DIPLOMARBEIT

# Auslegung und Nachrechnung vielstufiger Axialverdichter mittels Stromlinienkrümmungsverfahren

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

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

durch
Franz WINGELHOFER
Ober Mixnitz 27
A-2084 Weitersfeld

Wien, 30. Oktober 1997

# Abstract

Ausgehend von einem bestehenden Verdichter mit konstantem Nabendurchmesser einer Kraftwerksgasturbine hat *Fux* in seiner Diplomarbeit [5] die Geschwindigkeitsdreiecke für je eine Konfiguration mit konstantem Naben-, mittleren und Gehäusedurchmesser berechnet, um die Eignung verschiedener Verdichtergeometrien als Verdichter für Kraftwerksgasturbinen zu untersuchen. Von diesem bestehenden Verdichter hat er dabei den Massenstrom, das Gesamtdruckverhältnis, die Drehzahl und die Stufenzahl übernommen, die bei allen drei Konfigurationen gleich groß sind.

In dieser Arbeit werden die von *Fux* berechneten Geschwindigkeitsdreiecke durch Geschwindigkeitsdreiecke ersetzt, die bei Verwendung von Profilen der NACA 65-($A_{10}$)-Serie möglich sind. Diese Unterschiede in den Geschwindigkeitsdreiecken entstehen durch die diskrete Stufung der Profile der NACA 65-($A_{10}$)-Serie. Die Auswahl der Profile erfolgt mit den im NACA-Report 1368 [4] veröffentlichten Meßergebnissen, die bei Versuchen im Windkanal gewonnen wurden. Der Meridianschnitt des Schaufelkanals wird von der Arbeit von *Fux* übernommen. Die Seitenwandgrenzschichten an der Nabe und dem Gehäuse werden mit dem *Jansen*-Verfahren berechnet, das für die turbulente Plattengrenzschicht hergeleitet wurde, aber auch zur Abschätzung der Grenzschichten in einem Axialverdichter angewendet werden kann. Die Verlustrechnung erfolgt mit in der Praxis bewährten Korrelationen nach *Vavra*. Es werden dabei der Profilverlust, der Reibungsverlust an Nabe und Gehäuse, der Sekundärverlust und der Verlust durch den Schaufelspalt an Nabe bzw. Gehäuse berücksichtigt. Die Variation der Verluste über dem Anströmwinkel erfolgt unter Zuhilfenahme von zwei Parabelzweigen mit gemeinsamem Scheitel. Die Charakteristiken der einzelnen Gitter werden mit Hilfe der *Mellor*-Diagrammen und der Meßergebnissen aus dem NACA-Report 1368 bestimmt.

Mit den so gewonnenen Geometrien und Charakteristiken werden die Kennfelder dieser drei Konfigurationen berechnet. Die Lage der Pumpgrenze wird unter Zuhilfenahme von verschiedenen Kriterien abgeschätzt. Die Vor- und Nachteile der verschiedenen Verdichtergeometrien bei Verwendung in Kraftwerksgasturbinen werden diskutiert.

Die ausgelegten Verdichter haben konservative Stufenbelastungen und konventionelle Schaufelprofile. Unterschiede zeigen sich im Wirkungsgrad, im Abstand des Auslegungspunktes von der Pumpgrenze und in der Schaufelzahl. Die Unterschiede in der axialen Länge sind nur gering.

# Inhaltsverzeichnis


**1 Einleitung** **1**

1.1 Allgemeines . . . . . 1

1.2 Beurteilungskriterien für einen Kraftwerksverdichter . . . . . 2

**2 Verdichterauslegung** **4**

2.1 Ausgangspunkt und Ziel . . . . . 4

2.2 Profilwahl . . . . . 5

2.3 Gittercharakteristik . . . . . 15

2.3.1 Anströmwinkel $\beta_1^*$ . . . . . 16

2.3.2 Abströmwinkel $\beta_2^*$ . . . . . 16

2.3.3 Variation des Abströmwinkels bei Änderung des Anströmwinkels $\frac{d\beta_2}{d\beta_1}$ . 16

2.3.4 Minimaler Totaldruckverlustbeiwert $\overline{\omega}_1^*$ . . . . . 17

2.3.4.1 Profilverlustbeiwert $\overline{\omega}_{1P}^*$ . . . . . 17

2.3.4.2 Sekundärverlustbeiwert $\overline{\omega}_{1S}^*$ . . . . . 19

2.3.4.3 Schwankungsverluste . . . . . 22

2.3.4.4 Verluste durch hohe Anströmmachzahlen . . . . . 22

2.3.4.5 Zusammensetzen der Verluste . . . . . 23

2.3.5 Verlauf des Totaldruckverlustbeiwerts bei Variation des Anströmwinkels $\beta_1$ . . . . . 23

2.4 Vorleitreihe . . . . . 26

2.5 Versperrung . . . . . 26

2.6 Auslegen des Verdichters . . . . . 27

2.6.1 Algorithmus . . . . . 27

2.6.1.1 Programmablauf im Preprozessor . . . . . 27

2.6.1.2 Stromlinienkrümmungsverfahren Hearsey Version 75 . . . . . 28

2.6.1.3 Programmfolge und Datenfluß . . . . . 28

2.6.2 Korrekturen . . . . . 29

2.6.2.1 Änderung des Massenstroms . . . . . 29

2.6.2.2 Auftretende Falschanströmung . . . . . 31

**3 Ergebnisse** **34**
3.1 Einleitung . . . . . 34
3.2 Pumpgrenze . . . . . 34
3.2.1 Rotierende Abreißströmung . . . . . 35
3.2.2 Pumpen . . . . . 36
3.3 Abstand zur Pumpgrenze . . . . . 36
3.4 Kriterien für die Pumpgrenze . . . . . 36
3.4.1 Diffusionsfaktor . . . . . 37
3.4.2 Doppelter Profilverlust . . . . . 37
3.4.3 Kriterium nach de Haller . . . . . 37
3.4.4 Kriterium nach Koch . . . . . 38
3.5 Berechnungsalgorithmen . . . . . 39
3.5.1 Kennlinien . . . . . 39
3.5.2 Auswerten der Kriterien für die Lage der Pumpgrenze . . . . . 40
3.5.3 Lage der Pumpgrenze . . . . . 40
3.5.4 Betriebspunkte an der Pumpgrenze . . . . . 41
3.6 Diskussion der Ergebnisse . . . . . 41
3.6.1 Auslegungspunkt . . . . . 41
3.6.2 Kennfelder . . . . . 42
3.6.2.1 Verdichter mit konstantem Nabenradius . . . . . 43
3.6.2.2 Verdichter mit konstantem mittleren Radius . . . . . 43
3.6.2.3 Verdichter mit konstantem Gehäuseradius . . . . . 43
3.6.3 Lastverteilung . . . . . 47
3.6.3.1 Druckziffer . . . . . 47
3.6.3.2 Stufendruckverhältnis . . . . . 49
3.6.4 Geometrie und Versperrung . . . . . 51
3.6.5 Totaldruck und statischer Druck . . . . . 52
3.7 Inzidenz im Auslegungspunkt . . . . . 59
3.7.1 Auswirkung von Inzidenz im Auslegungspunkt auf Totaldruckverlust . 59
3.7.2 Falschanströmung in der Nähe der Pumpgrenze . . . . . 60
3.7.3 Wahl der Inzidenz im Auslegungspunkt . . . . . 64
3.8 Verlauf der Stromlinien . . . . . 64
3.9 Verlauf des Diffusionsfaktors D . . . . . 69
3.10 Expansion an der Pumpgrenze bei 85 Prozent der Drehzahl . . . . . 73

