte berechnet, die vom Auslegungspunkt abweichen, so werden die Schaufeln nicht mehr ideal angeströmt, wodurch sich ihre Umlenkungseigenschaften ändern und die Verluste steigen.

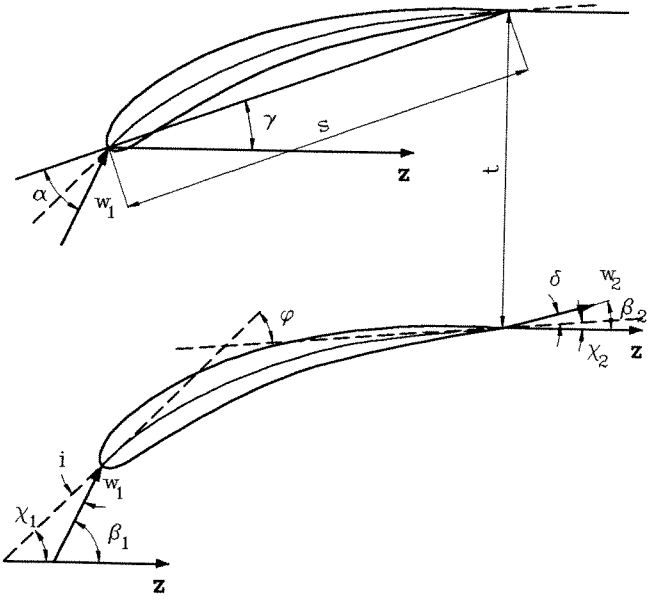


Abbildung 3.1: Winkelbezeichnungen an einer Schaufelreihe [15]

Die Strömungsverhältnisse in diesem Fall sind in Abb. 3.1 dargestellt. χ_1 und χ_2 sind die Winkel der Tangente an die Profilmittellinie an der Schaufelvorder- beziehungsweise -hinterkante. Die Anströmung w_1 schließt mit der axialen Richtung x den Winkel β_1, die Abströmung w_2 den Winkel β_2 ein.

Der Zusammenhang zwischen χ_1 und β_1 ist durch die Inzidenz i gegeben, und lautet

$$\beta_1 = \chi_1 + i \tag{3.21}$$

Mit der Deviation δ erhält man eine analoge Beziehung an der Schaufelhinterkante, nämlich

$$\beta_2 = \chi_2 + \delta \tag{3.22}$$

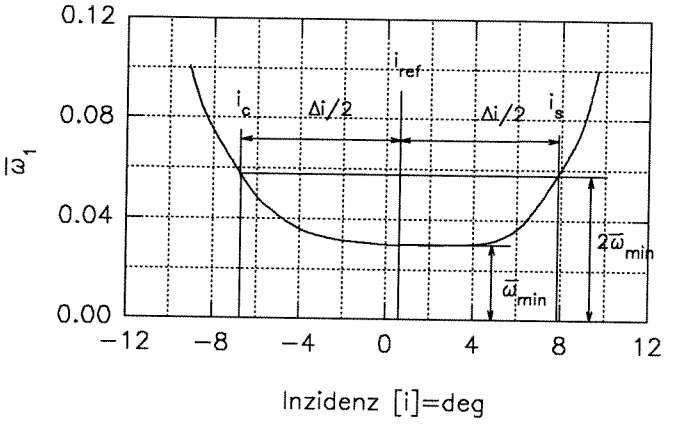


Abbildung 3.2: Totaldruckverlustbeiwert in Abhängigkeit von der Inzidenz [15]

Die Änderung des Totaldruckverlustbeiwerts $\overline{\omega}$ wird häufig in Abhängigkeit von der Inzidenz angegeben (Abb. 3.2), beim HEARSEY Programm wird die Variation von $\overline{\omega}$ aber durch die Gleichung

$$\overline{\omega} = \overline{\omega}_{min} \left[1 + \left(\frac{\beta_1 - \beta_{1_{ref}}}{\beta_{1s,c} - \beta_{1_{ref}}} \right)^2 \right] \tag{3.23}$$

in Abhängigkeit des Strömungswinkels β_1 berechnet. Die Winkel β_{1s} ("stalling inlet angle") und β_{1c} ("choking inlet angle") entsprechen den Anströmwinkeln bei einer Inzidenz von i_c beziehungsweise i_s, die, wie der minimale Totaldruckverlustbeiwert $\overline{\omega}_{min}$, gemäß Abb. 3.2 definiert sind. Die Inzidenz i_{ref}, bei der der minimale Verlust $\overline{\omega}_{min}$ auftritt, liegt genau in der Mitte zwischen i_c und i_s.

Da sich bei geändertem Zuströmwinkel auch der Umlenkwinkel des Gitters ändert, ist auch der Austrittswinkel nicht mehr mit jenem des Auslegungszustands identisch. Der neue Austrittswinkel wird vom HEARSEY Programm in Abhängigkeit vom Eintrittswinkel durch eine lineare Interpolation folgendermaßen berechnet:

$$\beta_2 = \beta_{2_{ref}} + \left(\beta_1 - \beta_{1_{ref}}\right) \frac{\Delta\beta_2}{\Delta\beta_1} \tag{3.24}$$

Der Gradient $\frac{\Delta\beta_2}{\Delta\beta_1}$, der die Änderung des relativen Austrittswinkels bei Änderung des relativen Eintrittswinkels angibt, muß dem Programm vorgegeben werden. Er kann aus Meßdaten oder aus einer Strömungsberechnung auf einer S1 Fläche berechnet werden.

Der Winkel $\beta_{1_{ref}}$ ist der relative Strömungswinkel der Zuströmung im Auslegungszustand, $\beta_{2_{ref}}$ der zugehörige relative Abströmwinkel. Da auch im Auslegungszustand meistens keine inzidenzfreie Anströmung vorliegt, sind $\beta_{1_{ref}}$ und χ_1, beziehungsweise $\beta_{2_{ref}}$ und χ_2 nur selten identisch.

3.6 Ausgabe des Programms

Die Ausgabe der Ergebnisse erfolgt in zwei Dateien. In der einen wird nur die Lage der Stromlinien an jeder Rechenstation für die spätere Darstellung der Geometrie ausgegeben, die andere ist die Hauptausgabedatei mit allen für die Beurteilung des Verdichters wichtigen Größen.

Die Ausgabe in diese Datei umfaßt:

- eine Zusammenfassung der Daten des gesamten Verdichters wie Eintrittszustand, Austrittszustand, Totaldruckverhältnis und den polytropen und isentropen Verdichterwirkungsgrad.
- die Ausgabe der konsistenten Mittelwerte der absoluten und relativen Geschwindigkeitskomponenten und Strömungswinkel, der Totalenthalpie, Totaltemperatur und des Totaldrucks für jede Stromlinie an jeder Rechenstation. Die Ermittlung der konsistenten Mittelwerte nach *Kreitmeier* ist in [14] beschrieben.
- die Lage der Stromlinien, die absoluten und relativen Geschwindigkeitskomponenten und Strömungswinkel, die totalen und statischen Zustände, die Stromlinienkrümmung sowie den Diffusionsfaktor und den isentropen Wirkungsgrad der Schaufelreihe für jede Stromlinie an jeder Rechenstation. Außerdem wird für jede Schaufelreihe die Schaufelkraft und das Biegemoment im Schaufelfuß ausgegeben.
- die Verdrängungsdicke der Seitenwandgrenzschicht an Nabe und Gehäuse sowie die Versperrung B für jede Rechenstation.
- zur Kontrolle der Konvergenz wird für jede Rechenstation ein Diagramm ausgegeben, auf dem die Lage der mittleren Stromlinie bei jeder Iteration eingetragen ist. Anhand dieser Diagramme kann der Benutzer bei Divergenz oder unvollständiger Konvergenz der Rechnung den Wert von `RCONST` für die nächste Rechnung ändern.

  Neben der Stromlinienlage wird auch die Abweichung des berechneten Gesamtmassenstroms vom vorgegebenen Wert ausgegeben.

Kapitel 4

Verlustkorrelationen

Die korrekte Berechnung der Verluste ist vor allem bei der Anwendung eines Stromlinienkrümmungsverfahrens äußerst wichtig für die Genauigkeit der Berechnung, da im Verfahren selbst keine Verlustberechnung mehr möglich ist, weil eine reibungsfreie Strömung angenommen wurde. Es besteht aber beim HEARSEY Programm die Möglichkeit, die Verluste in Abhängigkeit vom Diffusionsfaktor anzupassen, diese wurde hier aber nicht verwendet.

Es wurden im Lauf der Zeit viele Methoden zur Verlustberechnung entwickelt, die zum Teil sehr unterschiedliche Ergebnisse liefern, was auch damit zusammenhängt, daß manche Korrelationen nur für bestimmte Spezialfälle hergeleitet wurden.

Die Wahl geeigneter Verlustkorrelationen ist auch aufgrund der Tatsache wichtig, daß Abweichungen in der Größe der Verluste zwischen Rechnung und Realität auch zu unterschiedlichen Strömungsverhältnissen führen. Da aber die Schaufelprofile aufgrund der in der Rechnung ermittelten Strömungsverhältnisse ausgewählt werden, führen die tatsächlichen Bedingungen in der Maschine zu einer von der Auslegung etwas abweichenden Anströmung der Profile und damit zu etwas höheren Verlusten, die durch eine korrekte Berechnung der Verluste hätten vermieden werden können.

Die hier verwendeten Verlustkorrelationen sollen daher allgemeingültig sein, die Einflüsse der wesentlichen Entwurfsparameter sowohl im Trend als auch in der Größe korrekt wiedergeben und durch Messungen verifiziert sein.

Physikalisch können alle Verluste auf Reibungs- oder Kompressibilitätseffekte zurückgeführt werden, die alle zu einer Entropieerhöhung führen. Bei makroskopischer Betrachtung kann man den in einer Turbomaschine auftretenden Verlust beispielsweise in

- Profilverlust,
- Sekundärverlust,
- Spaltverlust und in den
- Verlust durch Machzahleinfluß

einteilen.

Im folgenden sind die hier verwendeten Methoden zur Berechnung des Profil- und Sekundärverlusts dargestellt. Formelmäßig sind die Spaltverluste im Sekundärverlustmodell enthalten. Auf die Verluste durch den Machzahleinfluß wird zwar eingegangen, da dieser Effekt bei den entworfenen Verdichtern nur einen kleinen Einfluß hat werden sie in der Rechnung vernachlässigt.

4.1 Profilverlust

Der Profilverlust umfaßt die Verluste, die in den Profilgrenzschichten außerhalb der Seitenwandgrenzschichten durch Reibung entstehen. Es kann daher angenommen werden, daß näherungsweise eine zweidimensionale Strömung vorliegt. Durch dreidimensionale Strömungen hervorgerufene Effekte müssen also im Sekundärverlustmodell enthalten sein.

Da die Reynoldszahl, gebildet mit der Relativgeschwindigkeit am Gittereintritt w_1 und der Sehnenlänge s der Schaufeln gemäß

$$Re = \frac{w_1 s}{\nu} \tag{4.1}$$

bei allen Konfigurationen größer als $2,5 \cdot 10^5$ ist, ist die Profilgrenzschicht überall turbulent und es muß keine Korrektur zur Beachtung einer laminaren Grenzschicht angebracht werden [13].

Die Herleitung des Profilverlusts folgt im wesentlichen den Ausführungen von *Vavra* [20], jedoch wurden die Mischungsverluste vernachlässigt, da ihr Einfluß bei den verwendeten Gittern klein ist (Abb. 13(18) in [20]). Außerdem kann beim HEARSEY Verdichterprogramm zwischen der Schaufelhinter- und -vorderkante des nachfolgenden Gitters kein Verlust vorgegeben werden, da dort konstante Entropie entlang der Stromlinien angenommen wird. Daher müßten die Mischungsverluste bereits dem vor dem Ringraum liegenden Gitter zugerechnet werden. Weiters wird der Mischungsprozeß bei kleinen Axialabständen bis zur nachfolgenden Schaufelhinterkante noch nicht abgeschlossen sein, was einen weiteren Unsicherheitsfaktor bei der Berechnung darstellt.

Als Maß für den Verlust in der Schaufelreihe wird der Totaldruckverlustbeiwert $\overline{\omega}$ verwendet. Bei einem Verzögerungsgitter wird dieser üblicherweise auf den Staudruck am Eintritt in das Gitter bezogen. Da in der Herleitung eine inkompressible Strömung angenommen wird, lautet die Definition des Totaldruckverlustbeiwerts $\overline{\omega}_1$ mit den Totaldruck am Eintritt, p_{1t}, und jenem am Austritt, p_{2t},

$$\overline{\omega}_{1_P} = \frac{p_{1t} - p_{2t}}{\frac{1}{2}\rho w_1^2} \tag{4.2}$$

Wie in Abb. 4.1 ersichtlich, wird die Rechnung dadurch vereinfacht, daß der Strömungswinkel am Gitteraustritt als konstant über die Schaufelteilung angenommen wird. Damit kann man einen mit dem Massenstrom gemittelten Totaldruck am Austritt aus der Schaufelreihe angeben.

$$p_{2t} = p_2 + \frac{1}{2}\rho\overline{v}_2^2 = p_2 + \frac{\frac{\rho}{2}\int\limits_{x=0}^{t} v_2^2(x)\, d\dot{m}_t}{\int\limits_{x=0}^{t} d\dot{m}_t} \tag{4.3}$$

$\overline{v}_2$ ist die mit dem Massenstrom gewichtete Austrittsgeschwindigkeit aus der Schaufelreihe. Jetzt kann man den Massenstrom über die Schaufelteilung anschreiben als

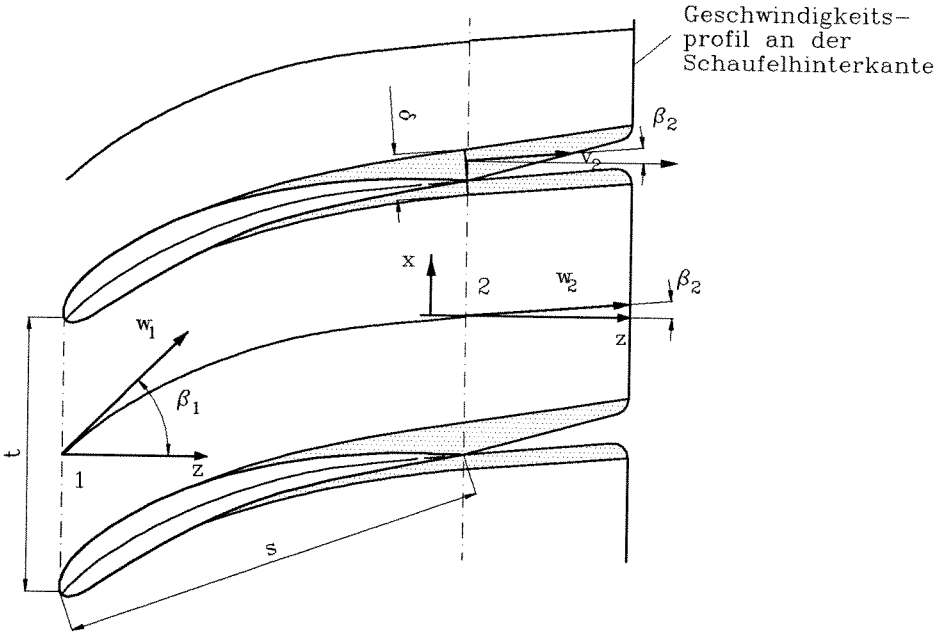


Abbildung 4.1: Geometrie- und Winkelbezeichnungen an einer Schaufelreihe [20]

$$d\dot{m}_t = v_2(x)\rho\cos\beta_2\,dx \tag{4.4}$$

und diese Gleichung in Glg. 4.3 einsetzen. Damit erhält man

$$p_{2t} = p_2 + \frac{\frac{\rho}{2}\int\limits_{x=0}^{t} v_2^3(x)\,dx}{\int\limits_{x=0}^{t} v_2(x)\,dx} \tag{4.5}$$

In der reibungsfreien Kernströmung bleibt der Totaldruck konstant. Daher kann man mit der im Bereich der Kernströmung konstanten Austrittsgeschwindigkeit w_2 den Totaldruck p_{1t} am Eintritt anschreiben als

$$p_{1t} = p_2 + \rho\frac{w_2^2}{2} \tag{4.6}$$

Setzt man dieses Resultat in Glg. 4.2 ein, so erhält man

$$\overline{\omega}_{1_P} = \frac{w_2^2 - \frac{\int_0^t v_2^3\,dx}{\int_0^t v_2\,dx}}{w_1^2} \tag{4.7}$$

Um nun eine Beziehung zwischen den Geschwindigkeiten w_2 und w_1 zu erhalten, stellt man die Massenbilanz zwischen den Stationen 1 und 2 auf:

$$\dot{m}_t = \rho w_1 \cos\beta_1 \, t = \rho w_2 \cos\beta_2 \left(t - \frac{\delta^*}{\cos\beta_2} \right) \tag{4.8}$$

Damit erhält man die gewünschte Beziehung als

$$\frac{w_2}{w_1} = \frac{\cos\beta_1}{\cos\beta_2} \frac{1}{1 - \frac{\delta^*}{t\cos\beta_2}} \tag{4.9}$$

Aus der Definition der Verdrängungsdicke δ^* der Grenzschichten auf Saug- und Druckseite an der Schaufelhinterkante

$$\int_0^t \left(1 - \frac{v_2}{w_2} \right) dx = \frac{\delta^*}{\cos\beta_2} \tag{4.10}$$

erhält man durch einsetzen in Glg. 4.7

$$\int_0^t v_2 \, dx = w_2 t \left(1 - \frac{\delta^*}{t\cos\beta_2} \right) \tag{4.11}$$

Mit der Definition der Impulsverlustdicke δ^{**} der Profilgrenzschichten an der Schaufelhinterkante

$$\int_0^t \left(\frac{v_2}{w_2} \right) \left(1 - \frac{v_2}{w_2} \right) dx = \frac{\delta^{**}}{\cos\beta_2} \tag{4.12}$$

und der Energieverlustdicke δ^{***} der Profilgrenzschichten an der Schaufelhinterkante

$$\int_0^t \left(\frac{v_2}{w_2} \right)^2 \left(1 - \frac{v_2}{w_2} \right) dx = \frac{\delta^{***}}{\cos\beta_2} \tag{4.13}$$

erhält man den Profilverlust $\overline{\omega}_{1_P}$ als

$$\overline{\omega}_{1_P} = \left(\frac{\cos\beta_1}{\cos\beta_2} \right)^2 \frac{\frac{\delta^{**}}{t\cos\beta_2} + \frac{\delta^{***}}{t\cos\beta_2}}{\left(1 - \frac{\delta^*}{t\cos\beta_2} \right)^3} \tag{4.14}$$

Führt man jetzt noch den Formfaktor H an der Schaufelhinterkante, der als

$$H = \frac{\delta^*}{\delta^{**}} \tag{4.15}$$

definiert ist, den Energiefaktor K an der Schaufelhinterkante

$$K = \frac{\delta^{***}}{\delta^{**}} \tag{4.16}$$

und den von *Lieblein* und *Rhoudebush* [16] experimentell gefundenen Zusammenhang

$$K = \frac{H+1}{3H-1} \tag{4.17}$$

sowie die effektive Impulsverlustdicke der Profilgrenzschichten an der Schaufelhinterkante

$$\delta_e^{**} = \frac{\delta^{**}}{t\cos\beta_2} = \left(\frac{\delta^{**}}{s} \right) \frac{\sigma}{\cos\beta_2} \tag{4.18}$$

ein und setzt diese Beziehungen in Glg. 4.14 ein, so erhält man die endgültige Formel für den Totaldruckverlustbeiwert

$$\overline{\omega}_{1_P} = 4\delta_e^{**}\left(\frac{\cos\beta_1}{\cos\beta_2}\right)^2 \frac{H}{(3H-1)(1-H\delta_e^{**})^3} \tag{4.19}$$

Vavra [20] gibt für den Formfaktor H und den Koeffizienten $\frac{\delta^{**}}{s}$ für mittlere Schaufelbelastungen folgende Werte an:

$$\begin{aligned} H &= 1,4 \\ \frac{\delta^{**}}{s} &= 0,016 \end{aligned} \tag{4.20}$$

Die Verwendung von Glg. 4.19 hat den Vorteil, daß man mit den einfachen Annahmen über die Grenzschicht (Glg. 4.17 und 4.20) sehr gute Ergebnisse erhält und andererseits durch experimentelle Untersuchungen auch den Einfluß der Reynolds- und der Machzahl auf den Formfaktor sowie auf den Quotienten $\frac{\delta^{**}}{s}$ bestimmen kann, um damit die Ergebnisse noch weiter zu verbessern [13]. Solche Korrekturen sind aber hier nicht notwendig.

4.2 Machzahlverluste

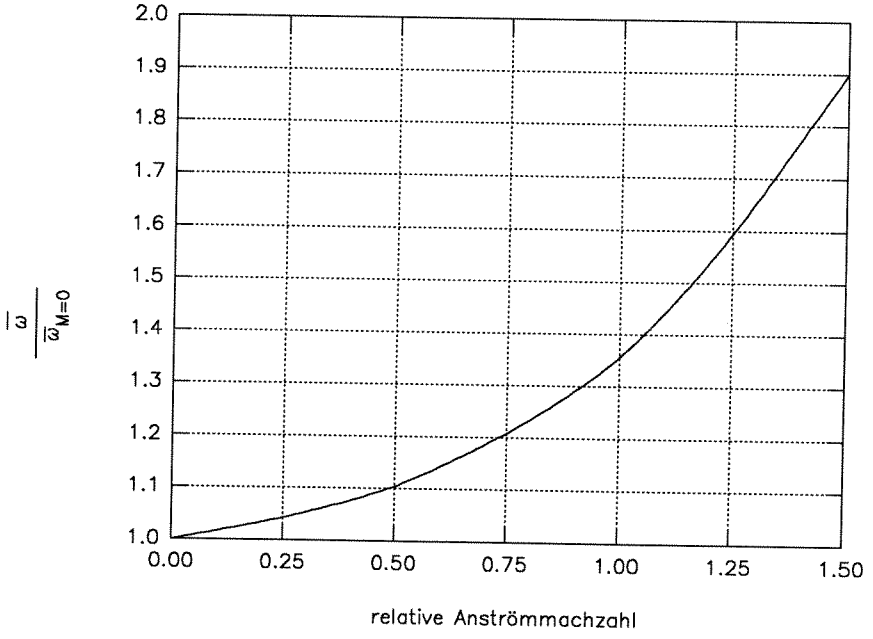


Abbildung 4.2: Einfluß der relativen Eintrittsmachzahl auf den Totaldruckverlustbeiwert für eine typische Verdichterbeschaufelung [13]

Bei hohen relativen Eintrittsmachzahlen steigt die Machzahl am Profil schneller als jene am Eintritt. Dadurch kommt es auch bei Unterschallanströmung an der Saugseite des Profils zur Ausbildung eines Überschallgebiets, das mit einem Verdichtungsstoß endet. Die Tatsache, daß ein Verdichtungsstoß auftritt führt noch nicht notwendigerweise zu einem abrupten Anstieg der Verluste. Erst wenn die Machzahl, bei der der Stoß auftritt, steigt und damit die Stärke des

Stoßes zunimmt nehmen die Verluste rasch zu. Abb. 4.2 zeigt den Verlauf des Totaldruckverlusts über der relativen Anströmmachzahl, Abb. 4.3 bis Abb. 4.5 zeigen die bei den entworfenen Verdichtern auftretenden relativen Anströmmachzahlen in die Laufreihen.

Die hohen Eintrittsmachzahlen, bei denen eine Korrektur des Verlusts notwendig wäre, treten in den ersten drei Stufen und dort nur bis zur 50% Stromlinie auf. In allen anderen Bereichen des Verdichters ist die relative Eintrittsmachzahl aufgrund der gestiegenen Temperatur und des großen Leitradabströmwinkels, der in den ersten Stufen noch nicht verwendet werden kann, bereits so klein, daß der Machzahleinfluß vernachlässigt werden kann. Da die hohen Machzahlen nur in einem kleinen Bereich auftreten, werden auch dort keine Korrekturen angebracht, da der Einfluß auf den Wirkungsgrad des Gesamtverdichters und zum Teil auch auf jenen der betroffenen Stufen klein ist. Die Stufenwirkungsgrade werden vor allem dadurch nicht so stark beeinflußt, weil über einen großen Querschnittsbereich ohnehin niedrige Anströmmachzahlen auftreten.

4.3 Sekundärverluste

Sekundärverluste entstehen durch dreidimensionale Strömungen, die durch Reibung an den Seitenwänden des Strömungskanals oder durch die Spaltströmungen an den Schaufelenden hervorgerufen werden.

In Abb. 4.6 sind die wichtigsten Sekundärströmungen am Austritt aus einer Schaufelreihe dargestellt. Die Sekundärwirbel S_u und S_o entstehen aufgrund der größeren Umlenkung im Bereich der Seitenwandgrenzschichten. Der Endwirbel T_u wird durch den Wirbel S_u ausgelöst. Er führt zur Strömungsablösung an der Schaufelhinterkante im Bereich der Seitenwandgrenzschicht der Nabe. Der Endwirbel T_o entsteht durch die Spaltströmungen am Schaufelende, die durch die Druckdifferenz zwischen Druck- und Saugseite des Profils ausgelöst wird.

Die Verlustkorrelationen sind wieder [20] entnommen. Dabei werden Widerstandskoeffizienten c_w berechnet, die mit den Bezeichnungen aus Abb. 4.7 folgendermaßen definiert sind:

$$c_w = \frac{W}{\frac{\rho}{2} w_\infty^2 s} \tag{4.21}$$

W ist die Widerstandskraft auf das Profil bezogen auf die Schaufellänge, w_∞ die mittlere Relativgeschwindigkeit im Gitter.

Die Reibungsverluste an den Seitenwänden gehen durch einen Widerstandskoeffizienten c_{w_s}, der durch

$$c_{w_s} = 0,018 \frac{s}{h} \tag{4.22}$$

gegeben ist, in die Rechnung ein. h ist die Schaufelhöhe des betrachteten Gitters.

Der induzierte Widerstandskoeffizient c_{w_i} faßt die Verluste durch die Sekundärwirbel S_o und S_u, die Geschwindigkeitskomponenten normal zur Hauptströmungsrichtung hervorrufen, die in der nachfolgenden Schaufelreihe nicht mehr genutzt werden können, und die Verluste durch Spaltströmungen an den Schaufelenden zusammen. Der induzierte Widerstandsbeiwert ist gegeben durch

$$c_{w_i} = 0,04 c_a^2 \sigma \frac{t}{h} + \frac{1}{4} c_a^2 \sigma \frac{\delta}{h} \frac{1}{\cos \beta_2} \tag{4.23}$$

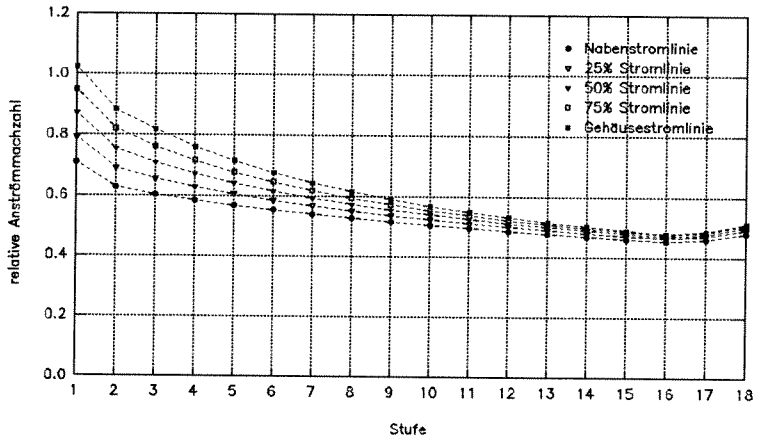


Abbildung 4.3: Verdichter mit konstantem Nabenradius: Verlauf der relativen Machzahlen der Laufreihen

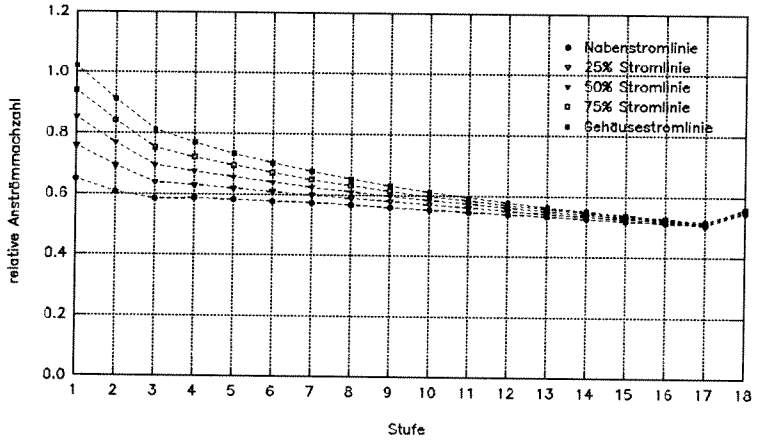


Abbildung 4.4: Verdichter mit konstantem mittleren Radius: Verlauf der relativen Machzahlen der Laufreihen

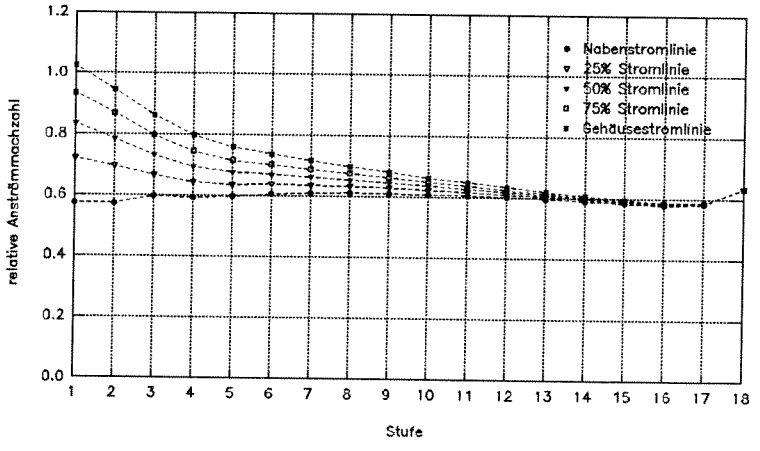


Abbildung 4.5: Verdichter mit konstantem Gehäuseradius: Verlauf der relativen Machzahlen der Laufreihen

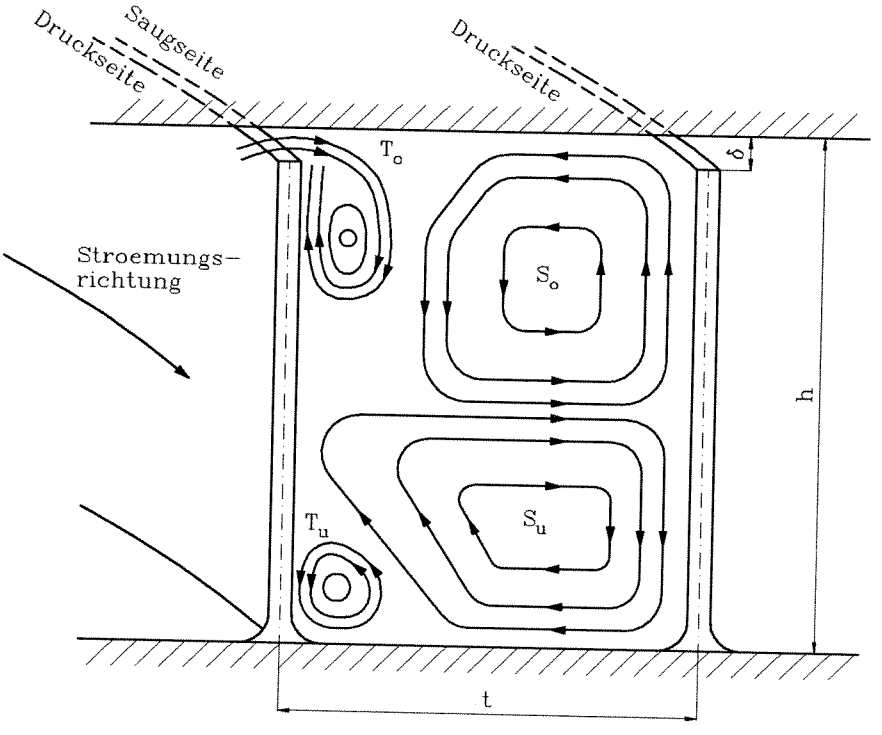


Abbildung 4.6: Sekundärströmungen am Austritt aus einer Schaufelreihe [20]

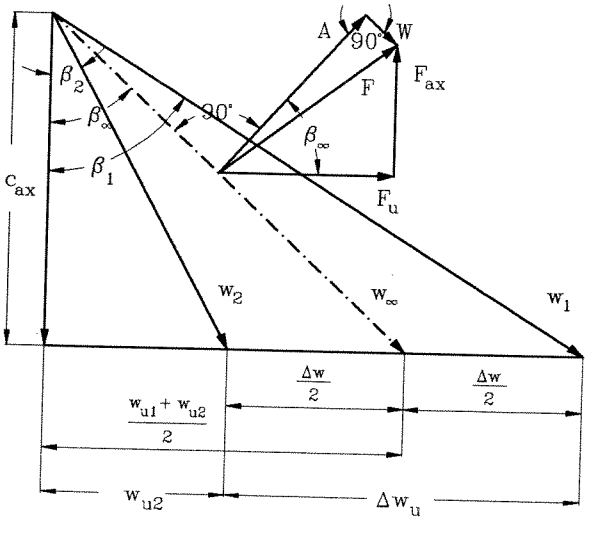


Abbildung 4.7: Geschwindigkeitsvektoren eines Schaufelgitters mit zugehörigen Schaufelkräften [20]

Der erste Term in Glg. 4.23 stellt den Einfluß der Sekundärwirbel dar, der zweite den Verlust durch Spaltströmungen. Für das Verhältnis von Schaufelspalt δ zur Schaufelhöhe h gibt *Vavra* [20] einen Wert von 1 bis 2% an. Hier wird $\frac{\delta}{h} = 0.015$ gesetzt. *Traupel* [19] gibt den minimalen Radialspalt δ in Abhängigkeit vom Radius der Schaufelspitze r_s als Minimum von

$$\delta[mm] = \frac{r_s[mm]}{500} \tag{4.24}$$

$$\delta[mm] = 0,6\frac{r_s[mm]}{500} + 0,25mm \tag{4.25}$$

an. Vergleicht man die beiden Angaben, so stellt man fest, daß bei der Berechnung des Schaufelspalts nach *Vavra* bei langen Schaufeln ein größerer Radialspalt berechnet wird als bei der Formel von *Traupel*. Bei kürzeren Schaufeln liefern die beiden Berechnungsmethoden sehr ähnliche Werte.

Der Auftriebsbeiwert c_a wird aus

$$c_a = \frac{A}{\frac{\rho}{2} w_\infty^2 s} \tag{4.26}$$

berechnet, wobei die Auftriebskraft A auf die Schaufellänge bezogen ist und aus

$$A = F_u \cos\beta_\infty + F_{ax} \sin\beta_\infty \tag{4.27}$$

mit der Umfangskraft

$$F_u = \rho t c_{ax} (w_{u1} - w_{u2}) \tag{4.28}$$

und der Axialkraft

$$F_{ax} = \frac{\rho t}{2}\left(w_1^2 - w_2^2\right) \tag{4.29}$$

berechnet wird.

Den Totaldruckverlustbeiwert $\overline{\omega}_{1_s}$ zufolge Sekundärströmungen erhält man durch Addition der beiden Anteile c_{w_s} und c_{w_i} zum Gesamtwiderstandskoeffizienten c_w und anschließende Umrechnung durch

$$\overline{\omega}_{1_s} = c_w \sigma \frac{\cos^2\beta_1}{\cos^3\beta_\infty} \tag{4.30}$$

wobei zu beachten ist, daß Glg. 4.30 nur bei gleicher Axialgeschwindigkeit am Ein- und Austritt in die Schaufelreihe exakt gilt.

Wie *Watzlawick* [21] zeigt, führt die Anwendung von Glg. 4.22 und 4.23 zu sehr guter Übereinstimmung mit experimentellen Untersuchungen.

4.4 Zusammensetzung der Verluste

Der Profilverlust nach Glg. 4.19 wird an der Nabe ($\overline{\omega}_{1N}$), am mittleren Radius ($\overline{\omega}_{1m}$) und am Gehäuse ($\overline{\omega}_{1G}$) mit den lokalen Geschwindigkeitsdreiecken berechnet. Der Sekundärverlust wird nur unter Verwendung der Geschwindigkeitsdreiecke am mittleren Radius nach Glg. 4.22, Glg. 4.23 und Glg. 4.30 berechnet. Der dort ermittelte Wert wird dann zum lokalen Profilverlust an Nabe, Gehäuse und mittleren Radius addiert. Die Sekundärverluste werden also über die Schaufellänge verschmiert.

Da der Totaldruckverlustbeiwert gemäß Glg. 4.2 nur für inkompressible Strömungen exakt gilt, er im HEARSEY Verdichterprogramm aber nach

$$\overline{\omega}_1 = \frac{p_{1t} - p_{2t}}{p_{1t} - p_1} \tag{4.31}$$

also für eine kompressible Strömung definiert ist, muß sein Wert nach Glg. 4.2 wegen des großen Fehlers bei den lokal auftretenden hohen Machzahlen noch mit der Korrekturfunktion

$$F(M,\kappa) = \frac{2}{\kappa M^2}\left[\left(1 + \frac{\kappa - 1}{2}M^2\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} - 1\right] \tag{4.32}$$

abgemindert werden, sodaß der kompressible Totaldruckverlustbeiwert nach

$$\overline{\omega}_{kompressibel} = \frac{\overline{\omega}_{inkompressibel}}{F(M,\kappa)} \tag{4.33}$$

berechnet wird. Für die Machzahl muß der Wert am Bezugspunkt des Totaldruckverlustbeiwerts, bei Verzögerungsgittern also am jeweiligen Gittereintritt, eingesetzt werden.

4.5 Verluste in der Vorleitreihe

Die Vorleitreihe stellt im Axialverdichter eine Besonderheit dar, da es sich um ein Beschleunigungsgitter handelt. Der Totaldruckverlustbeiwert wird dabei, im Gegensatz zum Verzögerungsgitter, auf den Austrittszustand des Schaufelgitters bezogen. Er ist also definiert als

$$\overline{\omega}_1 = \frac{p_{0t} - p_{1t}}{p_{1t} - p_1} \tag{4.34}$$

Die Verlustkorrelation für die Vorleitreihe wurde einem Artikel von *Wisler et al.* [23] entnommen und lautet

$$\overline{\omega}_1 = 0,035 + 0,00075\alpha_1 \tag{4.35}$$

wobei α_1 der Austrittswinkel aus der Leitreihe in Grad ist.

Es handelt sich dabei um eine lineare Interpolation zwischen den Totaldruckverlustbeiwerten bei einem Austrittswinkel von $\alpha_1 = 0°$ mit $\overline{\omega}_1 = 0,035$, und bei $\alpha_1 = 20°$ mit $\overline{\omega}_1 = 0,05$. Die Werte für $\alpha_1 > 20°$ wurden mit Glg. 4.35 linear extrapoliert. Die Extrapolation war aber nur beim Verdichter mit konstantem Nabenradius notwendig, da dort der Austrittswinkel aus der Vorleitreihe 21° beträgt. Eine Korrektur des Totaldruckverlusts nach Glg. 4.35 mit Glg. 4.33 ist hier nicht notwendig.

Kapitel 5

Preprozessor

Die Hauptaufgabe dieser Arbeit bestand darin, ein Programm für den Entwurf von Axialverdichtern zu erstellen, das aus wesentlichen Entwurfsparametern eine Eingabedatei für das HEARSEY Verdichterprogramm erstellt. Die theoretischen Grundlagen dieses Programms sind in diesem Kapitel beschrieben.

Das Kernstück bildet eine Mittelschnittrechnung durch die die Geometrie des Strömungskanals und der Beschaufelung festgelegt wird. Zusätzlich berechnet der Preprozessor die Verluste jeder Stufe am Naben-, Gehäuse- und mittleren Radius und die Versperrung durch die Seitenwandgrenzschichten an jeder Rechenstation. Mit den Ergebnissen wird eine Eingabedatei für das HEARSEY Verdichterprogramm erstellt und auch eine Ausgabedatei mit den wichtigsten Größen ausgegeben. Außerdem werden die Druckziffer ψ beziehungsweise die Koordinaten der Rechenstationen für Nabe, Gehäuse und mittleren Radius zur Verarbeitung mit einem Grafikprogramm in eigene Dateien geschrieben.

5.1 Eingabedaten

Die Eingabedaten für den Preprozessor können in zwei Gruppen gegliedert werden:

globale Angaben: das sind Eintrittszustand, Stufenzahl, Gesamtmassenstrom, Drehzahl und die maximale Umfangsgeschwindigkeit am Gehäuse des zu berechnenden Verdichters. Weiters ist zu wählen, ob der Verdichter mit konstantem Gehäuse-, Naben- oder mittleren Radius ausgeführt wird, ob er eine Vorleitreihe besitzt und nach welchem Drallgesetz die Beschaufelung der Leitreihen ausgelegt werden soll.

Detailvorgaben für jede Stufe: dies sind Umfangsarbeit, Schaufelseitenverhältnis, Solidity und der minimale Axialabstand zwischen den Schaufelgittern bezogen auf die Sehnenlänge. Außerdem müssen am Stufenaustritt die Axialgeschwindigkeit und der Leitradabströmwinkel für den mittleren Radius vorgegeben werden.

Mit diesen Angaben ist die Geometrie des Verdichters vollständig bestimmt, auf die Wahl der einzelnen Größen wurde bereits in der Einleitung eingegangen, die bei den drei Verdichtern verwendeten Werte sind in Kapitel 6 angeführt.

5.2 Mittelschnittrechnung

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 radiale Mittelwerte der verteilten Größen zu verstehen. Der mittlere Radius wird hier so definiert, daß er den Strömungsquerschnitt in zwei gleich große Kreisringflächen teilt. Er ist also gegeben durch

$$r_m = \sqrt{\frac{1}{2}\left(r_G^2 - r_N^2\right)} \tag{5.1}$$

Die Radien am Eintritt in die erste Laufreihe werden durch Vorgabe einer maximalen Umfangsgeschwindigkeit am Gehäuse festgelegt. Daraus kann der Gehäuseradius am Laufradeintritt nach

$$r_G = \frac{u_{G_{max}}}{\omega} \tag{5.2}$$

berechnet werden, die Kontinuitätsgleichung bestimmt den Strömungsquerschnitt. ω ist die Winkelgeschwindigkeit des Rotors.

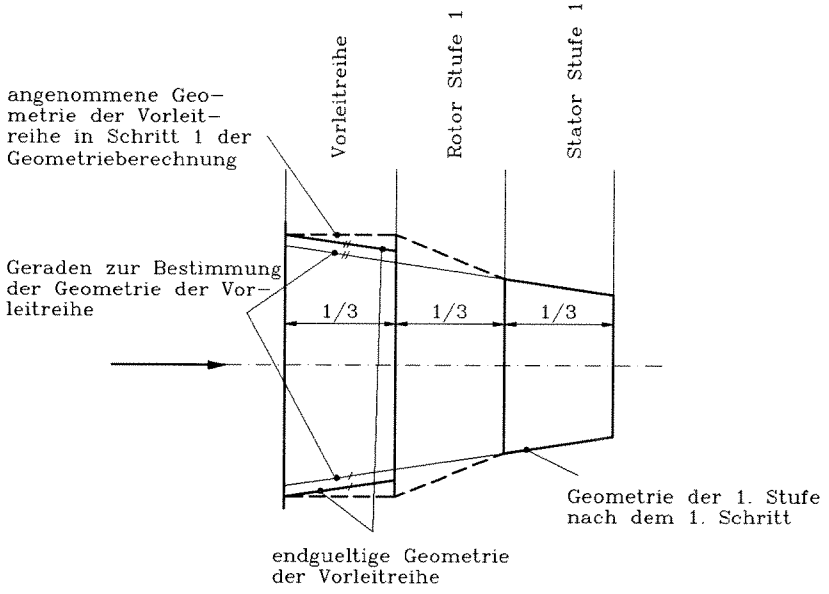


Abbildung 5.1: Bestimmung der Austrittsgeometrie der Vorleitreihe

Falls eine Vorleitreihe ausgeführt werden soll, wird deren Berechnung in zwei Schritten durchgeführt, wobei im ersten die Austrittsgeometrie, im zweiten der Austrittszustand mit der zuvor festgelegten Geometrie bestimmt wird.

Im ersten Schritt wird angenommen, daß die Austrittsgeometrie der Vorleitreihe gleich der Eintrittsgeometrie ist (Abb. 5.1). Anschließend wird die Austrittsgeometrie der ersten Stufe berechnet und der neue Querschnitt am Austritt aus der Vorleitreihe gemäß Abb. 5.1 berechnet. Zur Festlegung des Austrittsquerschnitts wird die Kontur der Leitreihe der ersten Stufe verwendet, um einerseits die Strömung in der Vorleitreihe nicht zu stark zu beschleunigen und um andererseits zu große Sprünge in der Krümmung der Kontur zu vermeiden.

Die Bestimmung des Austrittszustands aus der Vorleitreihe erfolgt nach dem h-s Diagramm Abb. 5.2 und muß iterativ durchgeführt werden, da der statische Zustand am Austritt von der ebenfalls noch unbekannten Axialgeschwindigkeit abhängig ist.