**4 Zusammenfassung** **75**

**5 Empfehlungen und Anregungen** **77**

# Formelverzeichnis

## Lateinische Formelzeichen

| Symbol | Einheit | Beschreibung |
|---|---|---|
| $a$ | $\left[\frac{m}{s}\right]$ | Schallgeschwindigkeit |
| $A$ | $[m^2]$ | Querschnittsfläche |
| $a_u$ | $\left[\frac{m^2}{s^2}\right]$ | Umfangsarbeit |
| $b$ | [-] | Exponent in der modifizierten *Carter*-Regel |
| $B = \frac{\beta_1^*}{33}$ | [°] | Variabel in einer der Formeln von *Anschütz* |
| $B$ | [-] | Versperrung |
| $c$ | $[m]$ | Sehnenlänge |
| $c$ | $\left[\frac{m}{s}\right]$ | Absolutgeschwindigkeit |
| $c_L$ | [-] | Auftriebsbeiwert eines Profils im Gitter |
| $c_{L0}$ | [-] | Auftriebsbeiwert eines isolierten Profils |
| $c_p$ | [-] | Druckbeiwert |
| $c_w$ | [-] | Widerstandsbeiwert |
| $c_{wi}$ | [-] | Widerstandsbeiwert für induzierte Verluste |
| $c_{ws}$ | [-] | Widerstandsbeiwert für Reibungsverluste an den Seitenwänden |
| $D$ | [-] | Diffusionsfaktor |
| $D$ | $\left[\frac{N}{m}\right]$ | Widerstandskraft auf die Schaufel bezogen auf die Schaufellänge |
| $F$ | $\left[\frac{N}{m}\right]$ | Kraft auf die Schaufel bezogen auf die Schaufellänge |
| $g$ | $[m]$ | Abstand zweier Schaufeln orthogonal auf die mittlere Stromlinie |
| $h$ | $[m]$ | Schaufelhöhe |
| $h$ | $\left[\frac{J}{kg}\right]$ | spezifische Enthalpie |
| $H = \frac{\delta^*}{\delta^{**}}$ | [-] | Formfaktor |
| $i$ | [°] | Inzidenzwinkel |
| $i_0$ | [°] | Inzidenzwinkel für ein ungewölbtes Profil |
| $(i_0)_{10}$ | [°] | Inzidenzwinkel für ein ungewölbtes Profil der NACA 65-($A_{10}$)-Serie |
| $(K_\delta)_{sh}$ | [-] | Korrekturfaktor für die Profildickenverteilung |
| $(K_i)_{sh}$ | [-] | Korrekturfaktor für die Profildickenverteilung |
| $(K_\delta)_t$ | [-] | Korrekturfaktor für die maximale Profildicke |
| $(K_i)_t$ | [-] | Korrekturfaktor für die maximale Profildicke |
| $L$ | $[m]$ | mittlere Länge einer Stromlinie durch eine Schaufelreihe |
| $m$ | [-] | Tangentensteigung |
| $m$ | $[m]$ | Koordinate in meridionaler Richtung |
| $\dot{m}$ | $\left[\frac{kg}{s}\right]$ | Massenstrom |
| $M = \frac{c}{a}$ | [-] | Machzahl |

| Symbol | Einheit | Beschreibung |
|---|---|---|
| $m_c$ | [-] | Konstante in der ursprünglichen *Carter*-Regel |
| $m_{\sigma=1}$ | [-] | Konstante in der modifizierten *Carter*-Regel |
| $n$ | [-] | Tangentensteigung |
| $n$ | $[1/s]$ | Drehzahl |
| $p$ | $[Pa]$ | Druck |
| $r$ | $[m]$ | Radius |
| $R$ | $\left[\frac{J}{kgK}\right]$ | Gaskonstante |
| $Re = \frac{wc}{\nu}$ | [-] | Reynoldszahl |
| $s$ | $[m]$ | Teilung |
| $SM$ | [%] | Pumpreserve |
| $u$ | $\left[\frac{m}{s}\right]$ | Umfangsgeschwindigkeit |
| $w$ | $\left[\frac{m}{s}\right]$ | Relativgeschwindigkeit |
| $z$ | $[m]$ | Längskoordinate der Achse |

## Griechische Formelzeichen

| Symbol | Einheit | Beschreibung |
|---|---|---|
| $\alpha$ | [°] | Anstellwinkel |
| $\alpha$ | [-] | Relaxationsfaktor |
| $\alpha$ | [°] | absoluter Strömungswinkel $\cos\alpha = \frac{c_m}{c}$ |
| $\beta$ | [°] | relativer Strömungswinkel $\cos\beta = \frac{w_m}{w}$ |
| $\beta_{1MC}$ | [°] | kleinerer Anströmwinkel aus den *Mellor*-Diagrammen |
| $\beta_{1MS}$ | [°] | größerer Anströmwinkel aus den *Mellor*-Diagrammen |
| $\beta_{1C}$ | [°] | kleinerer Anströmwinkel, bei dem die Verluste das Doppelte des Minimalwerts betragen |
| $\beta_{1S}$ | [°] | größerer Anströmwinkel, bei dem die Verluste das Doppelte des Minimalwerts betragen |
| $\gamma$ | [°] | Staffelungswinkel |
| $\delta$ | $[m]$ | Schaufelspaltdicke |
| $\delta^*$ | $[m]$ | Verdrängungsdicke |
| $\delta^{**}$ | $[m]$ | Impulsverlustdicke |
| $\delta^0$ | [°] | Deviationswinkel |
| $\delta_0^0$ | [°] | Deviationswinkel für ein ungewölbtes Profil |
| $(\delta_0^0)_{10}$ | [°] | Deviationswinkel für ein ungewölbtes Profil der NACA 65-($A_{10}$)-Serie |
| $\Delta\beta$ | [°] | Umlenkwinkel |
| $\Delta\beta_1$ | [°] | Winkel der Falschanströmung |
| $\Delta\dot{m}$ | $[kg/s]$ | Änderung des Massenstroms je Iterationsschritt |
| $\eta$ | [-] | Wirkungsgrad |
| $\kappa$ | [°] | Metallwinkel |
| $\kappa$ | [-] | Isentropenkoeffizient |
| $\lambda = \frac{a_u}{u^2}$ | [-] | Arbeitszahl |

| Symbol | Einheit | Beschreibung |
|---|---|---|
| $\nu$ | $\left[\frac{m^2}{s}\right]$ | kinematische Viskosität |
| $\Pi = \frac{p_2}{p_1}$ | [-] | Druckverhältnis |
| $\rho$ | $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$ | Dichte |
| $\sigma = \frac{c}{s}$ | [-] | Solidity |
| $\varphi$ | [°] | der Wölbung äquvialenter Winkel |
| $\varphi = \frac{c_m}{u}$ | [-] | Lieferzahl |
| $\psi = \frac{a_u}{\frac{u^2}{2}}$ | [-] | Druckziffer |
| $\Psi$ | [-] | normierte Stromfunktion |
| $\overline{\omega}$ | [-] | Totaldruckverlustbeiwert |