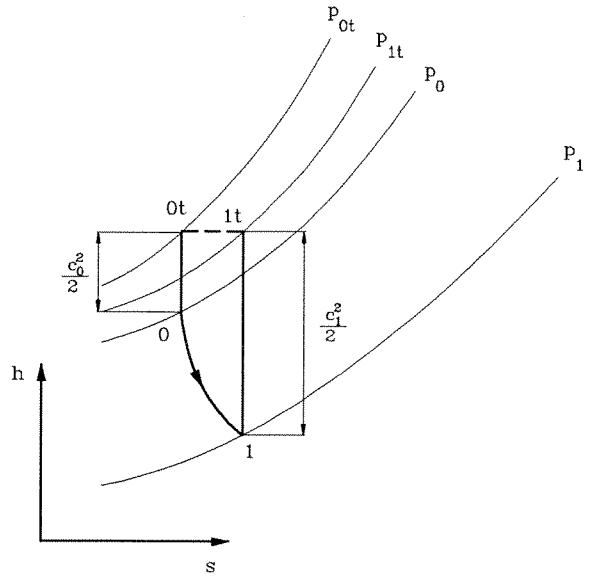


Abbildung 5.2: h-s Diagramm der Expansion in der Vorleitreihe

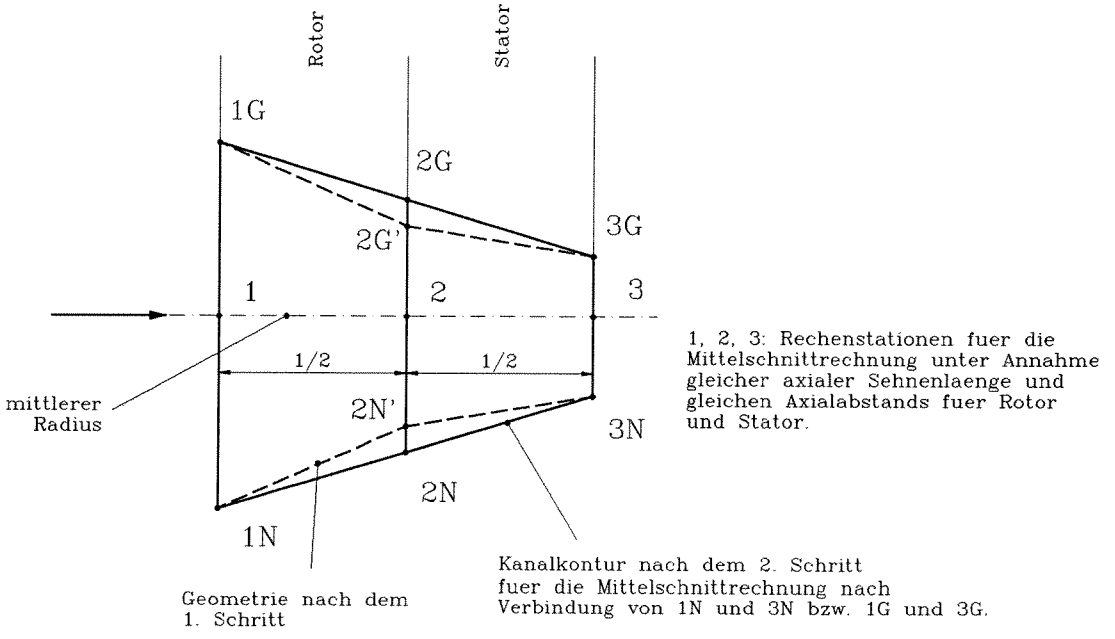


Abbildung 5.3: Festlegung der Stufengeometrie

Mit dem bekannten Austrittszustand aus der Vorleitreihe kann man alle nachfolgenden Stufen berechnen. Auch hier wird wieder in zwei Schritten vorgegangen. Im ersten wird die Geometrie am Rotoraustritt, im zweiten werden die Zustände am Rotor- und Statoraustritt sowie die Stufenaustrittsgeometrie berechnet.

Für den ersten Schritt wird angenommen, daß die Axialgeschwindigkeit am Rotoraustritt

das arithmetische Mittel der beiden vorgegebenen Axialgeschwindigkeiten am Stufenein- und -austritt (Punkte 1 und 3 in Abb. 5.3) ist. Damit kann die Stufe vorläufig vollständig berechnet werden.

Im zweiten Schritt wird die Rotoraustrittsgeometrie nach Abb. 5.3 durch Verbinden der Punkte (1G) und (3G), beziehungsweise von (1N) und (3N) bestimmt. Würde man sie nämlich durch Geraden durch die Punkte (1N) und (2N') beziehungsweise (2N') und (3N) in Abb. 5.3 legen, und am Gehäuse analog vorgehen, würden starke Unstetigkeiten in der Kanalgeometrie und damit in der Krümmung der Konturen auftreten, die beim Stromlinienkrümmungsverfahren zu ungenauen Ergebnissen führen.

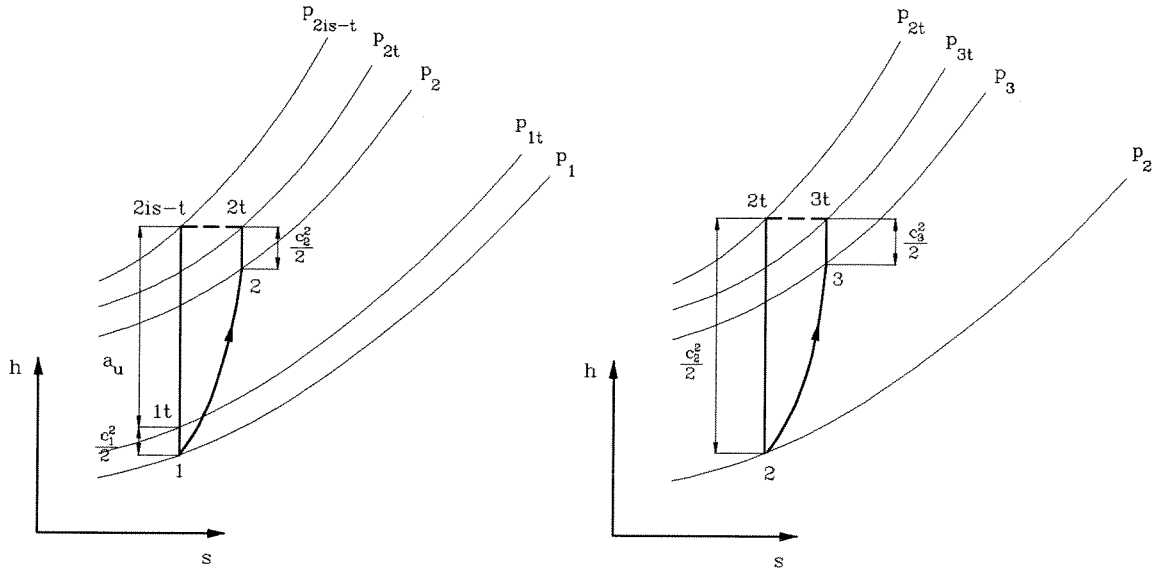


Abbildung 5.4: h-s Diagramm der Verdichtung in der Lauf- (linke Seite) und in der Leitreihe (rechte Seite)

Die Berechnung des Rotoraustrittszustands erfolgt nach Abb. 5.4 (linkes Diagramm). Ausgehend vom Punkt 1t wird der isentrope Totalzustand 2is-t festgelegt. Der Totaldruckverlustbeiwert nach Glg. 4.31 muß mit dem relativ zum Gitter bestimmten Staudruck bestimmt werden, wodurch 2t gegeben ist. Der statische Zustand 2 kann nun durch die *Euler*-Gleichung

$$a_u = \omega \left(r_2 c_{u2} - r_1 c_{u1} \right) \tag{5.3}$$

und der ebenfalls in der Iteration zu bestimmenden Axialgeschwindigkeit c_{ax2} berechnet werden. Da sich die Rotoraustrittsgeometrie gegenüber dem ersten Schritt geändert hat, ist auch der Statoreintrittszustand ein anderer. Läßt man die Statoraustrittsgeometrie gegenüber der beim ersten Schritt berechneten unverändert, so erhält man eine andere Axialgeschwindigkeit und einen anderen Leitradabströmwinkel am Austritt aus der Leitreihe als jene, die vom Benutzer vorgeschrieben wurden. Nach der Berechnung des Rotoraustrittszustands muß also eine neue Statoraustrittsgeometrie mit den vorgegebenen Werten für Axialgeschwindigkeit und Leitradabströmwinkel nach dem rechten h-s Diagramm in Abb. 5.4 berechnet werden. $3G$ und $3N$ in Abb. 5.3 sind also nicht die endgültigen Konturpunkte am Statoraustritt.

Dadurch sind bereits alle Geschwindigkeitsdreiecke am mittleren Radius, die Schaufelzahlen aller Gitter und die radiale Geometrie des Verdichters festgelegt. Die Anzahl der Schaufeln

wird mit dem vorgegebenen Richtwert für die Solidity mit

$$N = \frac{2\pi r_m \sigma}{s} \tag{5.4}$$

bestimmt, wobei die Sehnenlänge s aus der mittleren Schaufellänge und dem vorgegebenen Schaufelseitenverhältnis berechnet wird, und konstant über die Schaufelhöhe ist. Der mittlere Radius r_m ist definiert als arithmetisches Mittel der Radien der Kanalmittellinie an Schaufelvorder- und -hinterkante. Die auf eine ganze Zahl gerundete Schaufelzahl legt die tatsächliche Solidity fest.

5.3 Schaufelgeometrie an Nabe und Gehäuse

Die Änderung der Schaufelgeometrie mit dem Radius wird mit Hilfe des radialen Gleichgewichts berechnet [12], [18]. Im Programm kann zwischen einer Wirbelflußbeschaufelung, einer Beschaufelung mit konstantem Leitradabströmwinkel oder einer nach dem Gesetz des Starrkörperwirbels ausgelegten Beschaufelung gewählt werden.

Die Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit ist bei der Wirbelflußbeschaufelung durch

$$c_u r = K \,, \tag{5.5}$$

bei der Beschaufelung mit konstantem Leitradabströmwinkel durch

$$c_u r^{\sin^2 \alpha_3} = K \tag{5.6}$$

und beim Starrkörperwirbel durch

$$\frac{c_u}{r} = K \tag{5.7}$$

gegeben. Die Konstante K wird mit den Verhältnissen am mittleren Austrittsradius festgelegt.

Die Axialgeschwindigkeit kann bei der Beschaufelung mit konstantem Leitradabströmwinkel aus dem vorgegebenen Strömungswinkel und der durch Glg. 5.6 gegebenen Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit berechnet werden. Bei der Wirbelflußbeschaufelung ist sie über den Radius konstant, während sie bei der Beschaufelung nach Glg. 5.7 aus

$$\left(\frac{c_{ax}}{c_{ax_{ref}}}\right)^2 = 1 - 2\left(\frac{c_{u_{ref}}}{c_{ax_{ref}}}\right)^2 \left[\left(\frac{r}{r_{ref}}\right)^2 - 1\right] \tag{5.8}$$

bestimmt werden muß, wobei der Referenzradius der mittlere Radius nach Glg. 5.1 ist. Da wegen der über den Radius variierenden Absolutgeschwindigkeit auch die Dichte nicht konstant ist, wird die Kontinuitätsgleichung bei der hier beschriebenen Vorgangsweise im allgemeinen nicht erfüllt sein.

Die Laufgitter werden immer nach einer Wirbelflußbeschaufelung ausgelegt. Abb. 5.5 zeigt aber, daß die im Stromlinienkrümmungsverfahren berechnete Axialgeschwindigkeitsverteilung stark vom Potentialwirbelgesetz abweicht. Ein Grund dafür ist, daß die Voraussetzungen, die bei der Aufstellung der Gleichungen des radialen Gleichgewichts getroffen wurden, nämlich konstante Verluste über den Querschnitt und keine Geschwindigkeitskomponente in radialer Richtung, nicht erfüllt sind. Ein weiterer Grund für die große Abweichung ist, daß dem Stromlinienkrümmungsverfahren am Rotoraustritt nicht die Verteilung der Umfangskomponente sondern

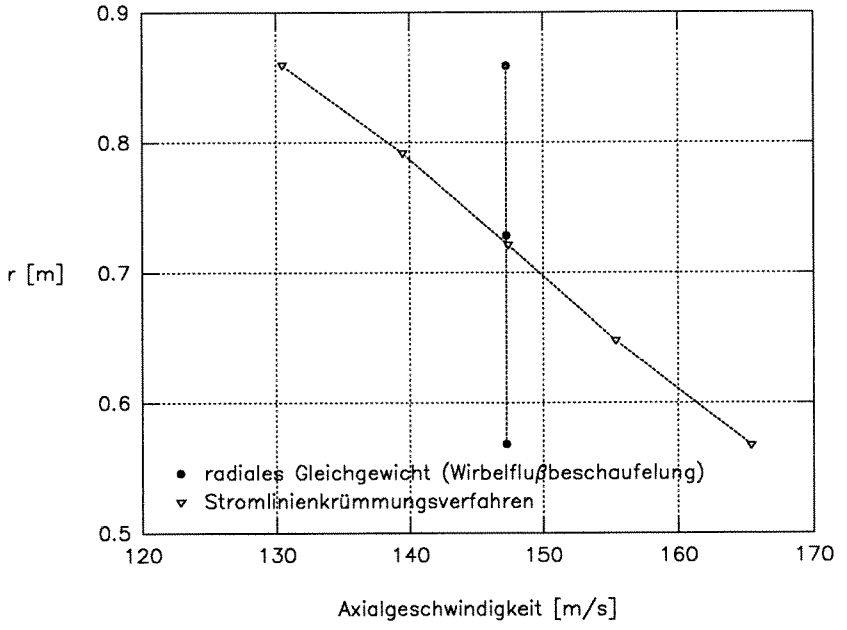


Abbildung 5.5: Vergleich der Axialgeschwindigkeitsprofile des Laufgitters der 4. Stufe des hier entworfenen Verdichters mit konstantem Gehäuseradius bei Verwendung des radialen Gleichgewichts und eines Stromlinienkrümmungsverfahrens

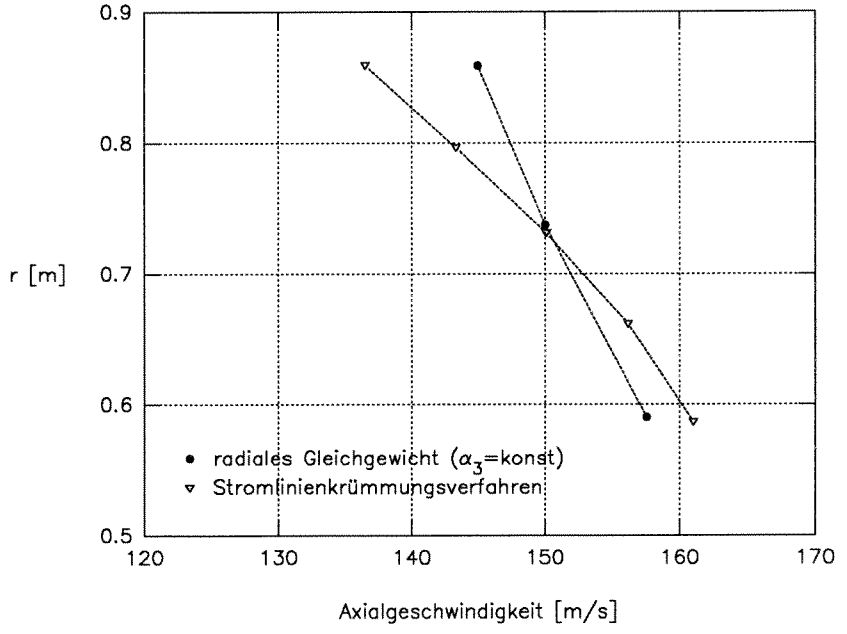


Abbildung 5.6: Vergleich der Axialgeschwindigkeitsprofile des Leitgitters der 4. Stufe des hier entworfenen Verdichters mit konstantem Gehäuseradius bei Verwendung des radialen Gleichgewichts und eines Stromlinienkrümmungsverfahrens

eine über die Schaufelhöhe konstante Totalenthalpieerhöhung vorgeschrieben wird. Das würde auch auf eine Wirbelflußbeschaufelung führen, wären nicht die Bedingungen, die bei der Herleitung des radialen Gleichgewichts getroffen wurden, verletzt.

Die Leitreihen können nach allen drei in diesem Kapitel beschriebenen Beschaufelungsarten ausgelegt werden, für die in dieser Arbeit berechneten Verdichter wurde aber nur die Beschaufelung mit konstantem Leitradabströmwinkel verwendet. Einen Vergleich der Axialgeschwindigkeitsprofile zwischen radialem Gleichgewicht und Meridianschnittberechnungsprogramm zeigt Abb. 5.6. Die Abweichungen sind damit zu begründen, daß die Voraussetzungen des radialen Gleichgewichts verletzt sind, die Kontinuitätsgleichung nicht unbedingt erfüllt ist und beim Stromlinienkrümmungsverfahren der Impuls in Umfangsrichtung an der Schaufelhinterkante der Leitreihen vorgeschrieben wird, wodurch sich kein konstanter Leitradabströmwinkel beim Stromlinienkrümmungsverfahren mehr ergibt. Die Abweichungen betragen aber maximal 2°.

5.4 Axiale Geometrie

Durch die Mittelschnittrechnung ist die radiale Geometrie des Verdichters und die Schaufelgeometrie gegeben. Die Strömungswinkel sind dabei im wesentlichen durch die Vorgabe der Umfangsarbeit und des Leitradabströmwinkels gegeben. Aus diesen kann der Staffelungswinkel γ des Gitters nach Abb. 3.1 durch

$$\gamma = \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \tag{5.9}$$

berechnet werden.

Die Sehnenlänge wird mit dem vorgegebenen Schaufelseitenverhältnis und der Höhe des Schaufelkanals berechnet und ist konstant über den Radius. Damit ist die axiale Sehnenlänge durch

$$s_{ax} = s \cos \gamma \tag{5.10}$$

gegeben.

Jetzt muß noch die Lage der Rechenstationen für das HEARSEY Programm bestimmt werden. Die Rechenstationen werden hier immer an Schaufelvorder- und -hinterkanten gelegt. Zusätzlich müssen vor der ersten und nach der letzten Schaufelreihe drei zusätzliche Quasi-Orthogonale angegeben werden. Zuerst werden die drei vordersten Rechenstationen festgelegt. Der axiale Abstand dieser drei Rechenstationen beträgt 1,3mal die axiale Sehnenlänge der Vorleitreihe. Der Strömungskanal in diesem Bereich wird durch die Verlängerung der Kanalkontur im Bereich der Vorleitreihe gebildet (Abb. 5.7).

Um die Rechenstationen an den Schaufelvorder- und -hinterkanten für das HEARSEY Programm festlegen zu können, ist zuerst die axiale Lage der Rechenstationen der Mittelschnittrechnung zu bestimmen. Diese liegen, wie in Abb. 5.7 dargestellt, in der Mitte zwischen der Schaufelvorder- und -hinterkante zweier benachbarter Gitter. Da ein minimaler Axialabstand zwischen den Gittern eingehalten werden soll, muß bestimmt werden, an welchem Radius der Abstand zwischen Schaufelvorder- und -hinterkante am kleinsten ist. Dazu wird die Summe der axialen Sehnenlängen zweier benachbarter Schaufelreihen an Nabe, Gehäuse und mittleren Radius bestimmt. An der Stelle ihres Maximums muß auch der minimale Axialabstand Δx_{min} eingehalten werden. Δx_{min} wird durch

$$\Delta x_{min} = sg \tag{5.11}$$

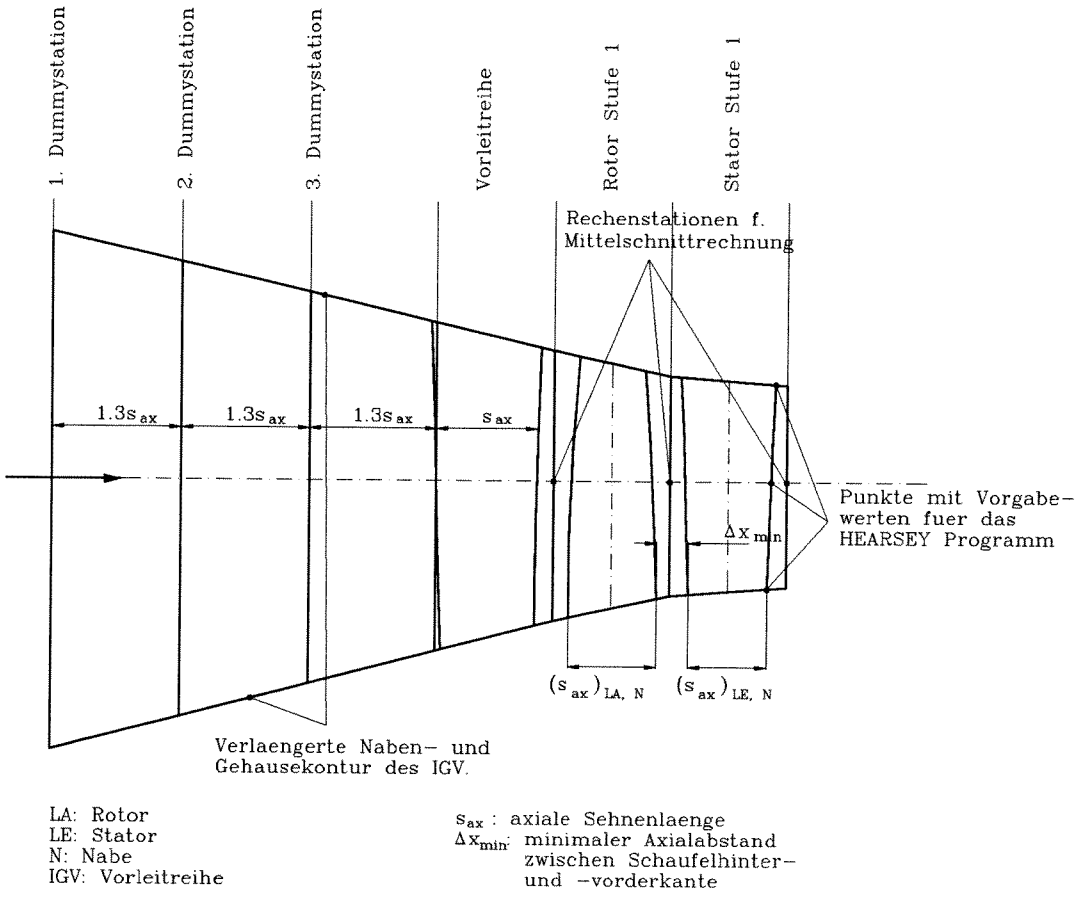


Abbildung 5.7: Festlegung der axialen Geometrie

bestimmt, wobei der auf die Sehnenlänge bezogene Axialspalt g bei der Eingabe vorgegeben werden muß und für s die Sehnenlänge der jeweils in Strömungsrichtung nachfolgenden Schaufel verwendet wird (Abb. 5.7).

Mit den axialen Koordinaten der Rechenstationen des Mittelschnitts und den axialen Sehnenlängen an Nabe und Gehäuse können die Schnittpunkte der Schaufelkanten mit der Kanalkontur berechnet werden.

Die Kanalgeometrie der drei Quasi-Orthogonalen im Diffusor ist gleich der Austrittsgeometrie der letzten Stufe, um störende Einflüsse durch unterschiedliche Diffusorgeometrien bei den drei berechneten Konfigurationen auszuschalten. Der Abstand dieser drei Quasi-Orthogonalen beträgt das 1,3fache der axialen Sehnenlänge der Leitreihe der letzten Stufe.

5.5 Programmablauf

Nach der Mittelschnittrechnung werden die Verluste nach Glg. 4.19, 4.22, 4.23, 4.30 und Glg. 4.31 sowie die Versperrung durch die Seitenwandgrenzschicht mit Glg. 3.18 und Glg. 3.20 berechnet. Da sowohl der Totaldruckverlustbeiwert, als auch die Versperrung in der Mittelschnittrechnung verwendet werden, sie selbst aber wieder von den Geschwindigkeitsdreiecken abhängen, wird die Mittelschnittrechnung, die Verlustberechnung, die Berechnung der radialen

Schaufelgeometrie und die Grenzschichtberechnung so lange iterativ ausgeführt, bis die Lösung konvergiert ist.

5.6 Ausgabe

Als Ergebnis des Preprozessorlaufs erhält man eine HEARSEY Eingabedatei, die Geometrie des Strömungskanals, die Druckziffern und Reaktionsgrade der Stufen und eine Zusammenfassung der Verdichterdaten in Textform.

Letztere enthält den Ein- und Austrittszustand aus dem Verdichter und aus jeder Stufe sowie die Geschwindigkeitsdreiecke, die kinematischen Reaktionsgrade und die Diffusionsfaktoren nach Glg. 1.6.

Die Druckziffer ψ wird gemäß der Definition

$$\psi = \frac{a_u}{\frac{u^2}{2}} \tag{5.12}$$

berechnet, wobei die Umfangsgeschwindigkeit mit dem mittleren Radius am Rotoraustritt gebildet wird.

Kapitel 6

Verdichterauslegung

6.1 Verdichter mit konstantem Nabenradius

Als Ausgangspunkt für die Berechnung des Verdichters mit konstantem Nabenradius diente ein bestehender Axialverdichter einer Kraftwerksgasturbine. Seine wichtigsten Daten sind in Tabelle 6.1 zusammengefaßt.

Wie in der Einleitung ausgeführt, sind alle drei ausgelegten Verdichter in Eintrittszustand, Drehzahl, Stufenzahl und Massenstrom mit dem Ausgangsverdichter identisch.

Da der Ausgangsverdichter einen konstanten Nabenradius besitzt und gleiche Leistungsdaten wie der hier entworfene Verdichter mit konstanter Nabe aufweist, werden für den Verdichter mit konstantem Nabenradius Eintrittsquerschnitt, Leitradabströmwinkel und weitgehend auch die Schaufelseitenverhältnisse vom Ausgangsverdichter übernommen. Dadurch können die verwendeten Verlustkorrelationen verifiziert werden und außerdem kann man dann davon ausgehen, daß bei diesem Verdichter keine großen mechanischen Probleme auftreten.

Die Umfangsarbeit je Stufe wurde so festgelegt, daß die Diffusionsfaktoren nach Glg. 1.6 für alle Rotoren gleich groß sind. Bei den letzten beiden Stufen konnte diese Vorgabe allerdings nicht eingehalten werden, da sonst die Belastung der Leitreihen wegen der großen Umlenkung zu hoch geworden wäre.

Stufenzahl Geometrie	18 + 1 Vorleitreihe konstanter Nabenradius		
n	60 Hz	l_{ax}	3,069m
$\dot{m}$	312 kg/s	Eintrittsradienverhältnis	0,603
Π_t	12,99	Austrittsradienverhältnis	0,872
η_p	0,9125	Gesamtschaufelzahl	2782
η_i	0,8780	M_{uG}	1,081

Tabelle 6.1: Hauptparameter des Ausgangsverdichters. M_{uG}... Umfangsmachzahl an der Schaufelspitze des Rotors der 1. Stufe, l_{ax}... axiale Länge des Verdichters von der Schaufelvorderkante der Vorleitreihe zur Schaufelhinterkante der Leitreihe der letzten Stufe.

Geometrie	konstanter Nabenradius	konstanter mittlerer Radius	konstanter Gehäuseradius
Verdichtereintritt			
Temperatur	288,15K		
Druck	98680Pa		
Drehzahl	60Hz		
Stufenzahl	18 + 1 Vorleitreihe		
Massenstrom	312 kg/s		
Spezifischer Durchfluß	$171kg/(sm^2)$	$168kg/(sm^2)$	$165kg/(sm^2)$
Gesamtdruckverhältnis	13,0269	13,0246	13,0255
Schaufelseitenverhältnis			
Eintritt	2,7	3,0	3,18
Austritt	1,5	1,3	1,26
Abströmwinkel des IGV	21°	15°	8,5°
Eintrittsradienverhältnis	0,598	0,519	0,414
Austrittsradienverhältnis	0,869	0,896	0,917
Solidity	1,2		
Leitradabströmwinkel	28°		
Axialgeschwindigkeit	150m/s		
Austrittsmachzahl	0,3		

Tabelle 6.2: Zusammenfassung der Auslegungsparameter

Die Solidities aller Schaufelreihen sind mit Ausnahme der letzten beiden Leitreihen konstant, da dort sonst die Diffusionsfaktoren zu hoch werden oder die Umfangsarbeit noch kleiner gewählt werden müßte, was zu einer Mehrbelastung der anderen Stufen führen würde, da ja die geringere Arbeit der letzten Stufen in den anderen aufgebracht werden müßte. Bei den anderen Gittern wurden die Solidities konstant gewählt, weil zu stark variierende Solidities einen großen Einfluß auf die Diffusionsfaktoren und damit auf die Wahl der Umfangsarbeiten haben.

Eine Zusammenfassung der Auslegungsparameter aller drei Verdichter findet sich in Tabelle 6.2.

In Abb. 6.1 ist die Geometrie der Verdichter und der Verlauf der mit dem *Jansen*-Verfahren berechneten Versperrung dargestellt. Eine genaue Diskussion der Ergebnisse erfolgt im nächsten Kapitel.

6.2 Verdichter mit konstantem Gehäuseradius

Auch hier werden, wie in Tabelle 6.2 dargestellt, Solidity und Axialgeschwindigkeit konstant über die Verdichterlänge und gleich groß wie beim Verdichter mit konstantem Nabenradius angenommen.

Da bei gleicher Lage des Eintrittsquerschnitts wie bei der Konfiguration mit konstanter Nabe in den hinteren Stufen die Schaufellängen sehr klein werden und dadurch die Verluste stark ansteigen, wird der Eintrittsquerschnitt näher an die Maschinenachse gelegt.

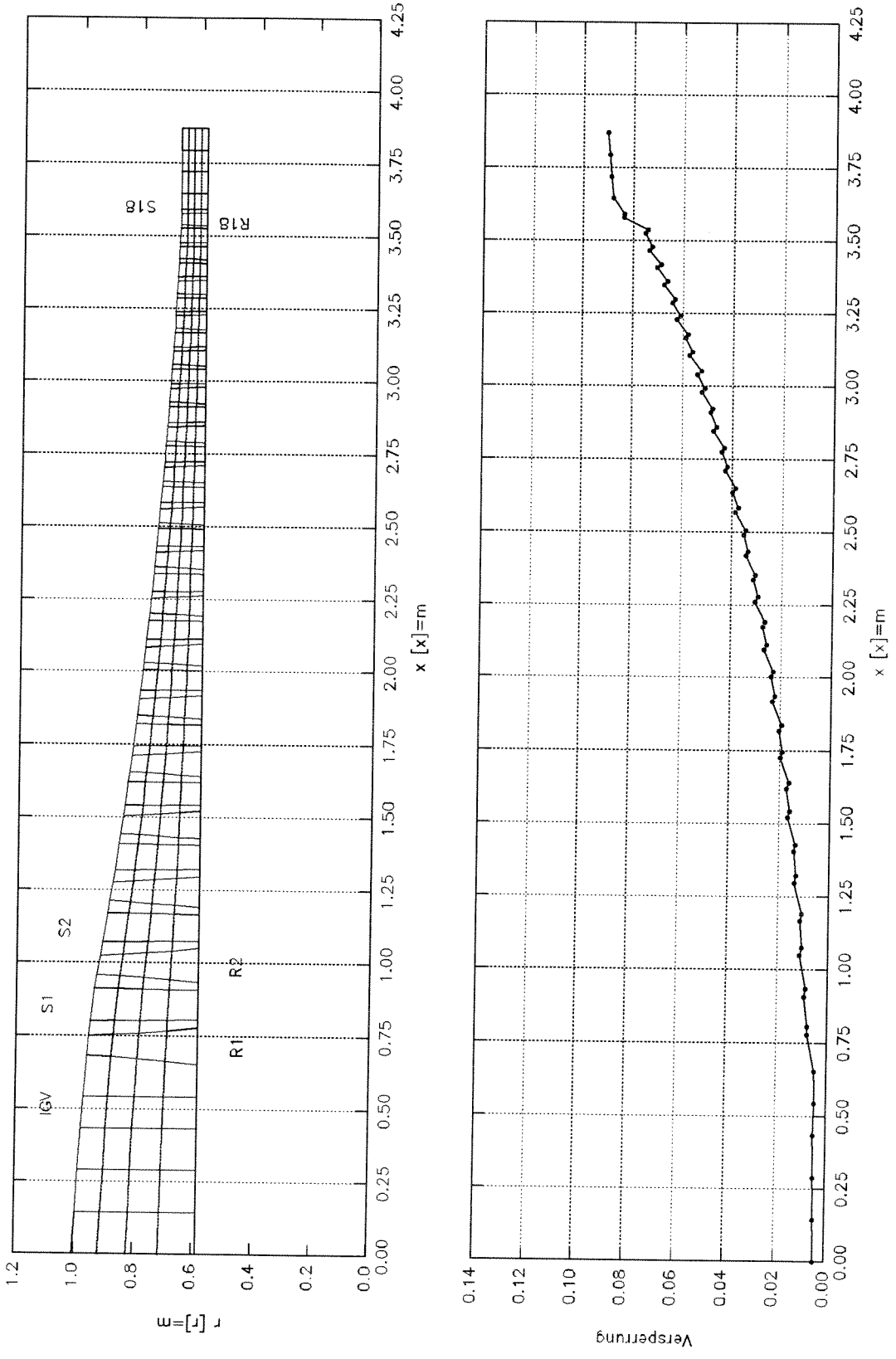


Abbildung 6.1: Verdichter mit konstantem Nabenradius: Geometrie und Versperrung

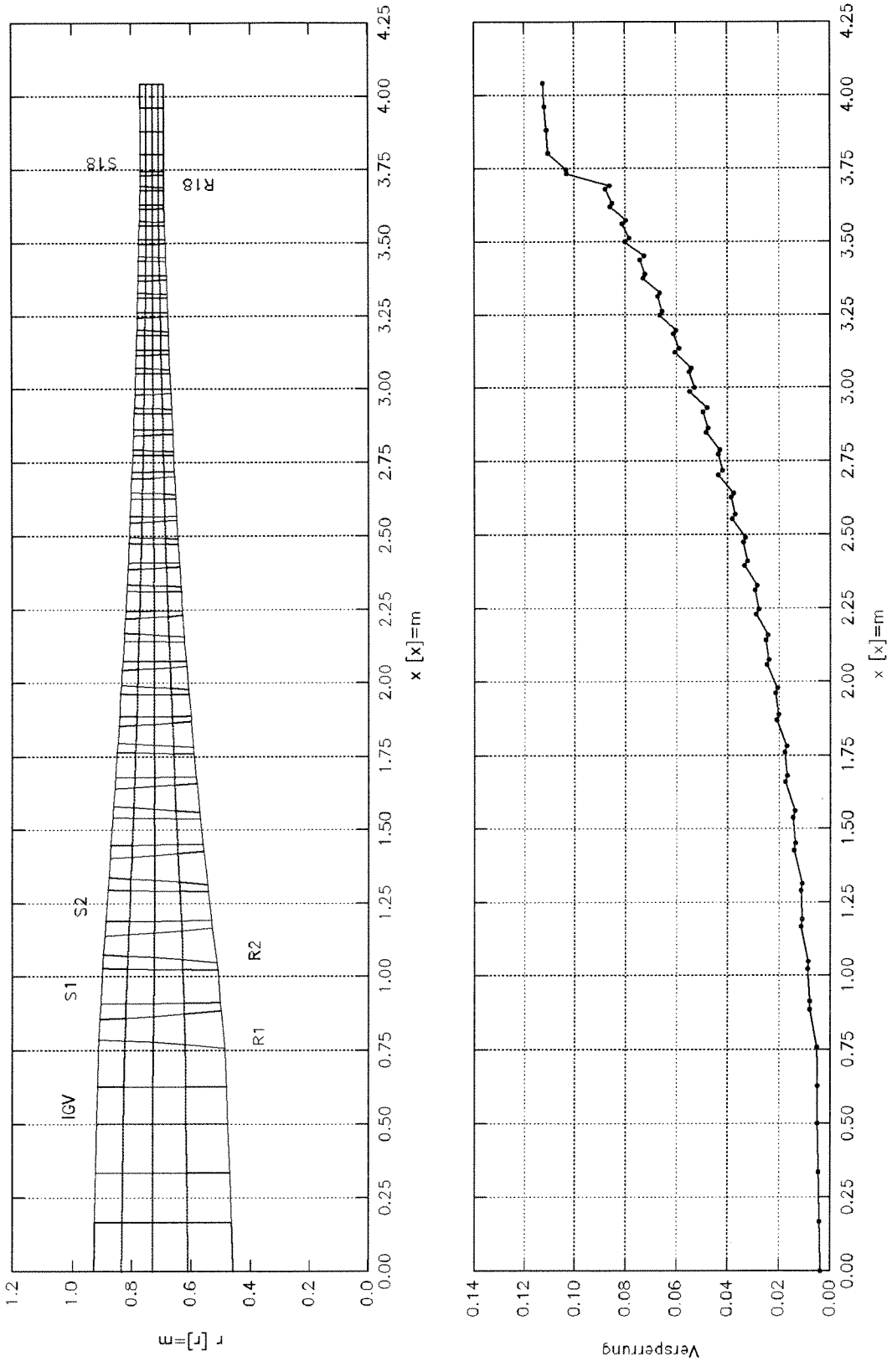


Abbildung 6.2: Verdichter mit konstantem mittleren Radius: Geometrie und Versperrung

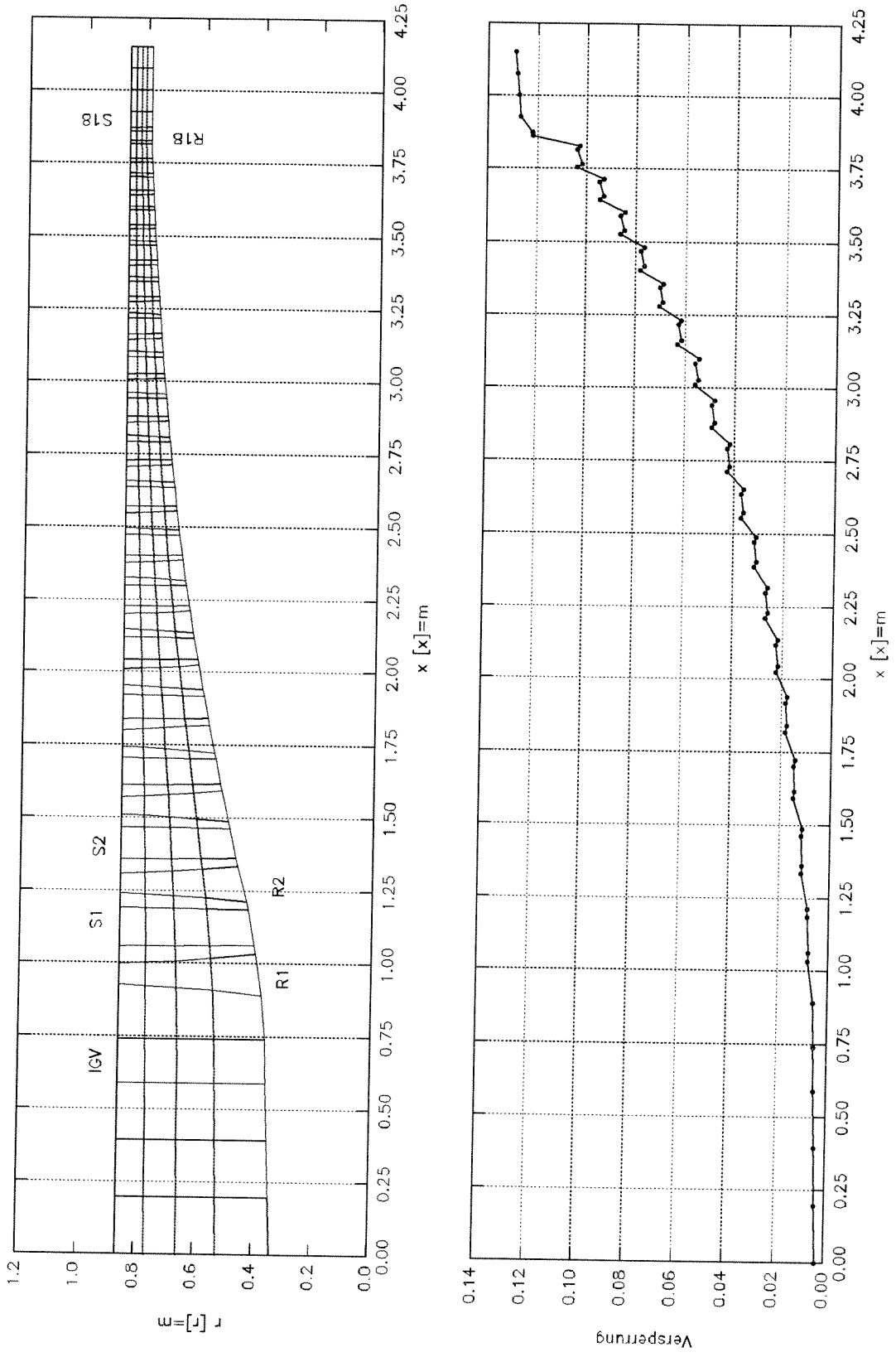


Abbildung 6.3: Verdichter mit konstantem Gehäuseradius: Geometrie und Versperrung

Da keine gesonderten mechanischen Untersuchungen insbesondere des Schwingungsverhaltens durchgeführt wurden, mußte das Schaufelseitenverhältnis auf den in Tabelle 6.2 angegebenen Wert begrenzt werden, obwohl bei höheren Werten der Wirkungsgrad weiter steigen würde. Ein weiterer Nachteil hoher Schaufelseitenverhältnisse ist, daß der Abstand zur Pumpgrenze geringer wird [23]. Die Umfangsgeschwindigkeit an der Spitze der Rotoren ist mit $324m/s$ sehr konservativ gewählt, sodaß keine unlösbaren Festigkeitsprobleme zu erwarten sind.

Am Eintritt ergibt sich also wie in Abb. 6.3 ersichtlich, eine große Schaufellänge und ein kleines Radienverhältnis. Am Austritt sind die Schaufeln kürzer und daher ist das Radienverhältnis größer als bei der Auslegung mit konstanter Nabe.

Die großen Schaufelzahlen beim Verdichter mit konstantem Gehäuseradius ergeben sich aus den größeren Schaufelseitenverhältnissen dieser Auslegung und dem weiter von der Achse entfernten Strömungsquerschnitt am Verdichteraustritt.

Wegen der geringen Umfangsgeschwindigkeit an der Nabe der ersten Stufen ergeben sich bei großen Leitradabströmwinkeln kleine Umfangskomponenten der Relativgeschwindigkeit am Eintritt in die Laufreihen der ersten Stufen. Da dann die Umlenkung im Laufgitter sehr groß wird, was wieder zu hohen Verlusten führt, sind die Leitradabströmwinkel der ersten drei Stufen kleiner als 28°. Da ein großer Austrittswinkel aus der Vorleitreihe ebenfalls zu ungünstigen Strömungsverhältnissen an der Nabe der Laufreihe der ersten Stufe führt, wird der Abströmwinkel der Vorleitreihe auf $8,5°$ gesetzt.

In den letzten drei Stufen erfolgt dann wieder die schrittweise Umlenkung der Strömung in die axiale Richtung.

Die Umfangsarbeit wurde wieder über die Forderung konstanten Diffusionsfaktors in allen Laufgittern bestimmt. In den ersten beiden Stufen muß aber wegen der geringen Umfangsgeschwindigkeit an der Nabe eine geringere Umfangsgeschwindigkeit gewählt werden als sich aus der Forderung nach konstantem Diffusionsfaktor aller Laufreihen ergibt. In der letzten Stufe liegt der Diffusionsfaktor ebenfalls unter dem geforderten Wert, da die Umlenkung in der Laufreihe wegen der höheren Umfangsarbeit sonst zu groß wird.

6.3 Verdichter mit konstantem mittleren Radius

Die radiale Lage des Eintrittsquerschnitts mußte wegen der im Vergleich zum Verdichter mit konstantem Gehäuseradius geringen Zunahme des Nabenradius weiter von der Maschinenachse entfernt gewählt werden als bei diesem. Der Grund dafür liegt darin, daß natürlich auch die Umfangsgeschwindigkeit an der Nabe langsamer zunimmt und daher über eine große Anzahl an Stufen eine ungünstig hohe Umlenkung an der Nabe auftritt. Daher gleicht dann der hohe Profilverlust die positiven Effekte der großen Schaufellängen auf die Sekundärverluste aus. Der Eintrittsquerschnitt liegt daher zwischen jenem der beiden anderen Geometrien, wie man Abb. 6.2 entnehmen kann. Der Austrittswinkel aus der Vorleitreihe beträgt 15°, der konstante Leitradabströmwinkel von 28° wird bereits in der zweiten Stufe erreicht. Die Umlenkung in die axiale Richtung am Verdichteraustritt erfolgt in den beiden letzten Stufen.

Die Solidity und die Axialgeschwindigkeit sind wieder konstant über die Verdichterlänge und haben dieselben Werte wie bei den anderen Auslegungen.

Die Umfangsarbeit wurde wie üblich über die Forderung konstanten Diffusionsfaktors in allen Rotoren bestimmt. Diese Forderung wird hier in allen Stufen bis auf die letzte erfüllt, da sonst die Umlenkung in den Leitreihen zu groß wird.

Kapitel 7

Diskussion der Ergebnisse

Im folgenden werden die wichtigsten Kenngrößen der drei entworfenen Verdichter zusammengefaßt und die Ergebnisse diskutiert. Häufig wird dabei auf eine gesonderte Besprechung des Verdichters mit konstantem mittleren Radius verzichtet, da die meisten Daten dieses Verdichters zwischen jenen der beiden anderen Konfigurationen liegen und dann eine eingehende Diskussion keine neuen Erkenntnisse bringt.

Eine Übersicht über die berechneten Kenndaten der drei Konfigurationen gibt Tabelle 7.1.

7.1 Globale Kennzahlen

Der polytrope Wirkungsgrad des Verdichters mit konstantem Nabenradius ist mit 90,85% der höchste der drei entworfenen Verdichter. Bei der Auslegung mit konstantem mittleren Radius erreicht man einen polytropen Wirkungsgrad von 90,32% im Auslegungspunkt, beim Verdichter mit konstantem Gehäuseradius 89,59%.

Diese Unterschiede zeigen sich natürlich auch in der benötigten Antriebsleistung, was großen Einfluß auf die Wirtschaftlichkeit der Gasturbinenanlage hat.

Die berechneten Wirkungsgrade sind allerdings unter den in der Einleitung angeführten Bedingungen und Einschränkungen zu sehen, wobei eine weniger konventionelle Wahl der Belastung eine größere Variationsmöglichkeit in der Stufenzahl bringt, da die Wahl der Stufenbelastung dann in einem weiteren Rahmen möglich ist. Da aber konventionelle Profilformen dafür nicht mehr geeignet sind und die Berechnung von CDA-Profilen ("Controlled diffusion airfoils") den Rahmen dieser Arbeit sprengen würde, muß die Eingrenzung auf konservative Stufenbelastungen aufrecht bleiben. Deshalb muß eine Untersuchung von Verdichtern mit anderen Stufenzahlen unterbleiben muß. Unter diesen Bedingungen besitzt also der Verdichter mit konstantem Nabenradius den höchsten Wirkungsgrad.