## Tiefgestellte Indizes

| Symbol | Beschreibung |
|---|---|
| $ax$ | in axialer Richtung zeigend |
| $B$ | die versperrte Fläche bezeichnend |
| $G$ | den Gehäuseschnitt betreffend |
| $m$ | in meridionaler Richtung zeigend |
| $M$ | den Mittelschnitt betreffend |
| $n$ | Nummer des Iterationsschritts |
| $n$ | Nummer des Betriebspunktes |
| $N$ | die Nabe betreffend |
| $p$ | eine polytrope Zustandsänderung bezeichnend |
| $P$ | zum Profilverlust gehörend |
| $ref$ | einen Referenzwert bezeichnend |
| $s$ | eine isentrope Zustandsänderung bezeichnend |
| $S$ | zum Sekundärverlust gehörend |
| $S$ | die Schaufelspitze bezeichnend |
| $t$ | den Totalzustand bezeichnend |
| $u$ | in Umfangsrichtung zeigend |
| 0 | Eintritt in eine Leitreihe |
| 0 | Eintritt in den Verdichter |
| 1 | Austritt aus einer Leitreihe |
| 1 | Eintritt in die Schaufelreihe |
| 2 | Austritt aus der Schaufelreihe |
| 2 | Austritt aus dem Verdicher |
| 3 | Austritt aus der vorhergehenden Schaufelreihe |
| $\infty$ | vektoriell gemittelt |

## Hochgestellte Indizes

| **Symbol** | **Beschreibung** |
|---|---|
| $AP$ | zum Auslegungspunkt gehörend |
| $F$ | Wert aus der Arbeit von $Fux$ |
| $oben$ | obere Intervallgrenze |
| $PG$ | zum Betriebspunkt an der Pumpgrenze gehörend |
| $unten$ | untere Intervallgrenze |
| $*$ | Wert für minimale Verluste bezeichnend |
| $+$ | Anströmung mit positiver Inzidenz |
| $-$ | Anströmung mit negativer Inzidenz |

# Kapitel 1

# Einleitung

## 1.1 Allgemeines

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.

*Fux* [5] hat in seiner Diplomarbeit, ausgehend von einem bestehenden Verdichter mit konstantem Nabendurchmesser, die Geschwindigkeitsdreiecke für einen Verdichter mit konstantem Gehäuse-, Naben- und mittlerem Durchmesser berechnet. Die dort errechneten Umlenkwinkel der Schaufelreihen, die sich aus der gewählten Umfangsarbeit und den Leitgitterabströmwinkeln ergaben, sollen in dieser Arbeit durch Umlenkwinkel ersetzt werden, die durch Verwendung von geeigneten Schaufelprofilen im Gitter erreicht werden. Als Profile werden die der NACA 65-($A_{10}$)-Serie verwendet.

Nach Bestimmung der Charakteristiken der einzelnen Schaufelgitter werden die Kennfelder der drei Konfigurationen punktweise ermittelt und die Ergebnisse dargestellt.

Zur Berechnung der Meridianströmung wird ein nach dem Stromlinienkrümmungsverfahren arbeitendes Programm verwendet. Nähere Informationen darüber kann man der Arbeit von *Fux* [5] bzw. der Literatur [6, 7, 8] entnehmen.

Die minimalen Verluste werden mit in der Praxis bewährten und in Kapitel 2.3.4 beschriebenen Korrelationen berechnet. Für den Verlauf der Verluste werden zwei Parabelzweige angenommen, in deren gemeinsamen Scheitel der nach *Vavra* ermittelte Minimalverlust auftritt. Die Größe der Verluste hängt vom jeweiligen Anströmwinkel ab.

Die einzelnen Schaufelprofile werden ebenso wie die Verluste an Nabe, Gehäuse und am mittleren Radius ermittelt und charakterisiert. Dazu finden die Meßergebnisse aus [4] und die *Mellor*-Diagramme Verwendung (Kapitel 2.3).

Die Versperrung durch die Seitenwandgrenzschichten wird mit Hilfe des *Jansen*-Verfahrens festgelegt. Beim *Jansen*-Verfahren werden die Gleichungen der turbulenten Plattengrenz-

schicht auf den Axialverdichter angewendet. Zur Grenzschichtberechnung wird nur die meridionale Geschwindigkeitskomponente herangezogen, die Umfangsgeschwindigkeit geht beim *Jansen*-Verfahren nicht in die Rechnung ein.

## 1.2 Beurteilungskriterien für einen Kraftwerksverdichter

Eine der wesentlichsten Eigenschaften für den Einsatz einer Kraftwerksgasturbine ist die Wirtschaftlichkeit. Wesentlich ist nicht nur ein wirtschaftlicher Betrieb, sondern auch eine wirtschaftliche Entwicklung, Herstellung und Wartung. Bei den letzten Punkten sind die jeweiligen Verhältnisse beim Hersteller in Bezug auf Erfahrungen mit bestimmten Fertigungsmethoden und das Vorhandensein der für die Herstellung benötigten Betriebsmittel zu beachten.

Einen nicht zu unterschätzenden Anteil an den Gesamtkosten einer Kraftwerksgasturbine entfällt dabei auf den Verdichter.

Ein wichtiger Parameter für eine wirtschaftliche Herstellung und Wartung des Verdichters ist seine Gesamtschaufelzahl. Steigt die Schaufelzahl, müssen mehr Schaufeln gefertigt und bei der Wartung eventuell ersetzt werden, was zu höheren Kosten bei der Herstellung und Wartung führt. Um die Schaufelzahl eines Verdichters abzusenken, kann die Stufenzahl durch Erhöhung der Stufendruckverhältnisse verringert werden. Die Baulänge des Verdichters geht in erster Linie in die Herstellkosten ein, da eine größere Fläche bearbeitet werden muß.

Der wirtschaftliche Betrieb einer Kraftwerksgasturbine wird in erster Linie durch die Wirkungsgrade von Verdichter und Turbine beeinflußt. Daher ist ein hoher Wirkungsgrad im Auslegungspunkt und im Teillastbereich wichtig. Er wird bei mittleren Stufenbelastungen und bei konservativer Wahl der Umfangsmachzahl erzielt. Größere Umlenkungen können zum Ablösen der Strömung von den Schaufelprofilen führen, wodurch hohe Verluste entstehen.

An das Teillastverhalten eines Kraftwerksverdichters wird neben dem hohen Teillastwirkungsgrad auch ein großer Abstand zur Pumpgrenze gefordert, um den Verdichter sicher betreiben zu können.

Das Teillastverhalten kann durch variable Leitreihen in den ersten Stufen, durch Verwendung von Schaufelprofilen mit breitem Verwendungsbereich und durch Anstellen der Schaufelprofile im Auslegungspunkt mit negativen Inzidenzen verbessert werden.

Ein weiterer wichtiger Punkt ist das kontrollierte Anfahren des Verdichters. Um ein Anfahren zu ermöglichen, ohne daß der Verdichter jenseits der Pumpgrenze betrieben wird, müssen konstruktive Maßnahmen getroffen werden. So kann durch Verstellen von variablen Leitreihen der Massenstrom geregelt werden. Eine andere Möglichkeit zur Regelung des Verdichters ist durch Abblasventile gegeben. Dies führt jedoch zu niedrigen Wirkungsgraden, weshalb diese Regelungsart nur beim Anfahren verwendet wird. Bei modernen Anlagen wird dem Verdichter nur noch für die Kühlung der ersten Turbinenstufen 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.

Die Gesamtabmessungen eines stationären Verdichters spielen auch insofern eine Rolle, daß die kritischen Drehzahlen des Wellenstrangs, in dem der Verdichter angeordnet ist, auch von

der Baulänge des Verdichters abhängen. Der Lagerabstand der Gasturbine muß derart beschaffen sein, daß bei gegebener Geometrie des Wellenstrangs keine kritische Drehzahl im Betriebsbereich der Gasturbine zu liegen kommt. Dies könnte sonst große Schäden an der Maschine verursachen. Eine kleine Baulänge des Verdichters führt zu kleinen axialen Abmessungen des Wellenstrangs und damit zu kleinen Lagerabständen. Durch kleine Lagerabstände erreicht man im allgemeinen, daß die kleinste kritische Drehzahl hohe Werte annimmt.

Für einen stationären Verdichter ist im Vergleich zu Triebwerken das Gewicht eine weniger wichtige Eigenschaft. Die Herstellkosten werden aber dennoch beeinflußt.