Ein weiterer Vorteil dieses Verdichters ist die geringe Schaufelzahl, was sich bei den Herstellungskosten und der Wartung positiv auswirkt.

Die Umfangsmachzahl am Gehäuse am Eintritt in den Rotor der ersten Stufe ist beim Verdichter mit konstantem Nabenradius am größten, da hier der Eintrittsquerschnitt am weitesten von der Achse entfernt ist. Die geringere Umfangsmachzahl beim Verdichter mit konstantem Gehäuse ist auch ein Grund für die geringeren Stufendruckverhältnisse dieser Konfiguration in den ersten Stufen. Genauer wird darauf noch im Zuge der Diskussion eingegangen.

Geometrie	konstanter Nabenradius	konstanter mittlerer Radius	konstanter Gehäuseradius
Totaldruckverhältnis Massenstrom	13,0269 312kg/s	13,0246 312kg/s	13,0255 312kg/s
polytroper Wirkungsgrad isentroper Wirkungsgrad	0,9085 0,8725	0,9032 0,8651	0,8959 0,8549
Austrittstemperatur (total) Austrittsdruck (total)	637,16K 1,28576MPa	640,04K 1,28552MPa	644,06K 1,28562MPa
Antriebsleistung	111,659MW	112,473MW	113,942MW
Axiale Länge	3,211m	3,302m	3,339m
Gesamtschaufelzahl	2445	2572	2726
Umfangsmachzahl am Gehäuse	1,094	1,032	0,975

Tabelle 7.1: Zusammenfassung der Ergebnisse

7.2 Lastverteilung

7.2.1 Druckziffer

Als Kennzahl für die Stufenbelastung wird die Druckziffer

$$\psi = \frac{a_u}{\frac{u^2}{2}} \tag{7.1}$$

verwendet. Als Referenzumfangsgeschwindigkeit wird üblicherweise jene an einem ausgezeichneten Radius des Verdichters verwendet. Besonders geeignet als Bezugsradius ist ein konstanter Radius der Kanalkontur. Bei einem Verdichter mit konstantem Nabenradius wird man also den Nabenradius wählen. Diese Vorgangsweise hat den Vorteil, daß Änderungen in der Umfangsarbeit sich auch in der dimensionslosen Kennzahl widerspiegeln und die Interpretation des Verlaufs der dimensionslosen Druckziffer nicht zu falschen Rückschlüssen auf die Umfangsarbeit führen kann, da dabei die Bezugsgröße konstant bleibt.

Aus diesem Grund wird hier beim Verdichter mit konstantem Nabenradius die Umfangsgeschwindigkeit an der Nabe, beim Verdichter mit konstantem mittleren Radius jene am mittleren Radius und beim Verdichter mit konstantem Gehäuse jene am Gehäuse als Bezugsgröße für die Druckziffer verwendet. Dadurch sind zwar die Werte der Druckziffern der drei Geometrien untereinander nicht vergleichbar, dieser Nachteil wird aber aufgrund der oben genannten Vorteile in Kauf genommen, zumal die Stufenbelastungen der drei Verdichter auch in Form des Stufendruckverhältnisses miteinander verglichen werden können.

Abb. 7.1, 7.2 beziehungsweise 7.3 zeigt den Verlauf der Druckziffer jeder der drei Konfigurationen aufgetragen über der Stufenzahl. Dabei zeigt sich, daß beim Verdichter mit konstantem Nabenradius die ersten Stufen stark belastet sind und die Belastung dann schrittweise abnimmt. Die letzten beiden Stufen weisen aufgrund der notwendigen großen Umlenkung in den Leitreihen eine geringere Druckziffer auf. Da wegen des konstanten Nabenradius die Umfangsgeschwindigkeit abnimmt und daher die Umlenkung mit der Stufenzahl ungünstiger wird, muß

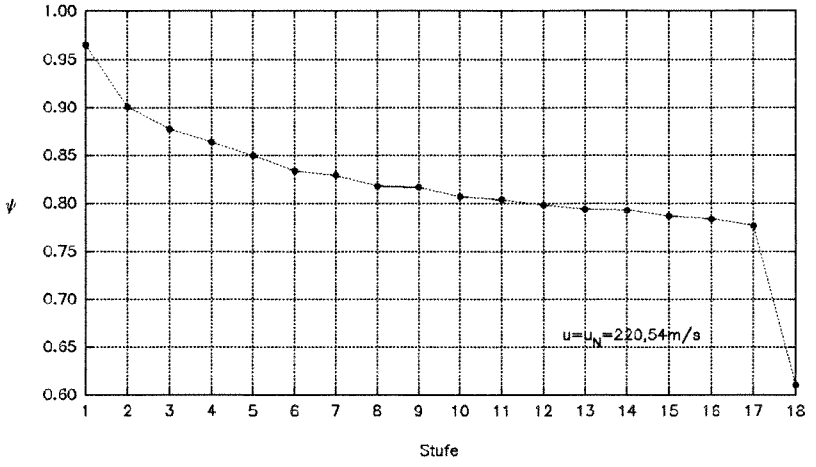


Abbildung 7.1: Verdichter mit konstanter Nabe: Verlauf der Druckziffer

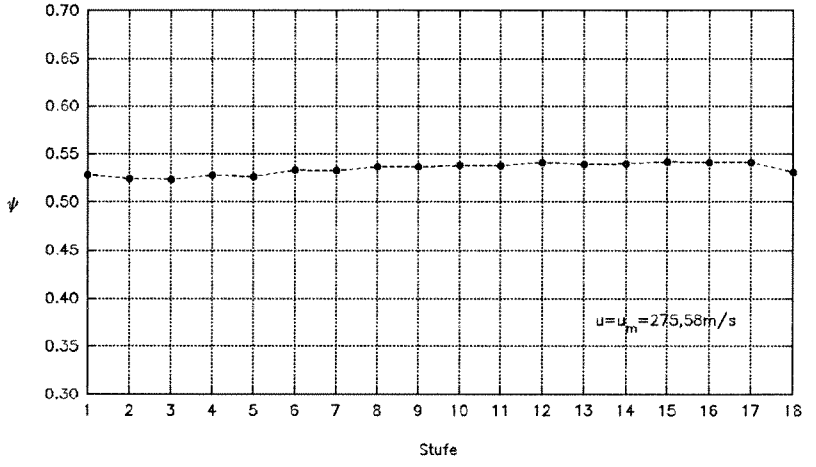


Abbildung 7.2: Verdichter mit konstantem mittleren Radius: Verlauf der Druckziffer

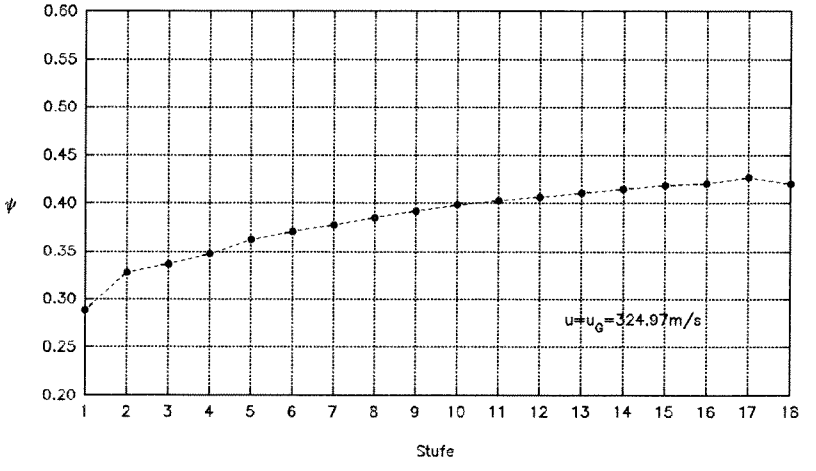


Abbildung 7.3: Verdichter mit konstantem Gehäuseradius: Verlauf der Druckziffer

die Umfangsarbeit mit der Verdichterlänge kleiner werden, da sonst die Diffusionsfaktoren steigen würden, diese aber nach den getroffenen Voraussetzungen konstant sein sollen.

Beim Verdichter mit konstantem mittleren Radius (Abb. 7.2) führt die konstante Umfangsgeschwindigkeit am mittleren Radius zu einer fast gleichbleibenden Stufenbelastung. Die Unterschiede kommen durch die kleinen Abweichungen in der tatsächlichen Solidity zustande, da sich diese Unterschiede auch im Diffusionsfaktor niederschlagen.

Die ersten beiden und die letzte Stufe weisen beim Verdichter mit konstantem Gehäuse geringere Belastungen auf. Die Gründe dafür wurden bereits in Kapitel 6 ausgeführt. Bei den anderen Stufen zeigt sich, daß die Druckziffer zunimmt, da die Umlenkung trotz steigender Umfangsarbeit wegen der ebenfalls größer werdenden Umfangsgeschwindigkeit konstant bleibt.

7.2.2 Stufendruckverhältnis

Das Stufendruckverhältnis wird häufig in der Literatur zum Vergleich der Stufenbelastungen verschiedener Verdichter verwendet. Außerdem zeigen die im Lauf der Jahre steigenden Stufendruckverhältnisse die fortschreitende Entwicklung im Verdichterbau.

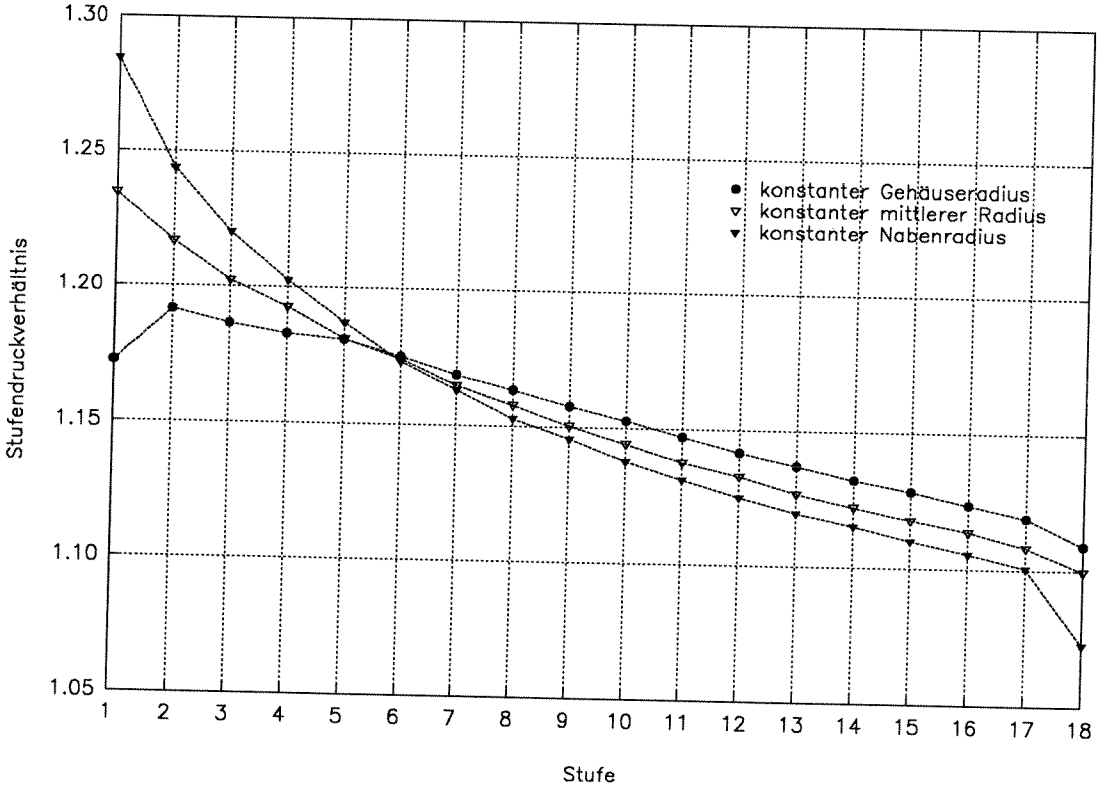


Abbildung 7.4: Stufendruckverhältnisse der drei Verdichter

Die Stufendruckverhältnisse aller drei Verdichter sind in Abb. 7.4 dargestellt. Steigt die Umfangsarbeit mit der Stufenzahl, so sinkt es nicht so rasch, wie es bei konstanter Umfangsarbeit der Fall wäre. Daher ist es beim Verdichter mit konstantem Gehäuseradius zwar in den ersten Stufen klein, der Abfall mit der Stufenzahl ist aber wesentlich geringer als bei den beiden anderen Konfigurationen. Der Grund für das geringe Stufendruckverhältnis in den ersten Stufen

der Konfiguration mit konstantem Gehäuse liegt in der geringen Umfangsmachzahl und in der kleinen Umfangsarbeit.

7.3 Wirkungsgrade

7.3.1 Gitterwirkungsgrade

Bevor die Ergebnisse der Berechnung diskutiert werden, müssen noch die verwendeten Gitterwirkungsgrade definiert werden.

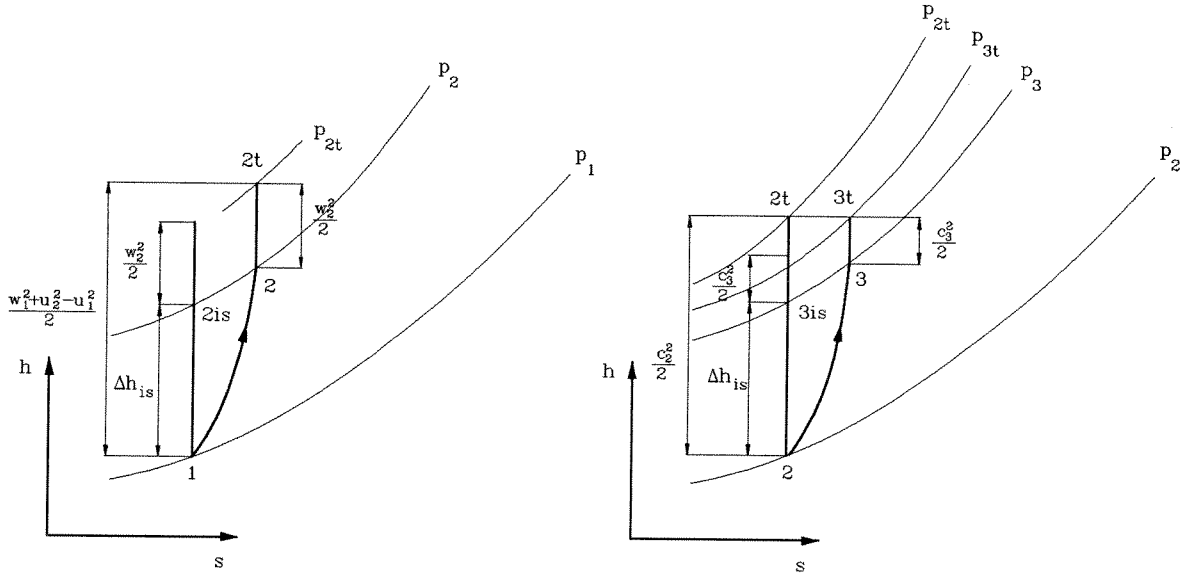


Abbildung 7.5: Definition der Gitterwirkungsgrade für Laufreihen (linkes Bild) und für Leitreihen (rechtes Bild)

Der Gitterwirkungsgrad des Laufgitters ist ein Maß für die Nutzung der am Eintritt vorhandenen Bewegungsenergie. Als Vergleichsprozeß dient eine isentrope Verzögerung. Die Wirkungsgraddefinition lautet also

$$\eta_{Rotor} = \frac{\Delta h_{is} + \frac{w_2^2}{2}}{\frac{w_1^2+u_2^2-u_1^2}{2}} \tag{7.2}$$

Das zugehörige h-s Diagramm ist in Abb. 7.5 dargestellt. Dort sind im rechten h-s Diagramm auch die bei der Definition des Wirkungsgrads der Leitreihen verwendeten Größen eingetragen, der Wirkungsgrad ist durch

$$\eta_{Stator} = \frac{\Delta h_{is} + \frac{c_3^2}{2}}{\frac{c_2^2}{2}} \tag{7.3}$$

$$\Delta h_{is} = c_p T_2 \left[\left(\frac{p_3}{p_2} \right)^{\frac{R}{c_p}} - 1 \right] \tag{7.4}$$

gegeben. Er ist wieder ein Maß für die Güte der Verzögerung.

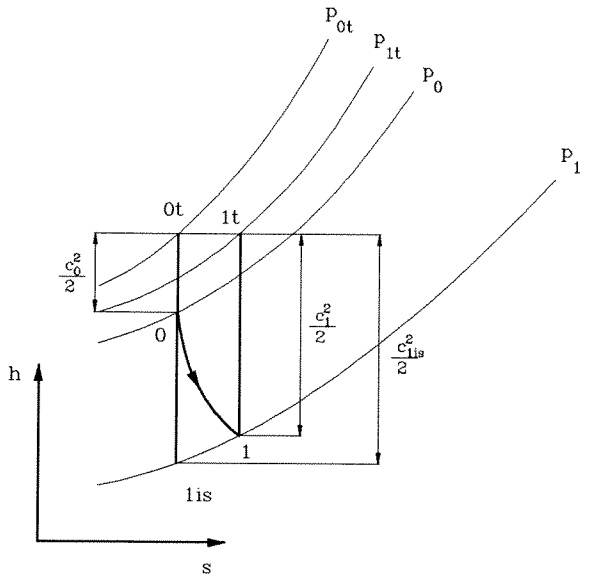


Abbildung 7.6: Definition des Gitterwirkungsgrads der Vorleitreihe

Da die Vorleitreihe ein Beschleunigungsgitter ist, muß eine andere Wirkungsgraddefinition verwendet werden. Es wird die Austrittsgeschwindigkeit bei isentroper Expansion mit der tatsächlichen verglichen. Der Wirkungsgrad ist durch

$$\eta_{IGV} = \frac{c_1^2}{c_{1is}^2} \tag{7.5}$$

$$c_{1is}^2 = 2c_pT_{0t}\left[1-\left(\frac{p_{0t}}{p_1}\right)^{-\frac{R}{c_p}}\right] \tag{7.6}$$

gegeben, das h-s Diagramm dazu ist in Abb. 7.6 dargestellt.

Die Gitterwirkungsgrade des Verdichters mit konstantem Nabenradius sind in Abb. 7.7 bis 7.9, des Verdichters mit konstantem mittleren Radius in Abb. 7.10 bis 7.12 und jene des Verdichters mit konstantem Gehäuseradius in Abb. 7.13 bis 7.15 dargestellt. Zur Berechnung der in Abb. 7.7, 7.10 und 7.13 verwendeten Mittelwerte der Wirkungsgrade wurden die auf der 50% Stromlinie auftretenden Werte der zur Berechnung notwendigen Größen verwendet.

Die Gitterwirkungsgrade sind bei allen drei Verdichtern gleich groß, auch die radialen Unterschiede sind klein.

7.3.2 Stufenwirkungsgrad

Der Stufenwirkungsgrad ist gemäß dem h-s Diagramm in Abb. 7.16 als isentroper total zu total Wirkungsgrad definiert. In Gleichungsform lautet die Definition

$$\eta_{is} = \frac{\Delta h_{is} + \frac{c_3^2 - c_1^2}{2}}{a_u} \tag{7.7}$$

$$\Delta h_{is} = c_pT_1\left[\left(\frac{p_3}{p_1}\right)^{\frac{R}{c_p}} - 1\right] \tag{7.8}$$

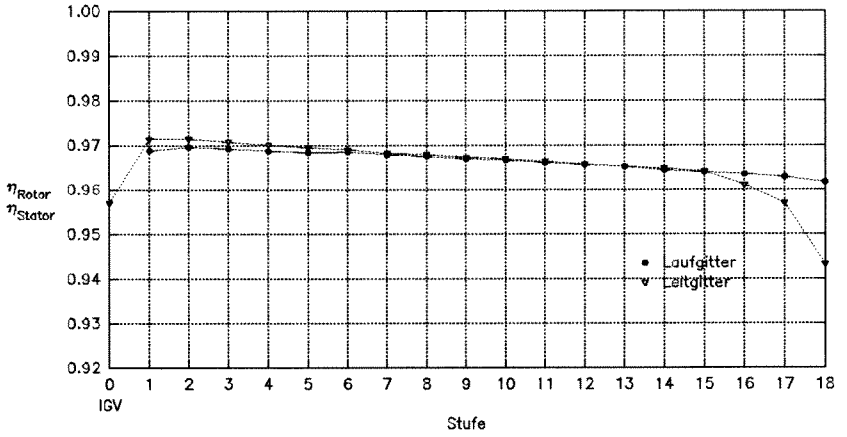


Abbildung 7.7: Verdichter mit konstantem Nabenradius: mittlere Gitterwirkungsgrade

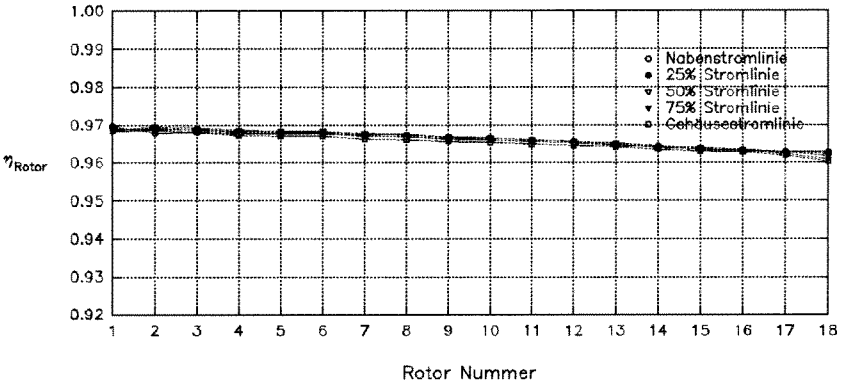


Abbildung 7.8: Verdichter mit konstantem Nabenradius: Rotorwirkungsgrade

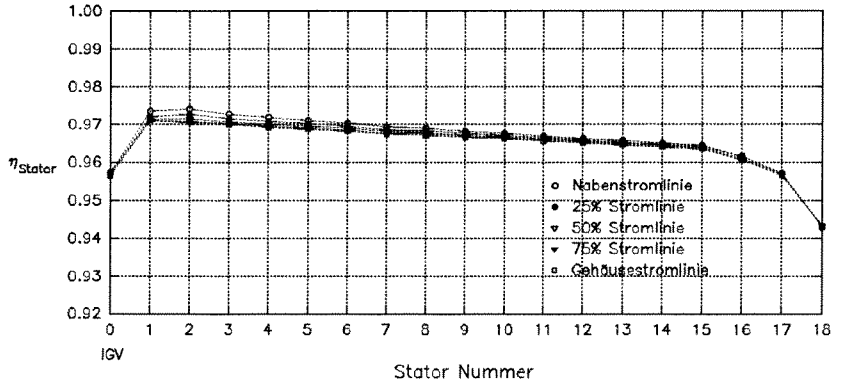


Abbildung 7.9: Verdichter mit konstantem Nabenradius: Statorwirkungsgrade

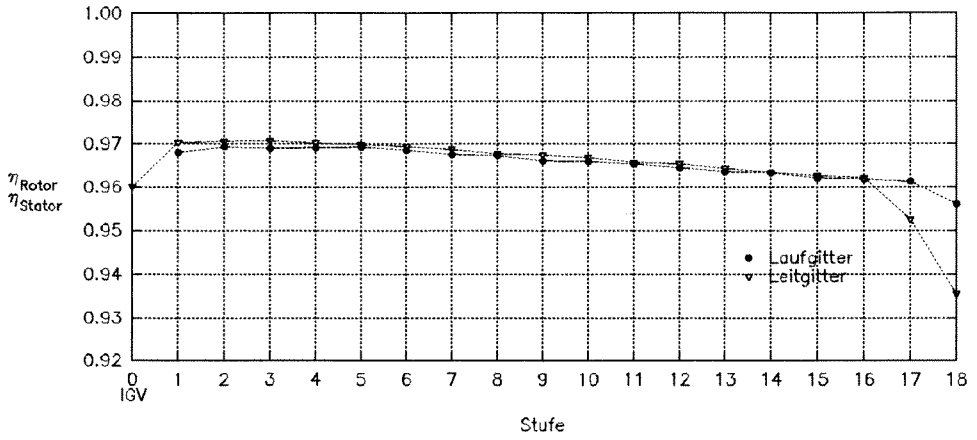


Abbildung 7.10: Verdichter mit konstantem mittleren Radius: mittlere Gitterwirkungsgrade