# Kapitel 2

# Verdichterauslegung

## 2.1 Ausgangspunkt und Ziel

Ausgangspunkt dieser Arbeit waren die Ergebnisse der Diplomarbeit von *Fux* [5], der seinerseits von einem Verdichter mit konstantem Nabenradius einer ausgeführten Gasturbine ausging. Er übernahm von diesem Verdichter die in der Tabelle 2.1 angeführten Auslegungsparameter und die Stufenzahl.

Tabelle 2.1: Auslegungsparameter von *Fux* [5]

| | |
|---|---|
| Verdichtereintritt: | |
| Temperatur | 288,15 $K$ |
| Druck | 98680 $Pa$ |
| Totaldruckverhältnis | 12,99 |
| Drehzahl | 60 $1/s$ |
| Massenstrom | 312 $kg/s$ |

Er berechnete die Geschwindigkeitsdreiecke und die Geometrie für Verdichter mit konstantem Naben-, mittleren und Gehäusedurchmesser mit Hilfe des radialen Gleichgewichts. Der mittlere Radius bezeichnet dabei jenen Radius, der die gesamte Kreisringfläche zwischen Nabe und Gehäuse halbiert. Die für die Berechnung notwendigen, von ihm gewählten Größen sind in der Tabelle 2.2 angeführt.

Mit dem Stromlinienkrümmungsverfahren Hearsey Version 75 [6, 7, 8] berechnete er für die drei Verdichter unterschiedlicher Geometrie die Strömungsfelder vom Ein- bis zum Austritt.

Die Ergebnisse seiner Arbeit - zumindest jene, die für diese weiterführende Arbeit als Grundlage dienen - sind die Strömungswinkel in den Rechenstationen, die gleichzeitig die Lauf- bzw. Leitschaufelein- und -austritte darstellen, die Schaufelanzahl, die Solidity $\sigma$, welche das Verhältnis von Sehnenlänge $c$ zur Teilung $s$ darstellt, sowie die Abmessungen in radialer als auch in axialer Richtung.

Das Ziel dieser Arbeit ist nun, mit den übernommenen Werten - u. a. Strömungswinkel und Solidity - einen Verdichter auszulegen, der aus „realen“ Schaufeln besteht. Hier soll die Familie der NACA 65-($A_{10}$)-Serie herangezogen werden, da zu dieser umfangreiche Daten vorliegen.

Tabelle 2.2: Gewählte Entwurfsgrößen für die Berechnung der Geschwindigkeitsdreiecke und der Geometrie [5]

| Geometrie | konstanter Nabenradius | konstanter mittlerer Radius | konstanter Gehäuseradius |
|---|---|---|---|
| Stufenzahl | 18 + 1 Vorleitreihe | | |
| 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 | 150 $m/s$ | | |
| Austrittsmachzahl | 0,3 | | |

## 2.2 Profilwahl

Ein Verdichtergitter weist entlang der Schaufellänge unterschiedliche Teilungen auf, die einzelnen Schaufeln entlang ihrer Länge unterschiedliche Wölbungen, Staffelungswinkel und Sehnenlängen. Da die geometrischen Abmessungen sowohl in radialer als auch axialer Richtung, die Schaufelzahl und die Solidity bereits vorliegen - aus der vorangegangenen Arbeit -, sind die Sehnenlängen und die Teilungen des jeweiligen Schnitts bereits gegeben. Somit bleiben nur noch die Wölbung und der Staffelungswinkel als nicht feste Größen übrig, die jedoch auch nicht völlig frei gewählt werden können.

Die Wölbung muß derart gewählt werden, daß die erwünschte Umlenkung erreicht wird. Diese kann im allgemeinen nie genau erreicht werden, da nur eine endliche Zahl an diskreten Profilen existiert. Deshalb kann nur ein Profil gewählt werden, das „möglichst gut“ diese Umlenkung erreicht. An Profilen stehen die in der Tabelle 2.3 zur Auswahl.

Tabelle 2.3: Zur Auswahl stehende Profile

| | | |
|---|---|---|
| NACA 65 - | 0 | 10 |
| NACA 65 - | 4 | 10 |
| NACA 65 - | 8 | 10 |
| NACA 65 - | (12) | 10 |
| NACA 65 - | (15) | 10 |
| NACA 65 - | (18) | 10 |
| NACA 65 - | (21) | 10 |
| NACA 65 - | (24) | 10 |

Die zweite nicht festgelegte Größe ist die des Staffelungswinkels. Auch dieser kann nicht beliebig gewählt werden, soll er doch bewirken, daß die Strömung in einem bestimmten Winkel auf die Schaufel trifft. Die Wahl der Größe dieses Anströmwinkels beeinflußt das Aussehen

des Verdichterkennfeldes. Um einen möglichst hohen Wirkungsgrad im Auslegungspunkt zu erzielen, sollen in dieser Arbeit die Schaufelreihen der Verdichter inzidenzfrei angeströmt werden.

Der Umlenkwinkel der Strömung $\Delta\beta$ durch das Gitter errechnet sich, wie in Abbildung 2.1 zu erkennen ist, aus dem der Wölbung äquivalenten Winkel $\varphi$, dem Inzidenz- $i$ und dem Deviationswinkel $\delta^0$ gemäß

$$\Delta\beta = \varphi + i - \delta^0. \tag{2.1}$$

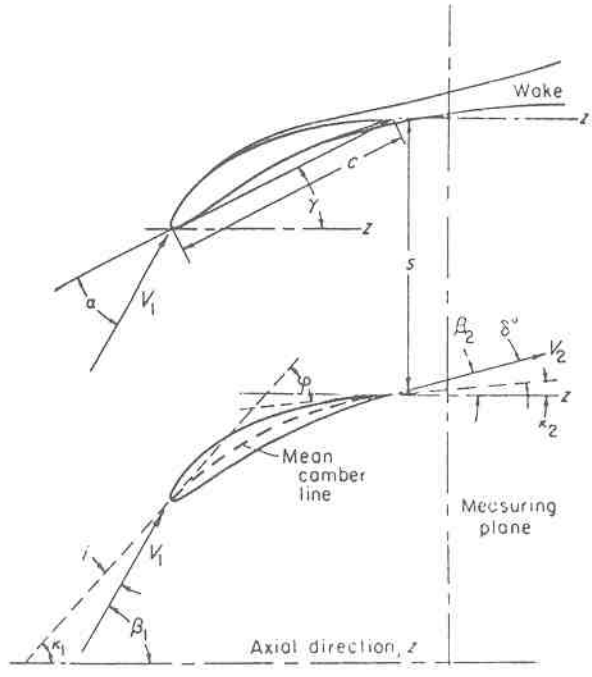


Abbildung 2.1: Bezeichnungen im Gitterverband [10]

In Abbildung 2.1 ist die Relativgeschwindigkeit der Strömung zum Gitter mit $V$ anstatt mit $w$ bezeichnet. Für die Strömungswinkel wird in dieser Arbeit die amerikanische Zählweise verwendet. Bei dieser werden die Winkel von der Achse weg gezählt. Der Strömungswinkel $\beta$ bezeichnet im rotierenden Koordinatensystem den von der Achse weg gemessenen Winkel der Relativgeschwindigkeit $w$ und im ruhenden Koordinatensystem den von der Achse weg gemessenen Winkel der Absolutgeschwindigkeit $c$. Dadurch können Leit- und Laufgitter in gleicher Weise behandelt werden.

Der Inzidenzwinkel $i$ soll im folgenden positives Vorzeichen besitzen, wenn er den Umlenkwinkel $\Delta\beta$ vergrößert, der Deviationswinkel $\delta^0$, wenn er diesen verringert. Der Gebrauch von Inzidenz- $i$ und Deviationswinkel $\delta^0$ erfordert jedoch eine einheitliche Definition der Skelettlinie der einzelnen Profile. Bei den Profilen der NACA-65-($A_{10}$)-Serie tritt jedoch theoretisch eine unendliche Steigung der Skelettlinie an beiden Profilenden auf. Um dies zu umgehen, wird dieses Profil durch ein äquivalentes Profil mit einer Skelettlinie, das die Form eines

Kreisbogens hat, ersetzt. Wie aus der Abbildung 2.2 ersichtlich, erhält man diese Skelettlinie, indem ein Kreisbogen durch die beiden Profilenden und den oberhalb der Sehnenmitte, auf der Skelettlinie des NACA-65-Profils liegenden Punkt gezogen wird.

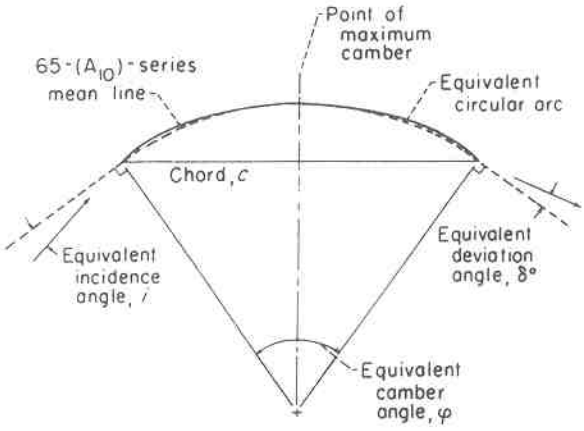


Abbildung 2.2: Skelettlinie eines zur NACA 65-($A_{10}$)-Serie äquivalenten Kreisbogenprofils [10]

Der der Wölbung äquivalente Winkel $\varphi$ entspricht der Differenz der beiden Metallwinkel $\kappa_1$ und $\kappa_2$, also

$$\varphi = \kappa_1 - \kappa_2. \tag{2.2}$$

Wie man ebenfalls aus dem NACA-Report SP36 [10] entnehmen kann, ist der Inzidenzwinkel $i$ eines unendlich dünnen Profils leicht negativ, möchte man minimale Verluste erreichen, und nimmt linear mit dem der Wölbung äquivalenten Winkel $\varphi$ ab, wenn die Solidity $\sigma$ und der Staffelungswinkel $\gamma$ konstant gehalten werden. Der Inzidenzwinkel $i$ kann für festgehaltene Solidity $\sigma$ und konstantem Anströmwinkel $\beta_1$ - im entsprechenden Koordinatensystem - durch

$$i = i_0 + n\varphi \tag{2.3}$$

beschrieben werden. Hierin bedeutet das $i_0$ den Inzidenzwinkel für ein ungewölbtes Profil, $n$ ist die Steigung der Tangente, wenn die Abweichung des Inzidenzwinkels $i - i_0$ über dem der Wölbung äquivalenten Winkel $\varphi$ aufgetragen wird.

Der Inzidenzwinkel für ein ungewölbtes Profil $i_0$ läßt sich allgemein - also auch für Profile anderer Familien - durch

$$i_0 = (K_i)_{sh}(K_i)_t(i_0)_{10} \tag{2.4}$$

ausdrücken. $(i_0)_{10}$ repräsentiert die Abweichung des Inzidenzwinkels von ungewölbten NACA 65-($A_{10}$)-Profilen, $(K_i)_t$ ist der Korrekturfaktor für die maximale Profildicke, die von 10

Prozent abweicht, und $(K_i)_{sh}$ der Korrekturfaktor für eine Profildickenverteilung, die von der der NACA 65-Serie abweicht.

Hier werden die Profile der NACA 65-($A_{10}$)-Serie verwendet, sodaß die beiden Korrekturfaktoren nicht beachtet werden müssen, da sie zu 1,0 werden. Beide Faktoren für andere Profilfamilien können dem NACA-Report SP36 [10] entnommen werden.

Die Abbildungen 2.3 und 2.4 zeigen den Zusammenhang von $(i_0)_{10}$ und $n$ in Abhängigkeit vom Anströmwinkel $\beta_1$, beide Male mit der Solidity $\sigma$ als Parameter.

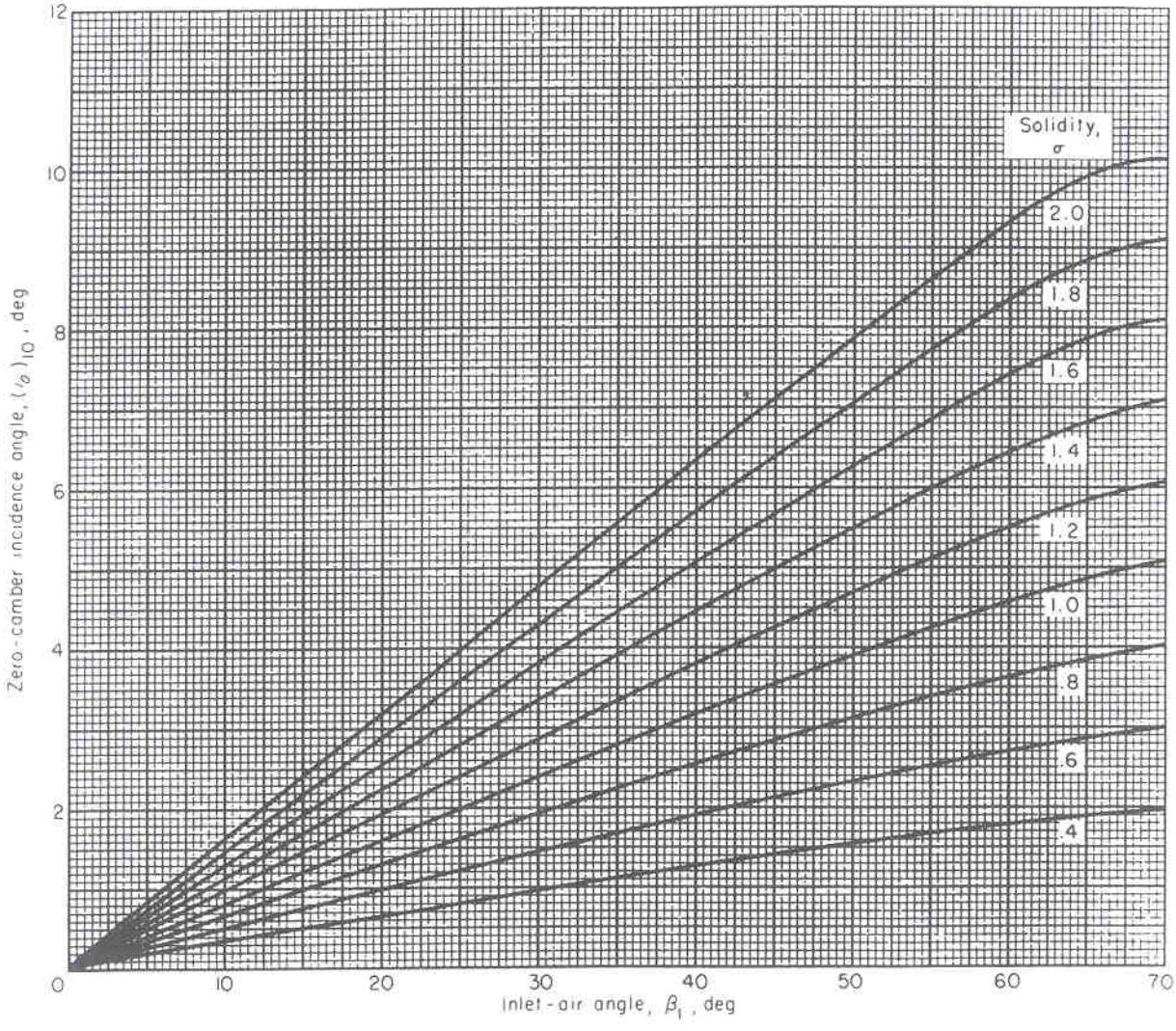


Abbildung 2.3: Inzidenzwinkel $(i_0)_{10}$ von ungewölbten Profilen der NACA 65-($A_{10}$)-Serie für minimale Verluste [10]