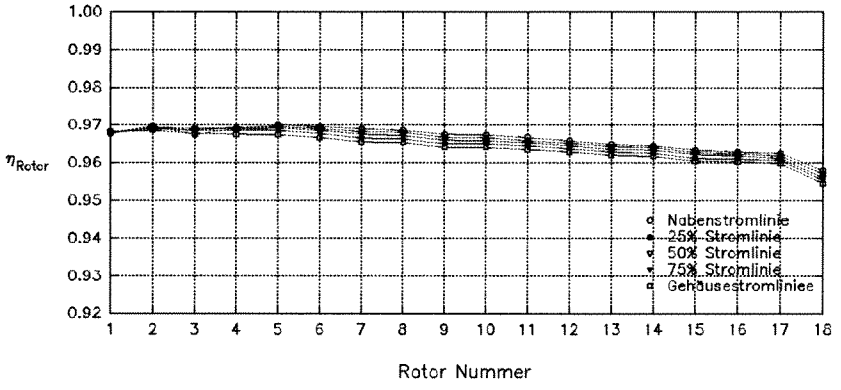


Abbildung 7.11: Verdichter mit konstantem mittleren Radius: Rotorwirkungsgrade

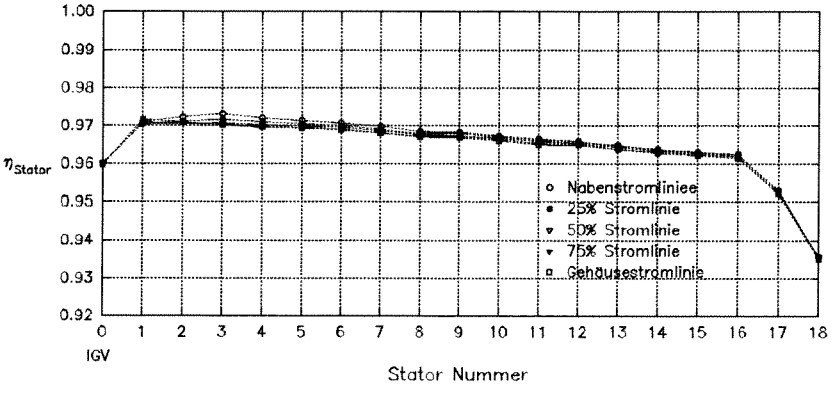


Abbildung 7.12: Verdichter mit konstantem mittleren Radius: Statorwirkungsgrade

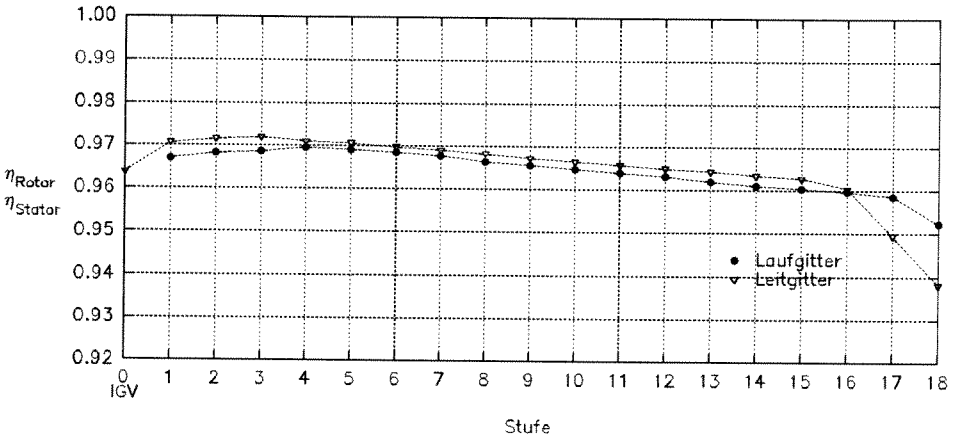


Abbildung 7.13: Verdichter mit konstantem Gehäuseradius: mittlere Gitterwirkungsgrade

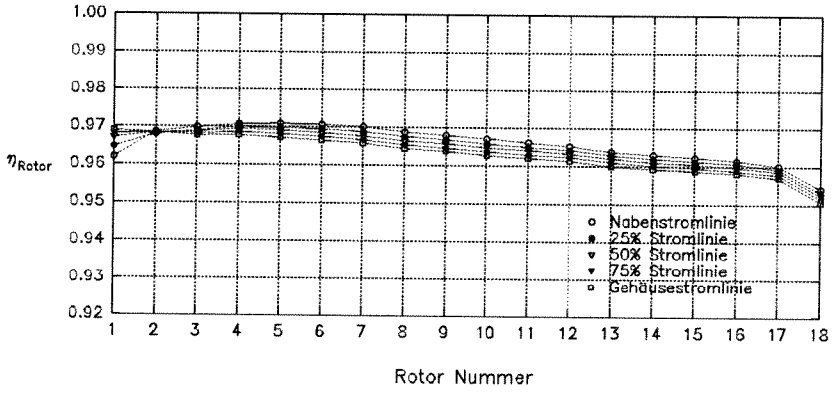


Abbildung 7.14: Verdichter mit konstantem Gehäuseradius: Rotorwirkungsgrade

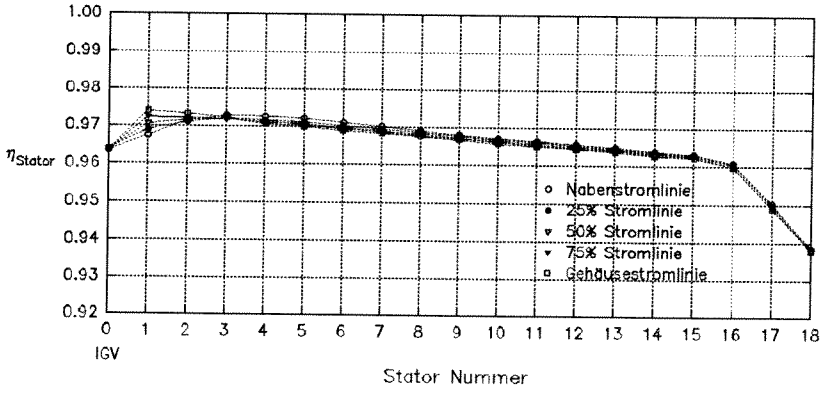


Abbildung 7.15: Verdichter mit konstantem Gehäuseradius: Statorwirkungsgrade

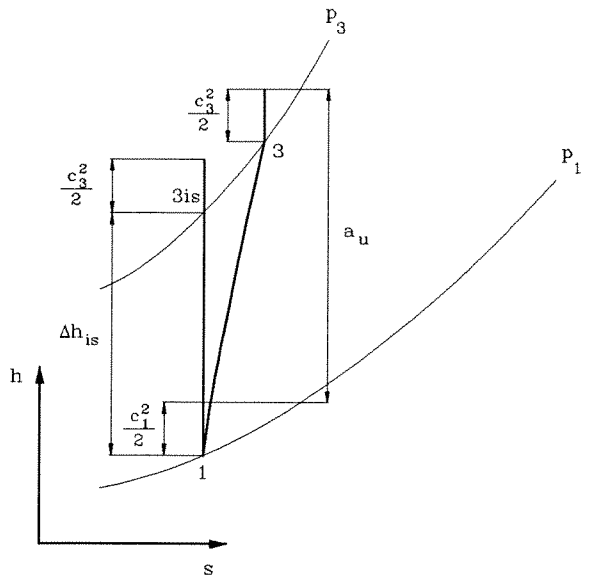


Abbildung 7.16: Definition des Stufenwirkungsgrads

Auffallend bei den Stufenwirkungsgraden ist, daß sie in den ersten Stufen an der Nabe, in den letzten am Gehäuse am größten sind. Diese Tatsache ist damit zu erklären, daß die Verteilung der Verluste in den ersten Stufen wegen der großen Schaufellänge stark von der Verteilung des Staudrucks am Gittereintritt abhängig ist. Dieser ist an der Nabe klein und am Gehäuse groß, wodurch an der Gehäusestromlinie bei gleichem Totaldruckverlustbeiwert der Druckverlust am größten und der Wirkungsgrad dadurch am kleinsten wird. Deshalb kommt in den ersten Stufen der positive Effekt der kleinen Umlenkung am Gehäuse nicht zum Tragen. In den hinteren Stufen ist nun aber der Staudruck am Gittereintritt etwa gleich groß über den Radius und daher ist der Wirkungsgrad an der Nabe wegen der ungünstigen Umlenkung am niedrigsten.

Die Wirkungsgrade sinken mit der Stufenzahl, da die Sekundärverluste bei sinkendem Schaufelseitenverhältnis anwachsen. Denn es gilt für den Widerstandskoeffizienten zufolge Reibung an den Seitenwandgrenzschichten (Glg. 4.22)

$$c_{ws} \approx \frac{1}{AR} \tag{7.9}$$

und für den induzierten Widerstandsbeiwert (Glg. 4.23)

$$c_{wi} \approx \frac{1}{AR} \tag{7.10}$$

Nur in jenen Stufen am Ein- und Austritt der Verdichter in denen eine große Umlenkung in den Leitreihen stattfindet kann dieser Trend wegen des großen Profilverlusts nicht beobachtet werden, weshalb dort deutlich niedrigere Wirkungsgrade auftreten.

Der Abfall der Wirkungsgrade mit der Stufenzahl ist beim Verdichter mit konstantem Nabenradius am geringsten, da dort zwar auch die Sekundärverluste steigen, der relative Staudruck am Eintritt in die Laufreihen aber am mittleren Radius abnimmt, was wegen der Definition des Totaldruckverlustbeiwerts zu einer Abnahme des Totaldruckverlusts führt. Im Gegensatz dazu ist der relative Staudruck am mittleren Radius beim Verdichter mit konstantem Gehäuse in den letzten Stufen wegen der größeren Umfangsgeschwindigkeit höher als in den ersten.

7.4 Reaktionsgrad

Der kinematische Reaktionsgrad, der hier zur Beurteilung verwendet wird und in Abb. 7.23 bis 7.28 für jeden entworfenen Verdichter dargestellt ist, wird definiert als

$$R_k = \frac{\Delta h''}{\Delta h} \tag{7.11}$$

$\Delta h''$ ist die statische Enthalpiedifferenz im Laufrad, Δh das Enthalpiegefälle der gesamten Stufe.

Der Reaktionsgrad ist beim Verdichter mit konstantem Gehäuseradius am höchsten, weshalb auch der Wirkungsgrad am kleinsten ist. Durch einen größeren Leitradabströmwinkel sinkt der Reaktionsgrad am mittleren Radius, der Wirkungsgrad steigt leicht an. Dadurch wird aber auch die Umlenkung in den ersten und letzten Stufen größer, weshalb der Gesamtwirkungsgrad des Verdichters nicht unbedingt zunimmt.

Die Vergrößerung des Leitradabströmwinkels führt auch bei der Auslegung mit konstantem mittleren Radius zu einer Verbesserung des Wirkungsgrads, bei jener mit konstanter Nabe führt sie zwar auch zu einer Verringerung des Reaktionsgrads, der Wirkungsgrad sinkt aber, da die Umlenkung des Rotors an der Nabe in allen Stufen sehr ungünstig wird und daher das Ansteigen des Profilverlusts an der Nabe auch zu einem Absinken des Gesamtwirkungsgrads führt.

Die geringen Reaktionsgrade an der Nabe resultieren aus der größeren Umlenkung an der Nabe im Rotor.

Beim Verdichter mit konstantem Gehäuseradius steigt der mittlere Reaktionsgrad leicht an, da die Umlenkung in den Laufreihen dort wegen der steigenden Umfangsgeschwindigkeit kleiner wird. Das Gegenteil ist beim Verdichter mit konstanter Nabe der Fall.

7.5 Grenzschichtberechnung

Da das *Jansen*-Verfahren nur eine eindimensionale Grenzschichtberechnung ist, tritt kein Einfluß der Umfangskomponenten der Absolutgeschwindigkeiten auf, die Verdrängungsdicke der Grenzschicht ist nur von der Meridiangeschwindigkeit an Nabe und Gehäuse abhängig.

Die Versperrung bei den drei Konfigurationen ist in Abb. 6.1 bis 6.3 dargestellt.

Da für das Anwachsen der Versperrung die axiale Länge des Verdichters und die Abnahme des Strömungsquerschnitts maßgebend sind, ist sie beim Verdichter mit konstantem Gehäuse am größten.

7.6 Mechanische Ausführbarkeit

Die Beurteilung der mechanischen Ausführbarkeit kann hier nur in einer groben Abschätzung erfolgen, da weder die genauen Profilquerschnitte der einzelnen Schaufeln, noch die Gesamtabmessungen der Gasturbine, die für eine Beurteilung des Rotors notwendig wären, bekannt sind.

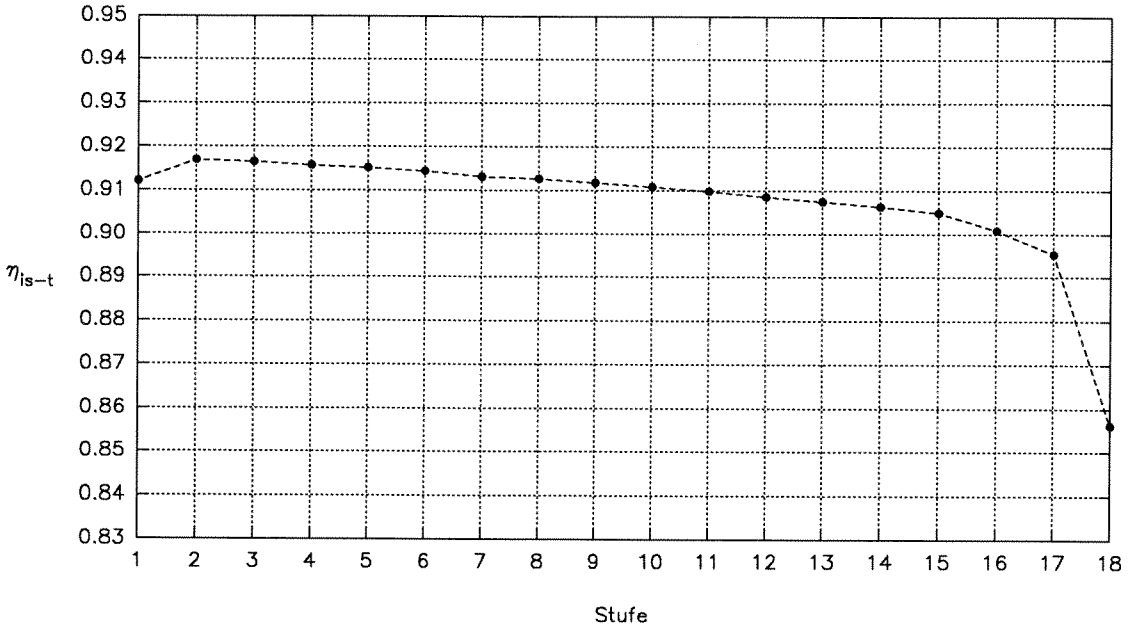


Abbildung 7.17: Verdichter mit konstantem Nabenradius: mittlere Stufenwirkungsgrade

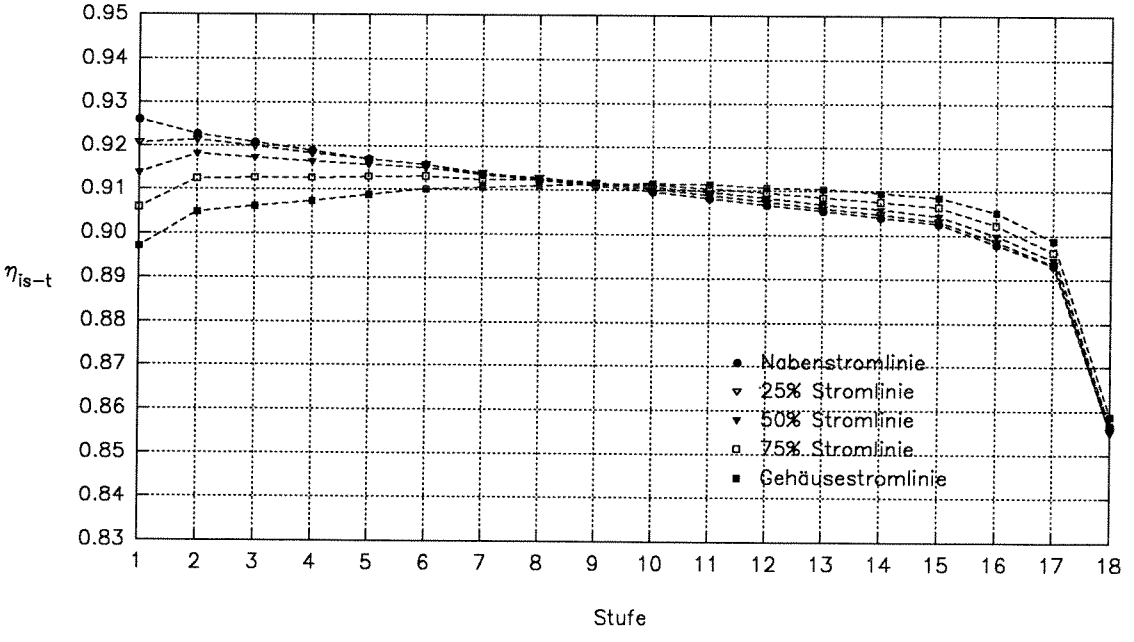


Abbildung 7.18: Verdichter mit konstantem Nabenradius: Stufenwirkungsgrade für jede berechnete Stromlinie

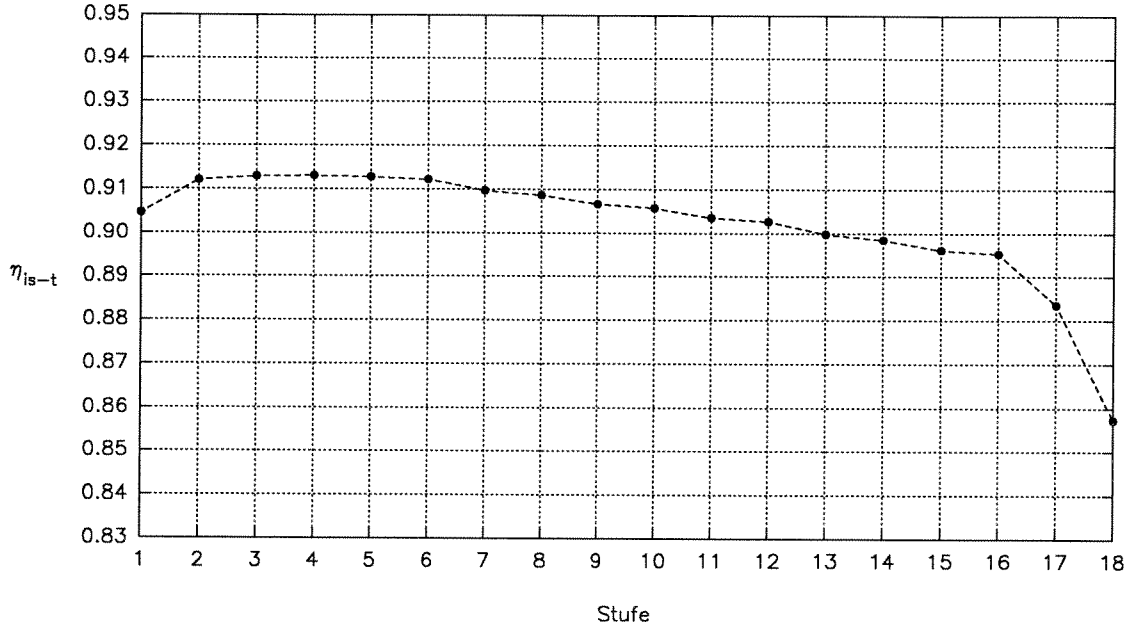


Abbildung 7.19: Verdichter mit konstantem mittleren Radius: mittlere Stufenwirkungsgrade

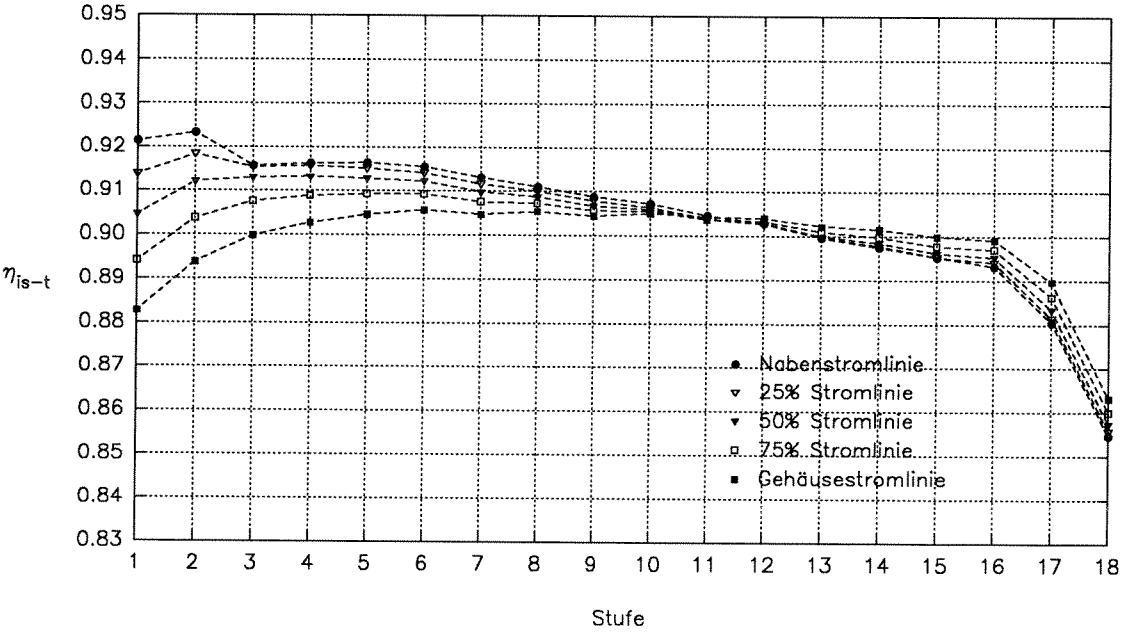


Abbildung 7.20: Verdichter mit konstantem mittleren Radius: Stufenwirkungsgrade für jede berechnete Stromlinie