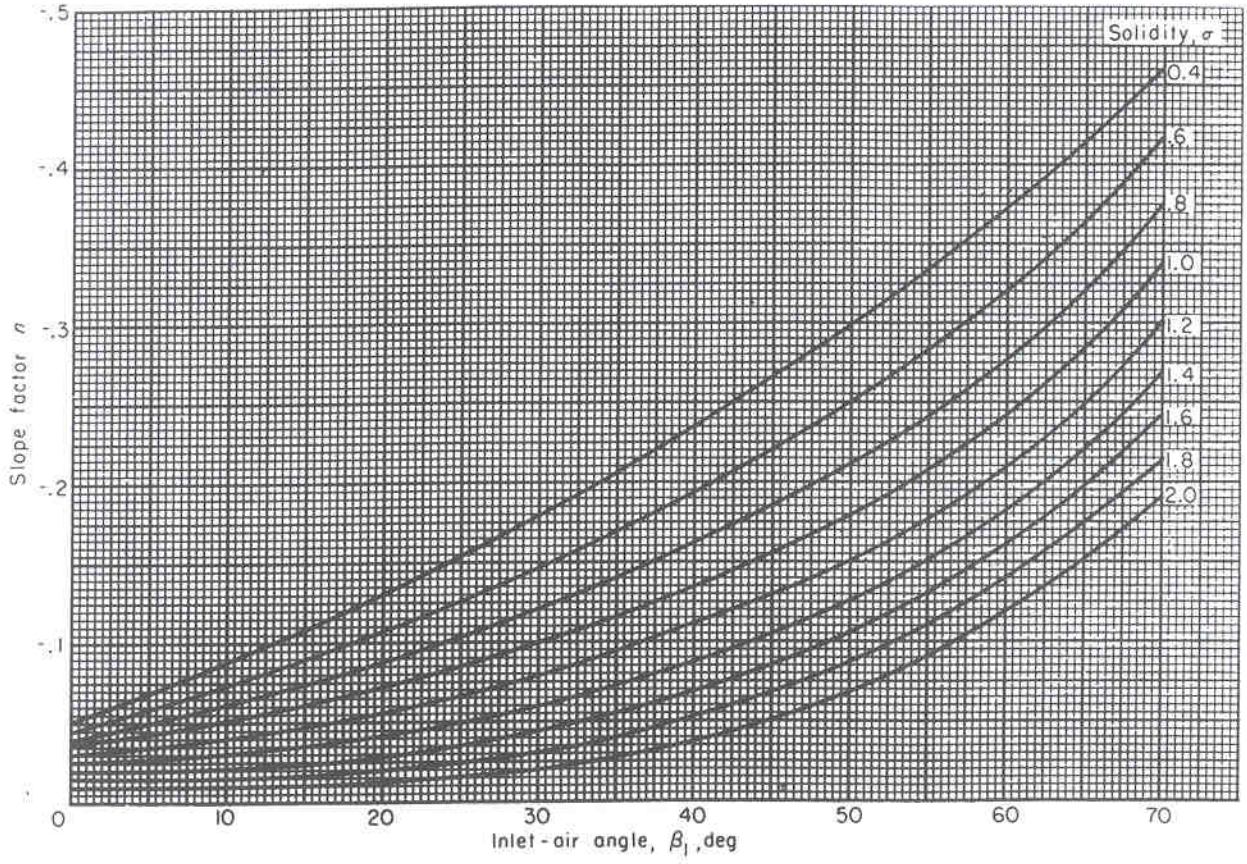


Abbildung 2.4: Tangentensteigung $n$ von der NACA 65-($A_{10}$)-Serie äquivalenten Kreisbogenprofilen für minimale Verluste [10]

Ähnlich wie der Inzidenzwinkel $i$ kann auch der Deviationswinkel $\delta^0$ in direkten Zusammenhang mit dem der Wölbung äquivalenten Winkel $\varphi$ gebracht werden, nämlich:

$$\delta^0 = \delta_0^0 + m\varphi \tag{2.5}$$

Darin ist $\delta_0^0$ der Deviationswinkel für ein ungewölbtes Profil, $m$ ist die Steigung der Tangente, wenn die Abweichung des Deviationswinkels $\delta^0 - \delta_0^0$ über dem der Wölbung äquivalenten Winkel $\varphi$ aufgetragen wird, deren Verlauf in Abbildung 2.5 dargestellt ist. In analoger Weise wie beim Inzidenzwinkel $i$ sind $\delta_0^0$ und $m$ von dem relativen Anströmwinkel $\beta_1$ abhängig, erneut mit der Solidity $\sigma$ als Parameter.