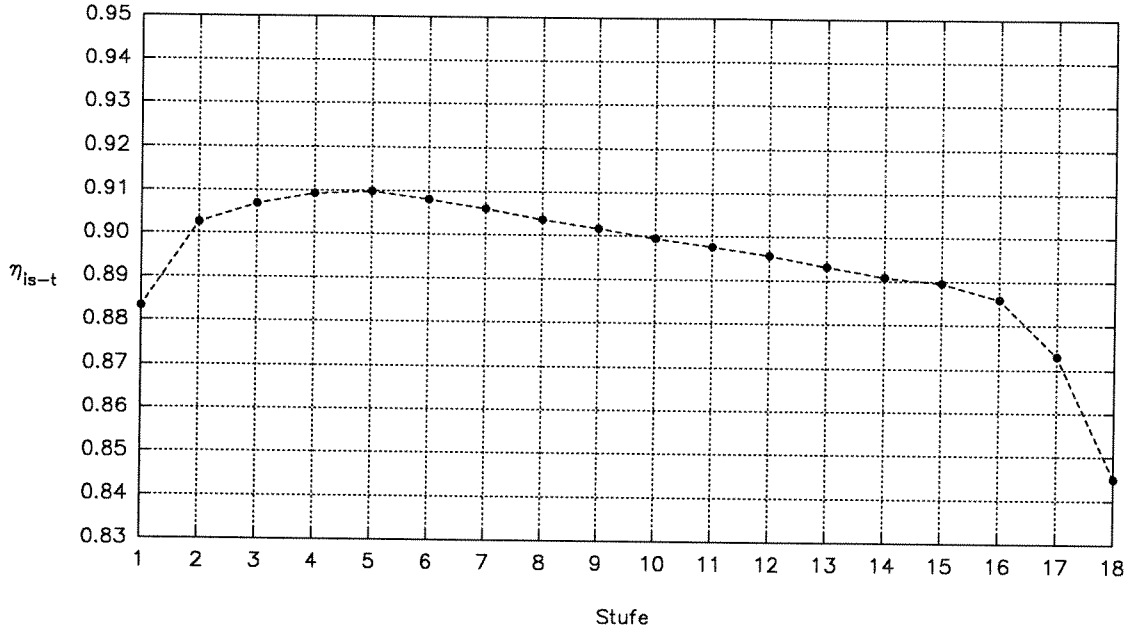


Abbildung 7.21: Verdichter mit konstantem Gehäuseradius: mittlere Stufenwirkungsgrade

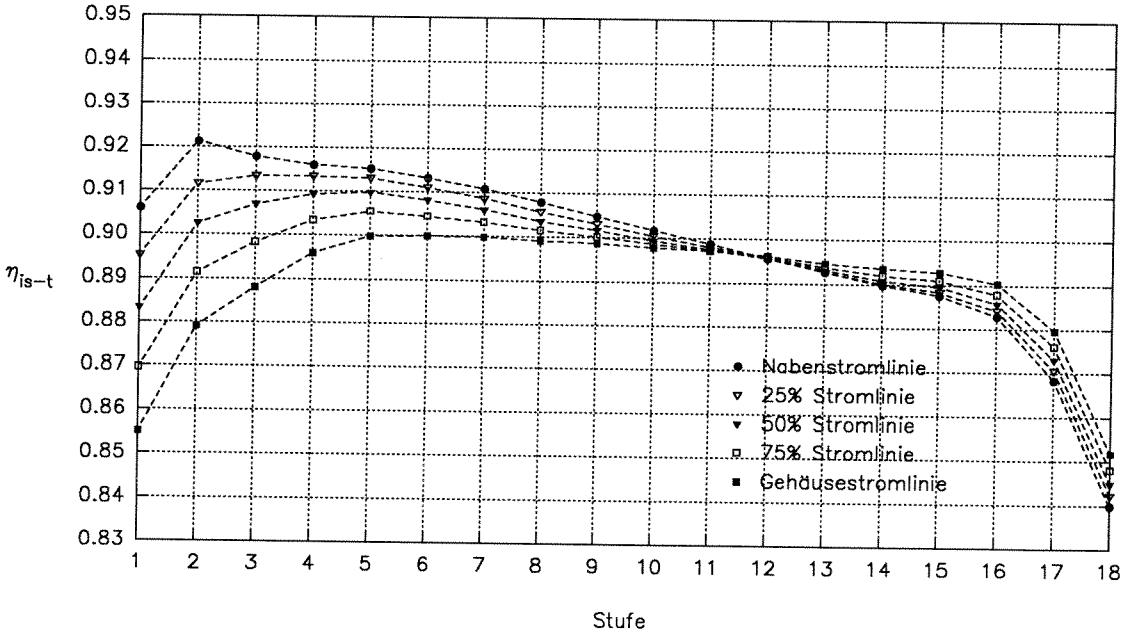


Abbildung 7.22: Verdichter mit konstantem Gehäuseradius: Stufenwirkungsgrade für jede berechnete Stromlinie

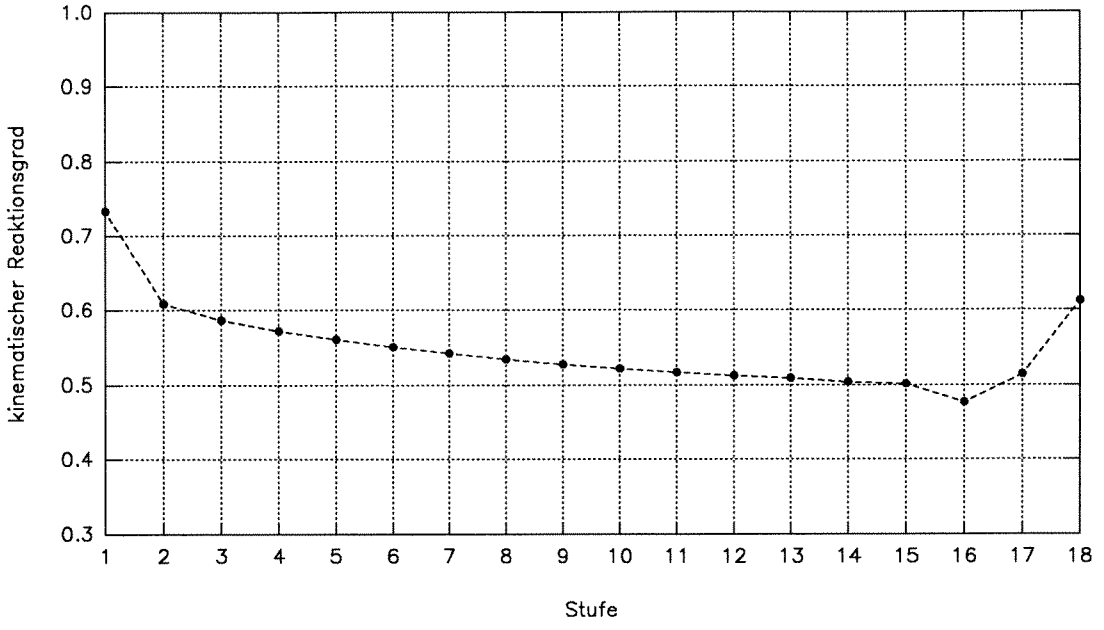


Abbildung 7.23: Verdichter mit konstantem Nabenradius: mittlerer kinematischer Reaktionsgrad

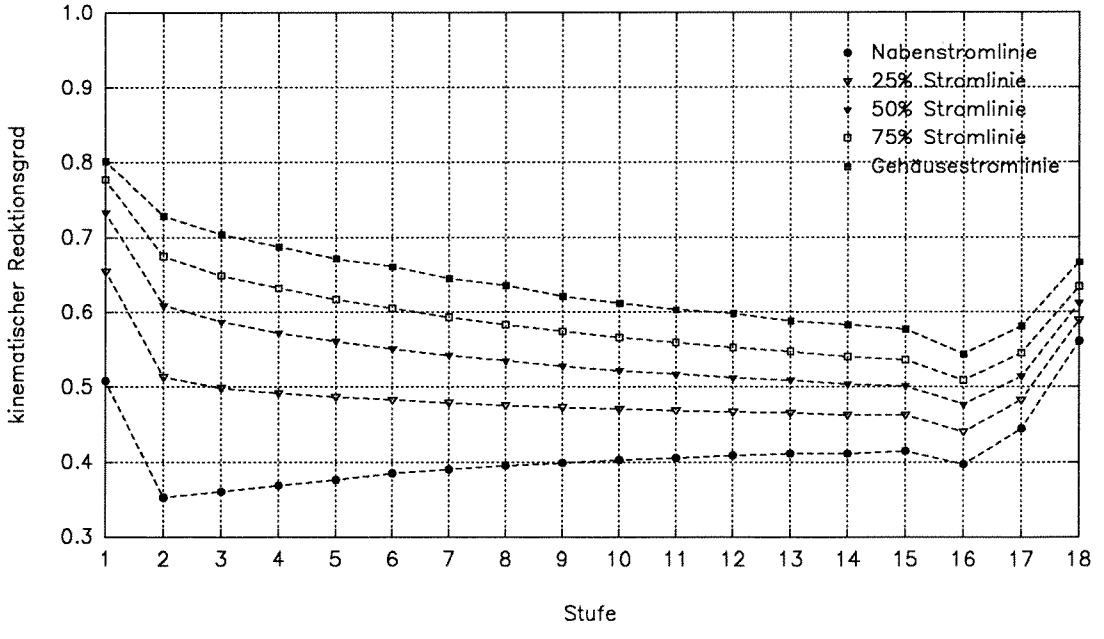


Abbildung 7.24: Verdichter mit konstantem Nabenradius: kinematischer Reaktionsgrad für jede berechnete Stromlinie

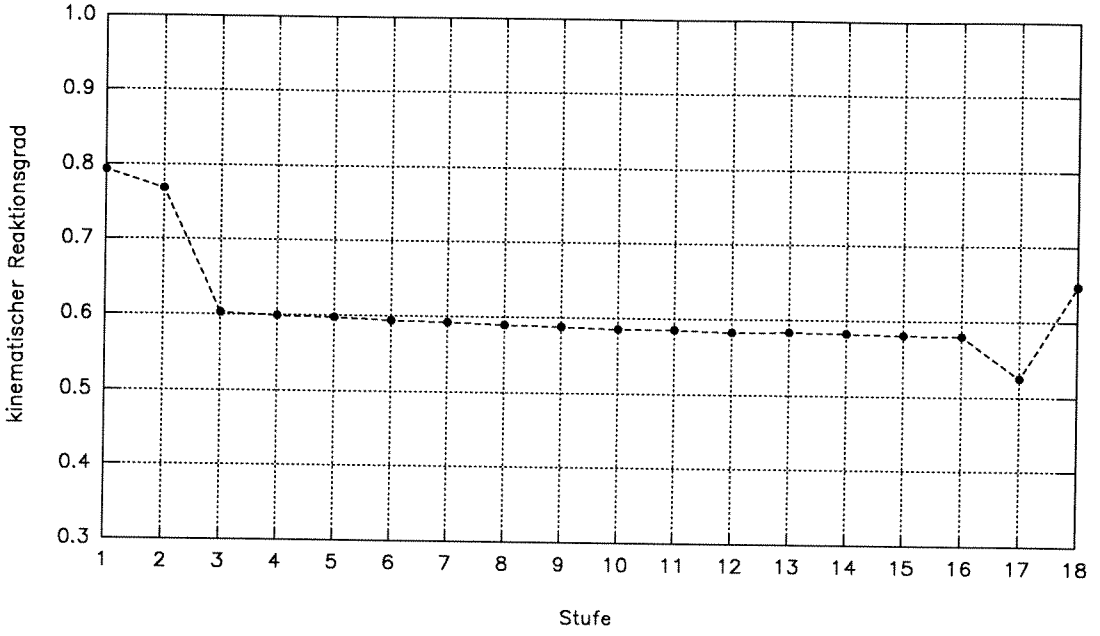


Abbildung 7.25: Verdichter mit konstantem mittleren Radius: mittlerer kinematischer Reaktionsgrad

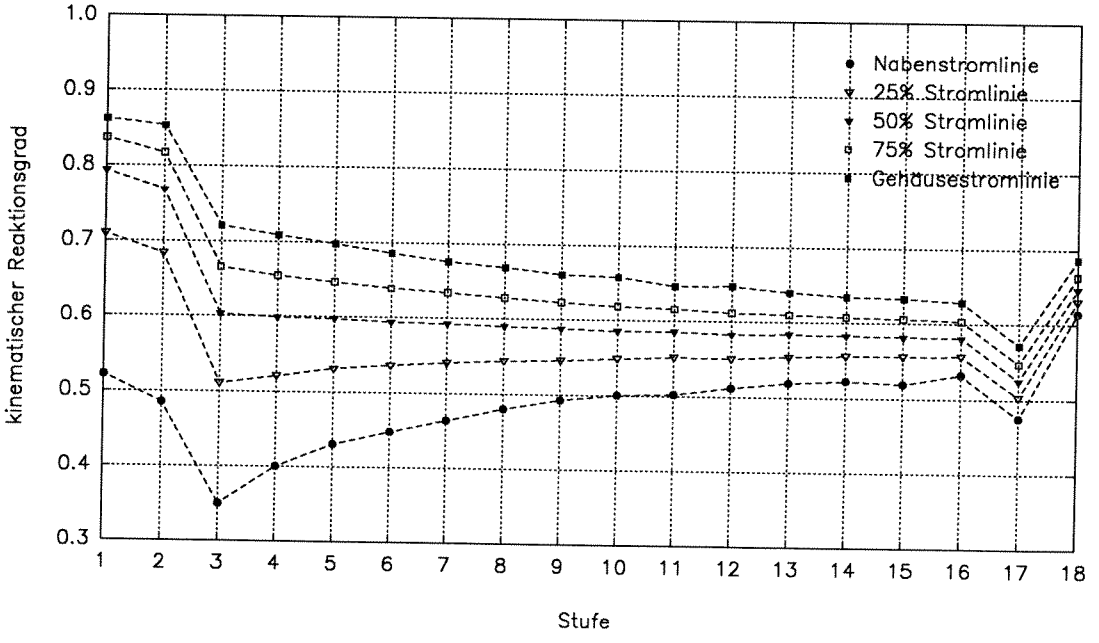


Abbildung 7.26: Verdichter mit konstantem mittleren Radius: kinematischer Reaktionsgrad für jede berechnete Stromlinie

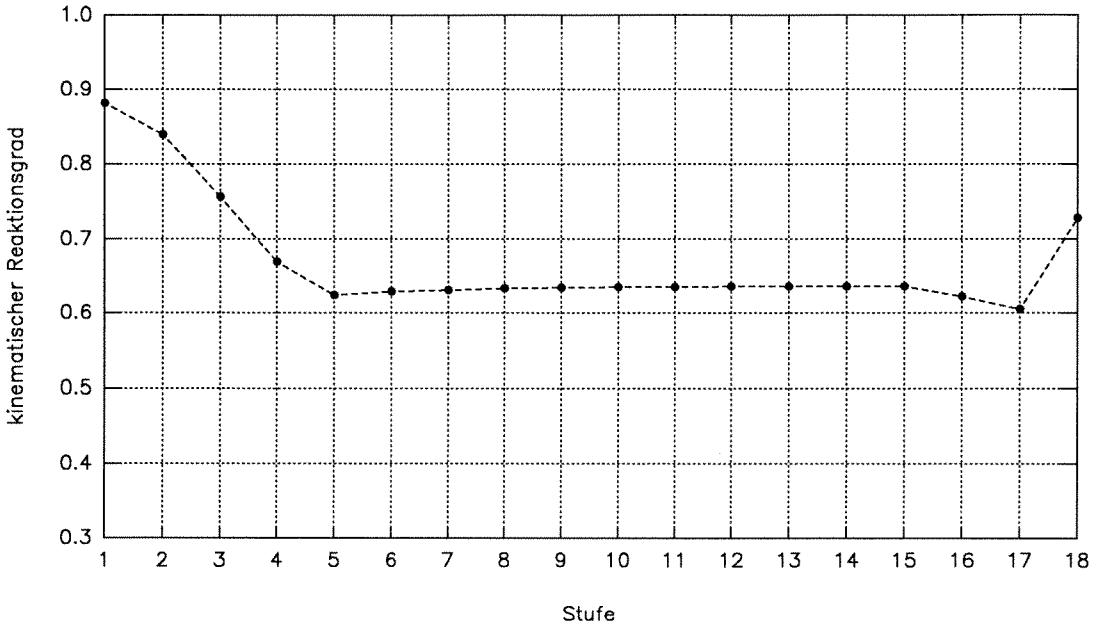


Abbildung 7.27: Verdichter mit konstantem Gehäuseradius: mittlerer kinematischer Reaktionsgrad

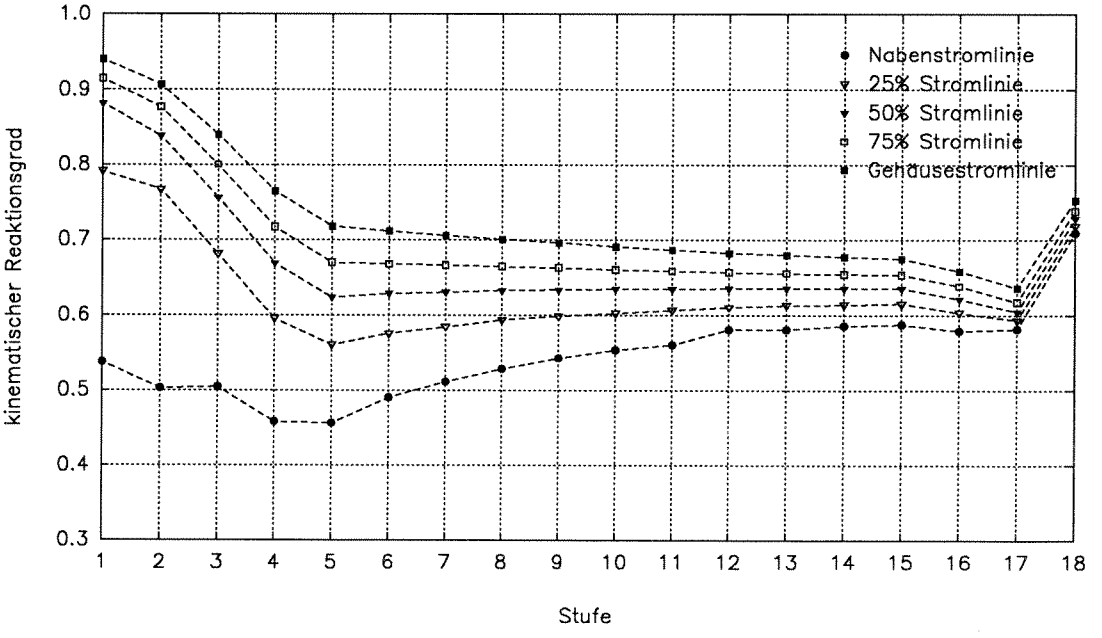


Abbildung 7.28: Verdichter mit konstantem Gehäuseradius: kinematischer Reaktionsgrad für jede berechnete Stromlinie

7.6.1 Schaufelfestigkeit

Die Schaufeln werden durch die Gaskräfte und durch Schwingungen beansprucht. Bei Rotorschaufeln tritt auch noch die Belastung durch die Massenkräfte auf. Auf Schaufelschwingungen wird hier nicht eingegangen, da eine Abschätzung der Eigenfrequenzen mit dem vorhandenen, begrenzten Datenmaterial nicht möglich ist.

Die Abschätzung der Schaufelfestigkeit erfolgt hier durch eine Ähnlichkeitsbetrachtung. Dabei wird die Tatsache ausgenutzt, daß es sich beim Vergleichsverdichter um eine in der Praxis bewährte Konstruktion handelt.

Die Bewertung der Festigkeit erfolgt bei axialen Turbomaschinen häufig durch die *Meldahl*zahl [4], [5]

$$Me = \frac{s}{t}\left(\frac{s}{s_{ax}}\right)^2 \frac{W}{s^3}\frac{2\varphi^2}{\psi\sqrt{\varphi^2+1}} = \frac{\rho}{2}\frac{c_{ax}^2}{\sigma}\left(\frac{h}{s_{ax}}\right)^2 \tag{7.12}$$

Dabei ist W das Widerstandsmoment der Schaufel bezüglich der Achse des Biegemoments, φ die Durchflußzahl nach

$$\varphi = \frac{c_{ax}}{u} \tag{7.13}$$

und σ die Normalspannung.

Da aber weder vom Ausgangsverdichter noch von den drei entworfenen Verdichtern die Schaufelprofile bekannt sind und auch zuwenig über die zulässigen Spannungen bekannt ist, ist die Abschätzung der Festigkeit durch die *Meldahl*zahl hier nicht möglich.

Die Kontrolle, ob das auftretende Biegemoment von der Schaufel ertragen wird, kann daher nur durch eine einfache Abschätzung erfolgen. Das HEARSEY Programm liefert das Biegemoment am Schaufelfuß, wo es auch den maximalen Wert erreicht. Die Biegespannung kann dann aus der Formel

$$\sigma_b = \frac{M}{W} \tag{7.14}$$

berechnet werden, wobei M das auftretende Biegemoment und σ_b die dadurch hervorgerufene Normalspannung ist. Da weder Profilwölbung noch die Profildicke bekannt sind kann das Widerstandsmoment für geometrisch ähnliche Profile nur durch

$$W = const \cdot s^3 \tag{7.15}$$

abgeschätzt werden. Um die Biegespannung einer Schaufelreihe zu kontrollieren wird nun jede Schaufelreihe des zu kontrollierenden Verdichters mit der entsprechenden Reihe des Vergleichsverdichters verglichen, wobei angenommen wird, daß die Konstante bei beiden Verdichtern für die aktuelle Schaufelreihe gleich groß ist.

Dann kann das Verhältnis der Biegespannungen gebildet werden und man erhält als Bedingung dafür, daß die Biegebeanspruchung von der Schaufel ertragen wird

$$\frac{\sigma_b}{\sigma_{b,vgl}} = \frac{\left(\frac{M_b}{s^3}\right)}{\left(\frac{M_b}{s^3}\right)_{vgl}} \leq 1 \tag{7.16}$$

Bei Laufreihen sind noch die Spannungen durch die Massenkräfte zu berücksichtigen. Diese können dadurch abgeschätzt werden, daß man die Schaufel als geraden Stab mit konstantem

Querschnitt betrachtet. Die Spannung im Schaufelfuß zufolge der Fliehkraft lautet dann

$$\sigma_z = \frac{\rho\omega^2 r_G^2}{2}\left(1-\nu^2\right) \tag{7.17}$$

$$\nu = \frac{r_N}{r_G} \tag{7.18}$$

wobei ρ die Dichte des Schaufelwerkstoffs ist. Da diese beim Vergleichsverdichter aber nicht bekannt ist nimmt man an, daß der Schaufelwerkstoff in jeder Stufe der zu vergleichenden Verdichter gleich ist. Auch die Winkelgeschwindigkeit ω ist bei beiden Verdichtern gleich groß, daher kann auch sie gekürzt werden. Dann erhält man als Bedingung dafür, daß die Beanspruchung durch die Massenkräfte ertragen wird

$$\frac{\sigma_z}{\sigma_{z,vgl}} = \frac{r_G^2\left(1-\nu^2\right)}{\left[r_G^2\left(1-\nu^2\right)\right]_{vgl}} \leq 1 \tag{7.19}$$

Sind die Bedingungen Glg. 7.17 und Glg. 7.19 erfüllt, wird die mechanische Beanspruchung unter den oben angeführten Bedingungen ertragen. Ist eine der Bedingungen oder sind beide nicht erfüllt, so ist es noch nicht erwiesen, daß die mechanische Beanspruchung nicht ertragen wird, es ist dafür eine genauere Untersuchung notwendig.

Abb. 7.29 bis Abb. 7.31 zeigen die in Glg. 7.17 und Glg. 7.19 beschriebenen Verhältniszahlen für die drei entworfenen Verdichter. Die Zugspannungen liegen beim Verdichter mit konstantem Gehäuseradius um fast 20% höher als beim Vergleichsverdichter, bei den anderen beiden Verdichtern liegen sie nur knapp über den Werten des Vergleichsverdichters. Die Tatsache, daß die höchsten Zugspannungen zufolge der Massenkräfte beim Verdichter mit konstantem Gehäuseradius auftreten, läßt sich mit dem kleineren Nabenverhältnis in den ersten Stufen und mit der, im Vergleich zu den anderen beiden entworfenen Verdichtern, größeren Umfangsgeschwindigkeit in den letzten Stufen erklären.

Die Biegespannungen am Rotorfuß sind vor allen in den jeweils dritten und fünften Stufen der entworfenen Verdichter höher als beim Vergleichsverdichter. Beim Verdichter mit konstantem Nabenradius tritt auch in der achten und der dreizehnten Stufe noch eine um fast 20% höhere Biegespannung als beim Vergleichsverdichter auf. Die Sprünge im Biegespannungsverlauf kommen dadurch zustande, daß die Sehnenlängen der Gitter durch die im Preprozessor vorgegebenen Schaufelseitenverhältnisse festgelegt werden. Da aber bei der Wahl der Schaufelseitenverhältnisse auch auf die daraus resultierende Schaufelzahl geachtet werden mußte, ist die Abnahme der Sehnenlänge mit der Verdichterlänge nicht stetig.

Die Belastung der Leitreihen liegt durchwegs unter der beim Vergleichsverdichter auftretenden Werten und daher brauchen hier keine Korrekturen angebracht werden. Um genauere Aussagen darüber treffen zu können, ob die Laufreihen ausreichend dimensioniert sind, müßte eine genauere mechanische Untersuchung durchgeführt werden. Dabei wird man zuerst die Gitter untersuchen, bei denen die größten Belastungen auftreten. Das sind beim Verdichter mit konstantem Nabenradius die Rotoren der dritten, fünften und 13. Stufe, beim Verdichter mit konstantem mittleren Radius der Rotor der fünften Stufe und beim Verdichter mit konstantem Gehäuseradius ist unbedingt die Laufreihe der dritten Stufe zu untersuchen, da hier sowohl die Massen- als auch Biegebeanspruchung sehr groß ist.

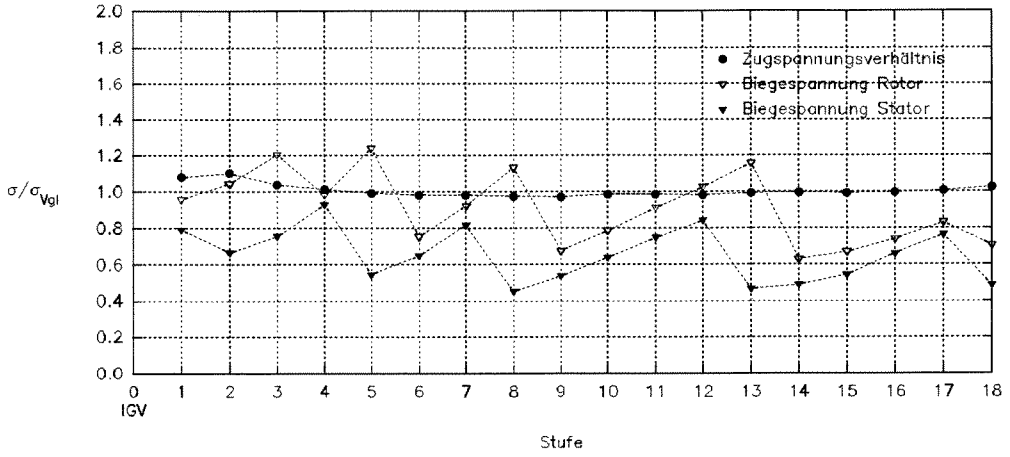
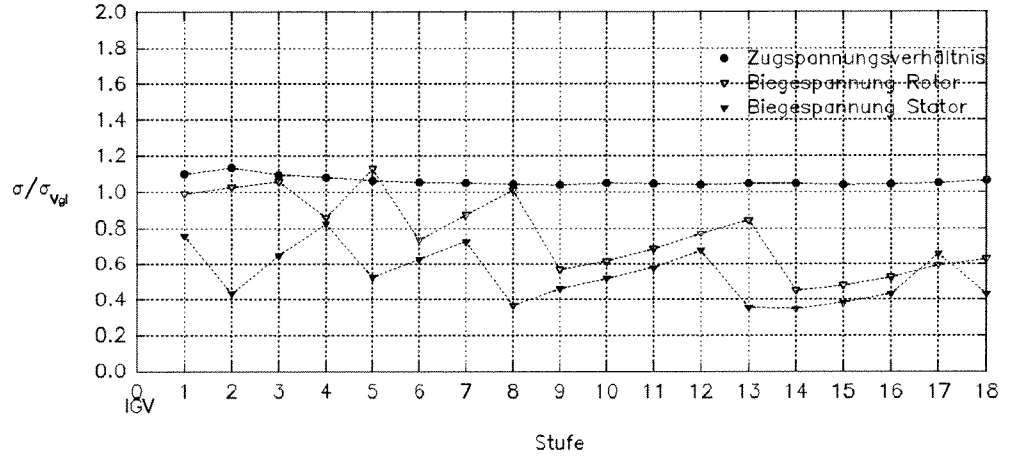


Abbildung 7.29: Verdichter mit konstanter Nabe: mechanische Beanspruchung der Schaufelreihen durch Biegung und Fliehkraft



Abbibildung 7.30: Verdichter mit konstantem mittleren Radius: mechanische Beanspruchung der Schaufelreihen durch Biegung und Fliehkraft

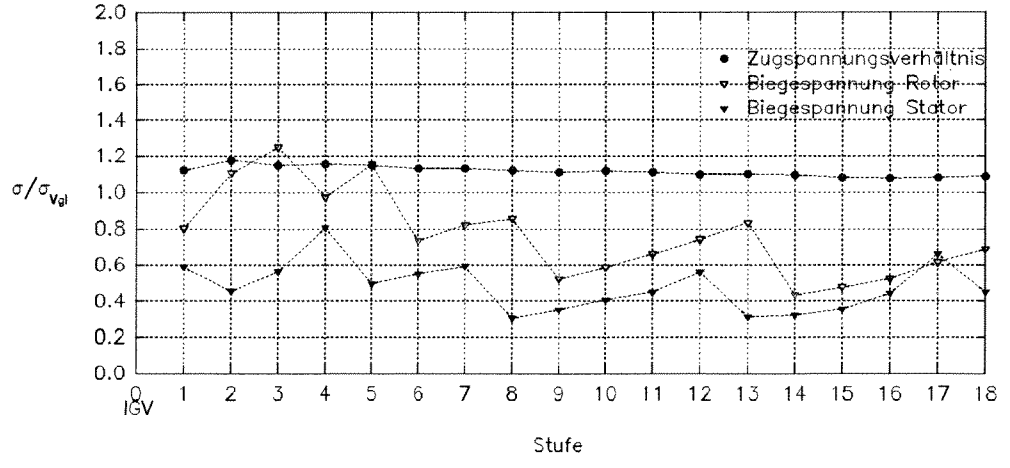


Abbildung 7.31: Verdichter mit konstantem Gehäuseradius: mechanische Beanspruchung der Schaufelreihen durch Biegung und Fliehkraft

7.6.2 Rotorschwingungen

Die zahlenmäßige Bestimmung der Rotoreigenfrequenzen ist nicht möglich. Stellt man sich jedoch den Rotor als Welle mit konstanter Massenbelegung vor, so gilt für die Eigenfrequenzen

$$\omega \sim l^{-\frac{3}{2}} \tag{7.20}$$

Der Verdichter mit konstantem Gehäuseradius hat wegen seiner größeren Länge nach dieser Abschätzung eine um 5,7% niedrigere kritische Biegedrehzahl als der Verdichter mit konstantem Nabenradius. Da Gasturbinenrotoren üblicherweise überkritisch betrieben werden, ist die Eigenfrequenz des Rotors des Verdichters mit konstantem Gehäuseradius weiter von der Betriebsdrehzahl entfernt als beim Verdichter mit konstantem Nabenradius.

Die oben getroffene Abschätzung wird aber der tatsächlichen Masseverteilung und dem tatsächlich auftretenden Lagerabstand nicht gerecht, sodaß die Verhältnisse in Wirklichkeit stark vom hier verwendeten Modell abweichen. Außerdem kann keine Aussage darüber getroffen werden, ob nicht eine biegekritische Drehzahl höherer Ordnung in der Nähe eines ganzzahligen Vielfachen der Drehfrequenz liegt.

Kapitel 8

Empfehlungen und Anregungen

Die Auslegung der drei Verdichter mit verschiedenen Geometrien und Lastverteilungen und die Diskussion der wesentlichen Parameter für das Verhalten im Auslegungspunkt ist der erste Teil der Untersuchung der unterschiedlichen Lastverteilungskonzepte in Axialverdichtern.

Um Aussagen über die Verwendbarkeit der Verdichter in einer Kraftwerksgasturbine treffen zu können, muß eine Teillastrechnung für jeden Verdichter durchgeführt werden. Dazu ist es notwendig die in Kapitel 3.5 beschriebenen Parameter für das Stromlinienkrümmungsverfahren zu bestimmen. Das ist der Verlauf des Verlusts über dem Eintrittswinkel und der Verlauf der Deviation über dem Anströmwinkel. Die dafür notwendigen Daten können für NACA65 Profile den ausgewerteten Meßergebnissen in [6] entnommen werden, für andere Profilfamilien müssen die Daten anderen Literaturstellen entnommen oder durch Berechnung der Profilumströmung selbst bestimmt werden. Bei der Bestimmung der oben beschriebenen Profildaten kann auch die genaue Profilauslegung erfolgen, die für genaue mechanische Berechnungen notwendig ist.

Für die Bewertung der Verdichter sind die Kennfelder für Druckverhältnis über Massenstrom, Wirkungsgrad über Massenstrom und Wirkungsgrad über Druckverhältnis wichtig. Dabei ist insbesonders auf den Pumpgrenzenabstand, den Verlauf der Kennlinien mit konstanter korrigierter Drehzahl und den Verlauf des Wirkungsgrads zu achten. Die Bestimmung der genauen Lage der Pumpgrenze aus den Daten der Meridianschnittrechnung stellt dabei noch ein Problem dar.

Ein weiterer Punkt für vertiefende Arbeiten ist, wie bereits oben erwähnt, die Festigkeitsrechnung der Schaufeln inklusive einer dynamischen Analyse. Für beides bietet sich eine Finite Elemente Analyse an. Dafür ist allerdings die genaue Kenntnis der Schaufelgeometrie, des Schaufelwerkstoffs sowie auch sehr detaillierte Kenntnisse der Rotorkonstruktion notwendig.

Da bei den hier entworfenen Verdichtern nur ein geringer Teil der Auslegungsparameter von Verdichter zu Verdichter variiert wurde, sind auch die Ergebnisse nur beschränkt allgemeingültig. Um die Ergebnisse besser auf verschiedene Auslegungskonzepte anwenden zu können, ist es notwendig eine größere Anzahl an Parametern zu variieren. Eventuell ergeben sich nach Durchführung der Teillastrechnung noch Ansatzpunkte zur Änderung anderer Parameter, durch die das Teillastverhalten positiv beeinflußt werden kann.

Ein Problem, das bei dieser Arbeit aufgetreten ist, war die Wahl geeigneter Verlustkorrelationen. Hier wäre eine Arbeit, die die verschiedenen in der Literatur beschriebenen Korrelationen

beschreibt und vergleicht sehr hilfreich. Besonders ist dabei darauf zu achten, daß die Verlustkorrelationen für den Anwendungsfall, hier ist das ein mehrstufiger Axialverdichter mit konservativen Stufenbelastungen und konventioneller Beschaufelung, korrekte Ergebnisse liefert. Zusätzlich zu einem Vergleich der Korrelationen ist auch die Erstellung eines Unterprogramms für den Preprozessor, welches den Totaldruckverlustbeiwert berechnet, wünschenswert.

Literaturverzeichnis

[1] BAEHR, H. D.: *Thermodynamik*. Springer Verlag, 4. Aufl., 1978.

[2] CUMPSTY, N. A.: *Compressor Aerodynamics*. Longman Scientific & Technical, 1989. ISBN 0–470–21334–5.

[3] DENTON, J.: *Through-flow calculations in axial turbomachines*. Techn. Rep. AGARD-AR-175, AGARD Propulsion Energetics Panel, 1981.

[4] DIBELIUS, G.: *Bewertung der strömungs- und festigkeitstechnischen Eigenschaften von axialen Beschaufelungen*. Techn. Ber. 264, VDI, 1976.

[5] DZUNG, L. S. and SEIPPEL, C.: *Aerodynamic aspects of blading research*. In: DZUNG, L. (ed.): *Flow Research on Blading*, chap. 1, pp. 1–41. Elsevier Publishing Company, 1970.

[6] EMERY, J. C., HERRIG, L. J., ERWIN, J. R., and FELIX, A. R.: *Systematic two-dimensional cascade tests of NACA 65-series compressor blades at low speeds*. Report 1368, National Advisory Commitee for Aeronautics, Langley Aeronautical Laboratory, Langley Field, Va., 1958.

[7] HEARSEY, R. M.: *A computer program for axial compressor design volume I, theory, descriptions and user instructions*. Techn. Rep. AD 764733, Airforce Aero Propulsion Laboratory, Wright Patterson Air Force Base, Ohio, 1973.

[8] HEARSEY, R. M.: *A computer program for axial compressor design volume II, program listing and program use example*. Techn. Rep. AD 764734, Airforce Aero Propulsion Laboratory, Wright Patterson Air Force Base, Ohio, 1973.

[9] HEARSEY, R. M.: *A revised computer program for axial compressor design*. Techn. Rep. AD-A009 273, Aerospace Research Laboratories, January 1975.

[10] JANSEN, W.: *The application of end-wall boundary-layer effects in the performance analysis of axial compressors*. Techn. Rep. 67-WA/GT-11, ASME, 1967.

[11] KEENAN, J. H., KEYES, F. G., HILL, F. G., and MOORE, J. G.: *Steam tables*. John Wiley, New York.

[12] KERREBROCK, J. L.: *Aircraft Engines and Gas Turbines*. The MIT Press, second ed., 1992.

[13] KOCH, C. C. and SMITH, JR., L. H.: *Loss sources and magnitudes in axial-flow compressors*. Journal of Engineering for Power, pp. 411–424, July 1976.

[14] KREITMEIER, F.: *Space-averaging 3D flows using strictly formulated balance equations in turbomachinery*. IGTI, 7, 1992.

[15] LIEBLEIN, S.: *Experimental flow in two-dimensional cascades*. In: JOHNSEN, I. A. and BULLOCK, R. O. (eds.): *Aerodynamic Design of Axial-Flow Compressors*, chap. 6, pp. 183—226. National Aeronautics and Space Administration, Lewis Research Center, Cleveland, Ohio, 1965.

[16] LIEBLEIN, S. and ROUDEBUSH, W. H.: *Theoretical loss relations for low-speed two-dimensional cascade flow*. Technical Note 3662, NACA, Washington, D.C., March 1956.

[17] SEHRA, A., BETTNER, J., and COHN, A.: *Design of a high-performance axial compressor for utility gas turbine*. Journal of Turbomachinery, 114:277–285, April 1992.

[18] TRAUPEL, W.: *Thermodynamisch-strömungstechnische Berechnung*, Bd. 1 d. Reihe *Thermische Turbomaschinen*. Springer Verlag, 3. Aufl., 1977.

[19] TRAUPEL, W.: *Geänderte Betriebsbedingungen, Regelung, Mechanische Probleme, Temperaturprobleme*, Bd. 2 d. Reihe *Thermische Turbomaschinen*. Springer Verlag, 3. Aufl., 1982.

[20] VAVRA, M.: *Aero- Thermodynamics and Flow in Turbomachines*. John Wiley & Sons, Inc., 1960.

[21] WATZLAWICK, R.: *Untersuchung der wesentlichen Einflußfaktoren auf die Sekundärverluste in Verdichter- und Turbinengittern bei Variation des Schaufelseitenverhältnisses*. Doktorarbeit, Universität der Bundeswehr, München, 1991.

[22] WILKINSON, D. H.: *Stability, convergence, and accuracy of two-dimensional streamline curvature methods using quasi-orthogonals*. Proc. Instn. Mech. Engrs., 1970.

[23] WISLER, D. C., KOCH, C. C., and SMITH, JR., L. H.: *Preliminary design study of advanced multistage axial flow core compressors*. Final Report NASA–CR–135 133, NASA, Febuary 1977.

[24] WU, C.-H.: *A general theory of three-dimensional flow in subsonic and supersonic turbomachines of axial-, radial-, and mixed-flow types*. Technical Note 2604, NACA, Lewis Flight Propulsion Laboratory, Cleveland, Ohio, January 1952.

[25] WU, C. H.: *Tables of thermodynamic properties of combustion gases*. Science Press Peking, 1958.

Abbildungsverzeichnis

1.1 Kreisprozeß einer offenen Gasturbinenanlage 4

2.1 Lage der S1 und S2 Fläche in einem Schaufelgitter 7

2.2 Bezeichnungen bei der Herleitung des Stromlinienkrümmungsverfahrens 8

2.3 Axialgeschwindigkeitsprofil bei verschieden genauer Angabe der Konturpunkte 12

3.1 Winkelbezeichnungen an einer Schaufelreihe 19

3.2 Totaldruckverlustbeiwert in Abhängigkeit von der Inzidenz 20

4.1 Geometrie- und Winkelbezeichnungen an einer Schaufelreihe 24

4.2 Einfluß der relativen Eintrittsmachzahl auf den Totaldruckverlustbeiwert für eine typische Verdichterbeschaufelung 26

4.3 Verdichter mit konstantem Nabenradius: Verlauf der relativen Machzahlen der Laufreihen 28

4.4 Verdichter mit konstantem mittleren Radius: Verlauf der relativen Machzahlen der Laufreihen 28

4.5 Verdichter mit konstantem Gehäuseradius: Verlauf der relativen Machzahlen der Laufreihen 28

4.6 Sekundärströmungen am Austritt aus einer Schaufelreihe 29

4.7 Geschwindigkeitsvektoren eines Schaufelgitters mit zugehörigen Schaufelkräften 29

5.1 Bestimmung der Austrittsgeometrie der Vorleitreihe 33

5.2 h-s Diagramm der Expansion in der Vorleitreihe 34

5.3 Festlegung der Stufengeometrie 34

5.4 h-s Diagramm der Zustandsänderung in Lauf- und Leitreihe 35

5.5 Axialgeschwindigkeitsprofile für ein Laufgitter 37

5.6 Axialgeschwindigkeitsprofile für ein Leitgitter 37

5.7 Festlegung der axialen Geometrie 39

6.1 Verdichter mit konstantem Nabenradius: Geometrie und Versperrung 43
6.2 Verdichter mit konstantem mittleren Radius: Geometrie und Versperrung . . . 44
6.3 Verdichter mit konstantem Gehäuseradius: Geometrie und Versperrung 45

7.1 Verdichter mit konstanter Nabe: Verlauf der Druckziffer 50
7.2 Verdichter mit konstantem mittleren Radius: Verlauf der Druckziffer 50
7.3 Verdichter mit konstantem Gehäuseradius: Verlauf der Druckziffer 50
7.4 Stufendruckverhältnisse der drei Verdichter 51
7.5 Definition der Gitterwirkungsgrade für Leit- und Laufreihen 52
7.6 Definition des Gitterwirkungsgrads der Vorleitreihe 53
7.7 Verdichter mit konstantem Nabenradius: mittlere Gitterwirkungsgrade 54
7.8 Verdichter mit konstantem Nabenradius: Rotorwirkungsgrade 54
7.9 Verdichter mit konstantem Nabenradius: Statorwirkungsgrade 54
7.10 Verdichter mit konstantem mittleren Radius: mittlere Gitterwirkungsgrade . . 55
7.11 Verdichter mit konstantem mittleren Radius: Rotorwirkungsgrade 55
7.12 Verdichter mit konstantem mittleren Radius: Statorwirkungsgrade 55
7.13 Verdichter mit konstantem Gehäuseradius: mittlere Gitterwirkungsgrade 56
7.14 Verdichter mit konstantem Gehäuseradius: Rotorwirkungsgrade 56
7.15 Verdichter mit konstantem Gehäuseradius: Statorwirkungsgrade 56
7.16 Definition des Stufenwirkungsgrads 57
7.17 Verdichter mit konstantem Nabenradius: mittlere Stufenwirkungsgrade 59
7.18 Verdichter mit konstantem Nabenradius: Stufenwirkungsgrade für jede berechnete Stromlinie 59
7.19 Verdichter mit konstantem mittleren Radius: mittlere Stufenwirkungsgrade . . 60
7.20 Verdichter mit konstantem mittleren Radius: Stufenwirkungsgrade für jede berechnete Stromlinie 60
7.21 Verdichter mit konstantem Gehäuseradius: mittlere Stufenwirkungsgrade 61
7.22 Verdichter mit konstantem Gehäuseradius: Stufenwirkungsgrade für jede berechnete Stromlinie 61
7.23 Verdichter mit konstantem Nabenradius: mittlerer kinematischer Reaktionsgrad 62
7.24 Verdichter mit konstantem Nabenradius: kinematischer Reaktionsgrad für jede berechnete Stromlinie 62
7.25 Verdichter mit konstantem mittleren Radius: mittlerer kinematischer Reaktionsgrad 63

7.26 Verdichter mit konstantem mittleren Radius: kinematischer Reaktionsgrad für jede berechnete Stromlinie 63

7.27 Verdichter mit konstantem Gehäuseradius: mittlerer kinematischer Reaktionsgrad 64

7.28 Verdichter mit konstantem Gehäuseradius: kinematischer Reaktionsgrad für jede berechnete Stromlinie 64

7.29 Verdichter mit konstanter Nabe: mechanische Beanspruchung 67

7.30 Verdichter mit konstantem mittleren Radius: mechanische Beanspruchung . . . 67

7.31 Verdichter mit konstantem Gehäuseradius: mechanische Beanspruchung 67

Tabellenverzeichnis

6.1 Hauptparameter des Ausgangsverdichters 41
6.2 Zusammenfassung der Auslegungsparameter 42

7.1 Zusammenfassung der Ergebnisse 49