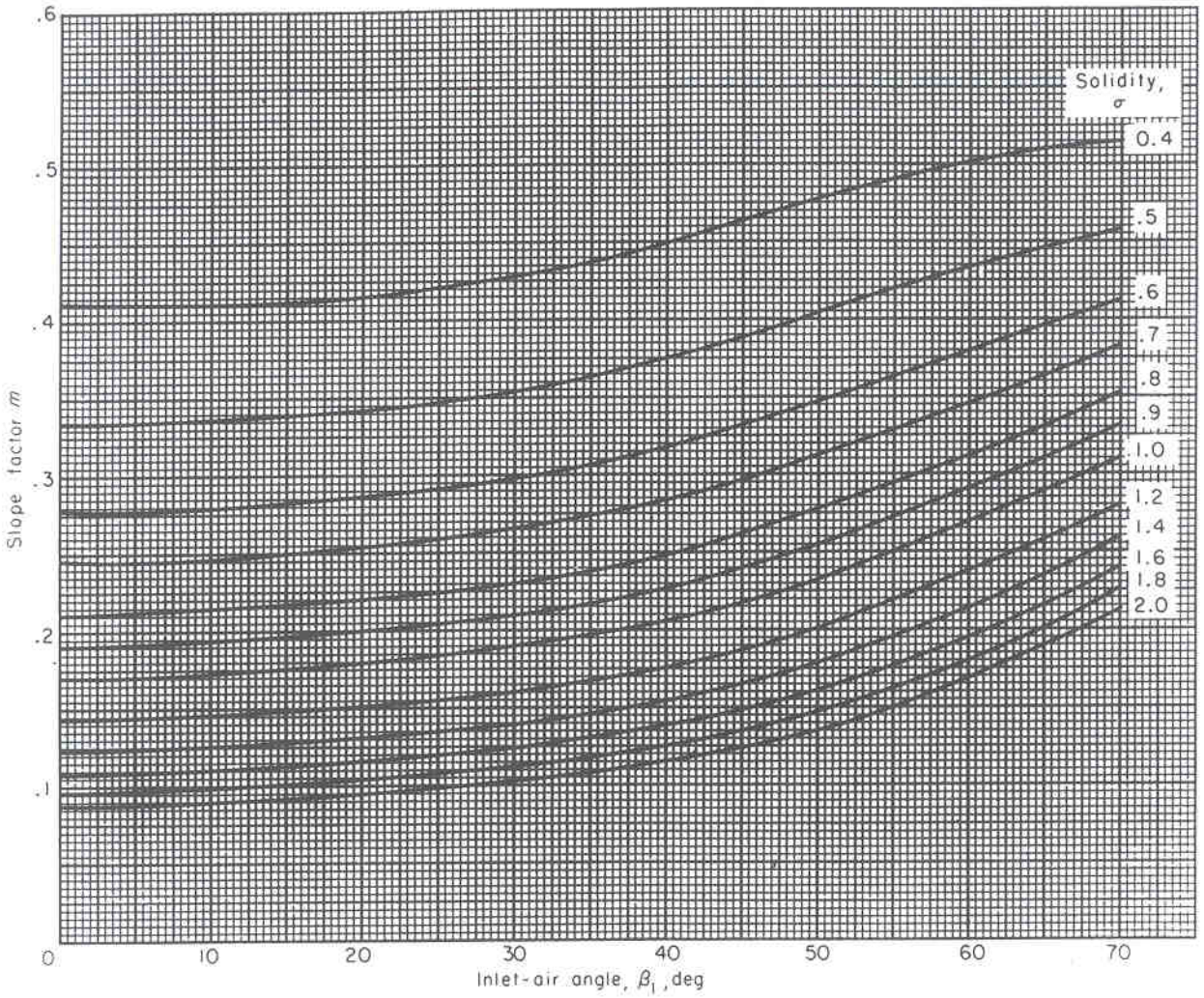


Abbildung 2.5: Tangentensteigung $m$ von der NACA 65-($A_{10}$)-Serie äquivalenten Kreisprofilen für minimale Verluste [10]

Um den Einfluß der Dickenverteilung und der Größe des Dickenmaximums anderer Profilfamilien berücksichtigen zu können, werden erneut zwei Korrekturfaktoren eingeführt:

$$\delta_0^0 = (K_\delta)_{sh}(K_\delta)_t(\delta_0^0)_{10} \tag{2.6}$$

$(\delta_0^0)_{10}$ repräsentiert die Abweichung des Deviationswinkels von ungewölbten NACA 65-($A_{10}$)-Profilen - dargestellt in Abbildung 2.6 -, $(K_\delta)_t$ ist der Korrekturfaktor für die maximale Profildicke, die von 10 Prozent abweicht, und $(K_\delta)_{sh}$ der Korrekturfaktor für eine Profildickenverteilung, die von der der NACA 65-Serie abweicht.

Wiederum werden diese beiden Faktoren zu 1,0, da die Profile der NACA 65-($A_{10}$)-Serie verwendet werden. Beide Korrekturfaktoren für andere Profilfamilien können dem NACA-Report SP36 [10] entnommen werden.

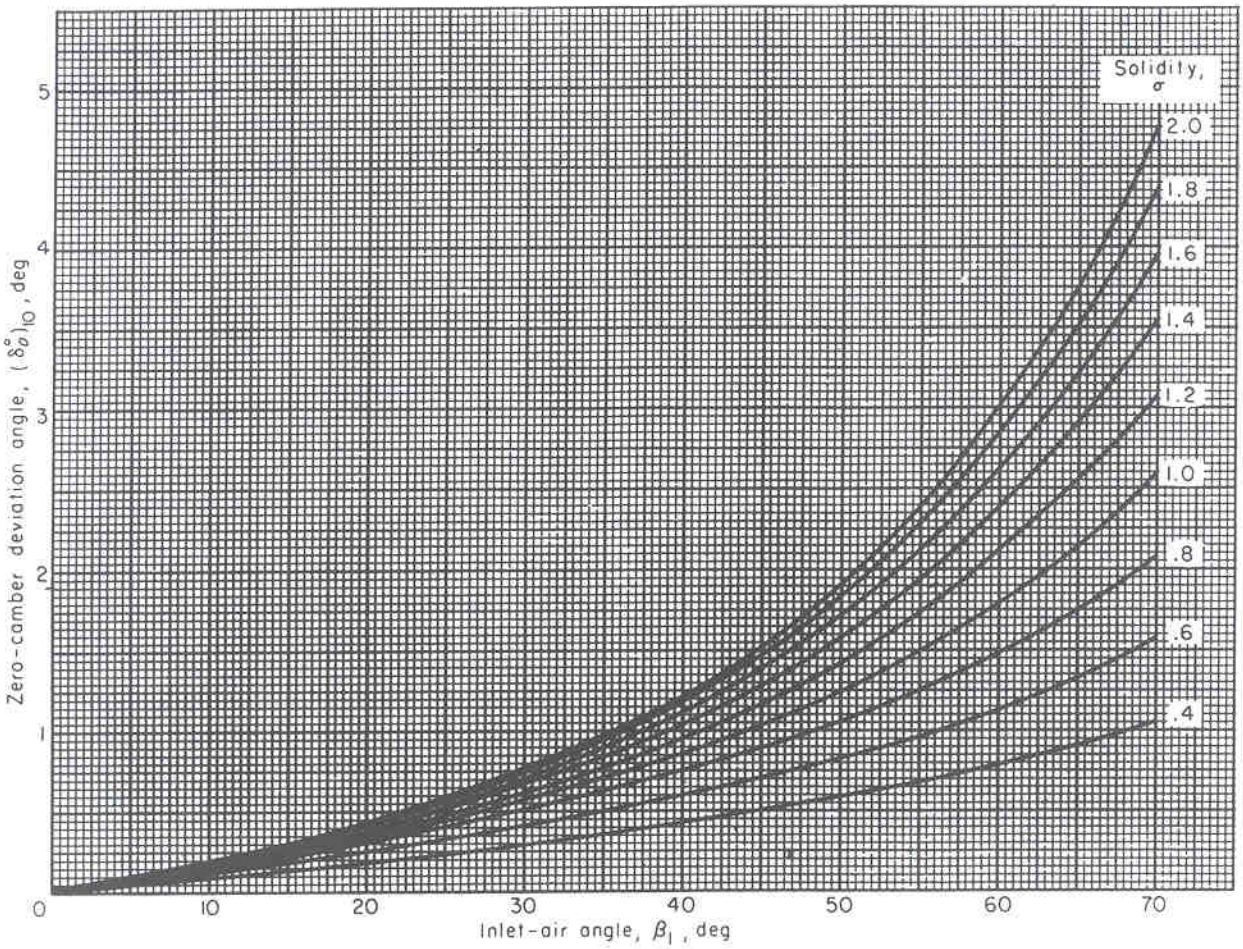


Abbildung 2.6: Deviationswinkel $(\delta_0^0)_{10}$ von ungewölbten Profilen der NACA 65-$(A_{10})$-Serie für minimale Verluste [10]

Ein anderer Zugang zu dem Deviationswinkel $\delta^0$ ist durch die *Carter*-Regel gegeben, die

$$\frac{\delta^0}{\varphi} = \frac{m_c}{\sqrt{\sigma}} \tag{2.7}$$

lautet. $m_c$ ist eine alleinige Funktion des Staffelungswinkels $\gamma$.

Diese *Carter*-Regel, in der ursprünglichen Form, basiert auf der Auswertung beschränkter Datensätze und wurde später von *Carter* modifiziert. Der modifizierte Zusammenhang zwischen Deviation $\delta^0$ und Solidity $\sigma$ respektive dem der Wölbung äquivalenten Winkel $\varphi$ lautet

$$\frac{\delta^0 - \delta_0^0}{\varphi} = \frac{m_{\sigma=1}}{\sigma^b}. \tag{2.8}$$

Der Exponent $b$ von $\sigma$ ist vom Anströmwinkel $\beta_1$ abhängig und sein Verlauf in Abbildung 2.7 dargestellt, $m_{\sigma=1}$ steht für obiges $m$ bei einer Solidity $\sigma = 1$ und ist in Abbildung 2.8 dargestellt,

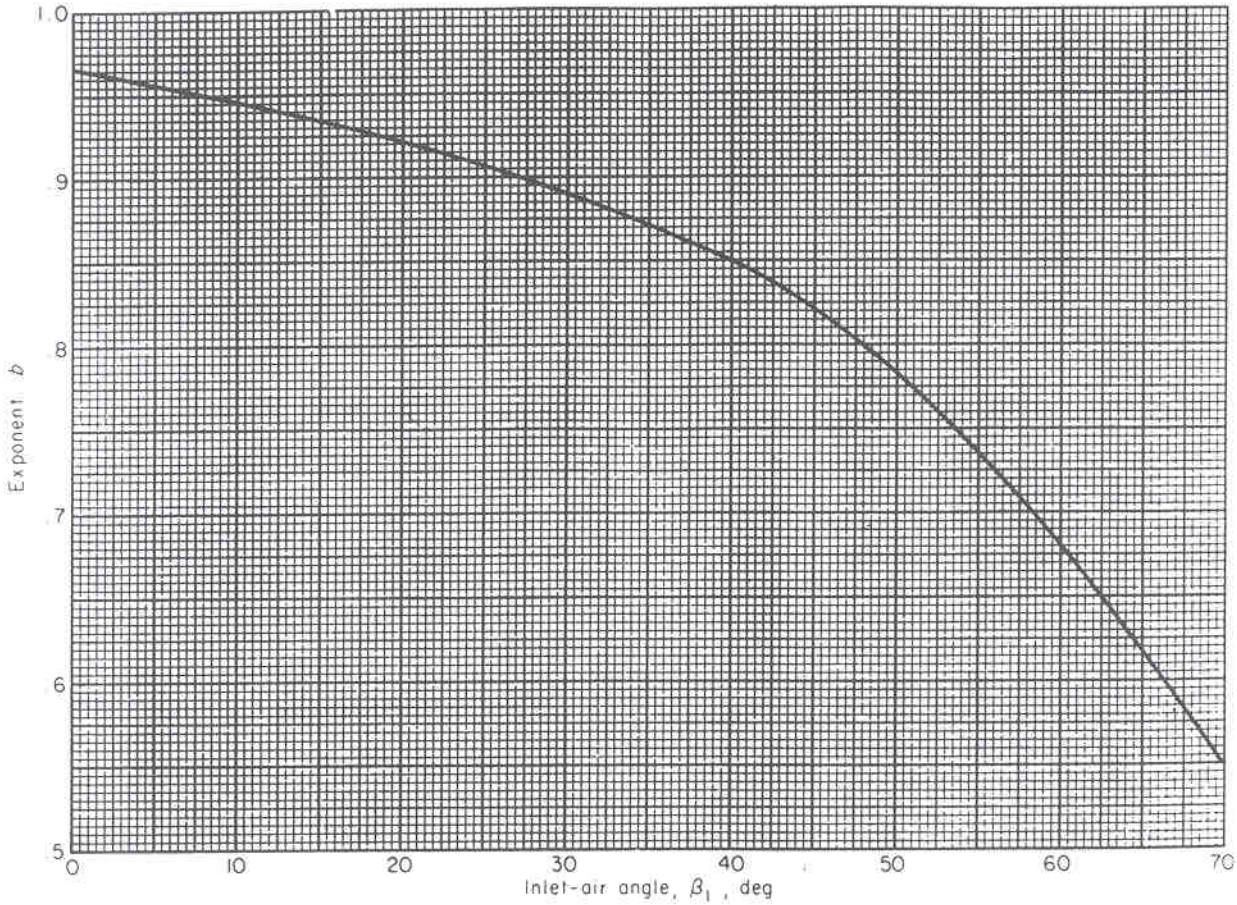


Abbildung 2.7: Wert des Exponenten $b$ in der *Carter*-Regel für der NACA 65-($A_{10}$)-Serie äquivalente Kreisbogenprofile [10]

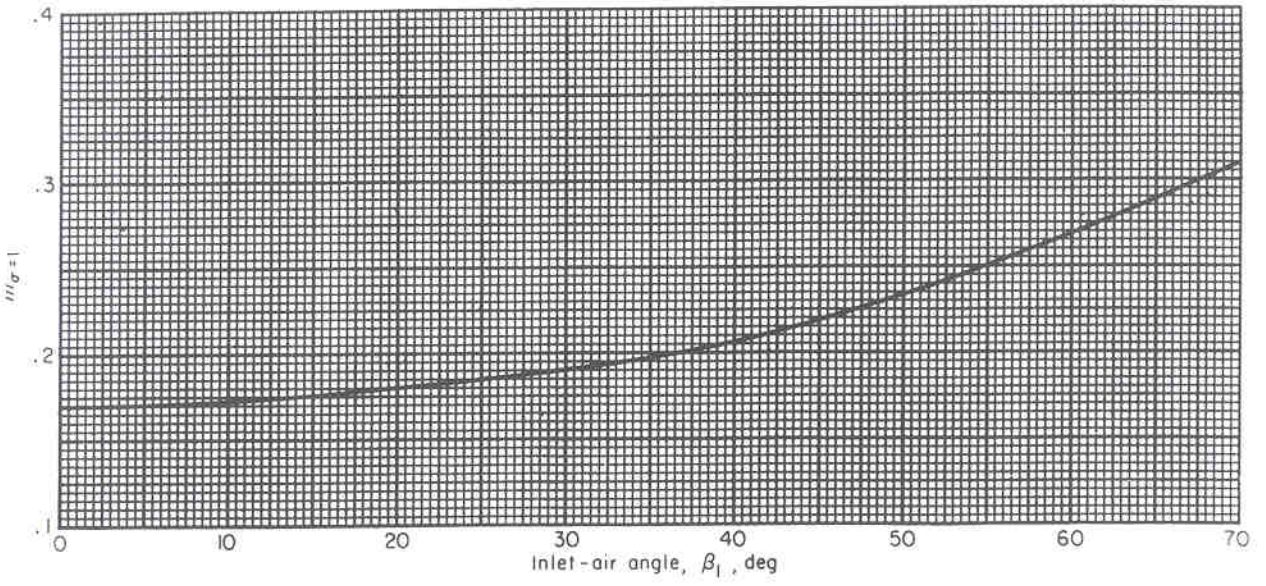


Abbildung 2.8: Wert von $m_{\sigma=1}$ in der *Carter*-Regel für der NACA 65-($A_{10}$)-Serie äquivalente Kreisbogenprofile [10]

Werden die einzelnen Profile mit einer Inzidenz $i$ angeströmt, die von der Inzidenz $i^*$ abweicht, bei der minimale Verluste auftreten, so ändert sich ebenfalls der Deviationswinkel $\delta^0$. Linearisiert man um den Inzidenzwinkel $i^*$, so erhält man folgenden Zusammenhang:

$$\delta^0 = (\delta^0)^* + (i - i^*) \left( \frac{d\delta^0}{di} \right)^* \tag{2.9}$$

$(\delta^0)^*$ und $i^*$ stehen für jenen Deviations- bzw. Inzidenzwinkel, bei dem minimale Verluste auftreten, $i$ für den beabsichtigten Inzidenzwinkel und $\left(\frac{d\delta^0}{di}\right)^*$ für die Steigung der Tangente bei den Werten $(\delta^0)^*$ und $i^*$, wenn die Deviation $\delta^0$ über der Inzidenz $i$ aufgetragen wird, wobei für den NACA-Report SP36 [10] die Steigung graphisch ausgewertet wurde. Der Verlauf der Steigung ist in Abbildung 2.9 dargestellt.

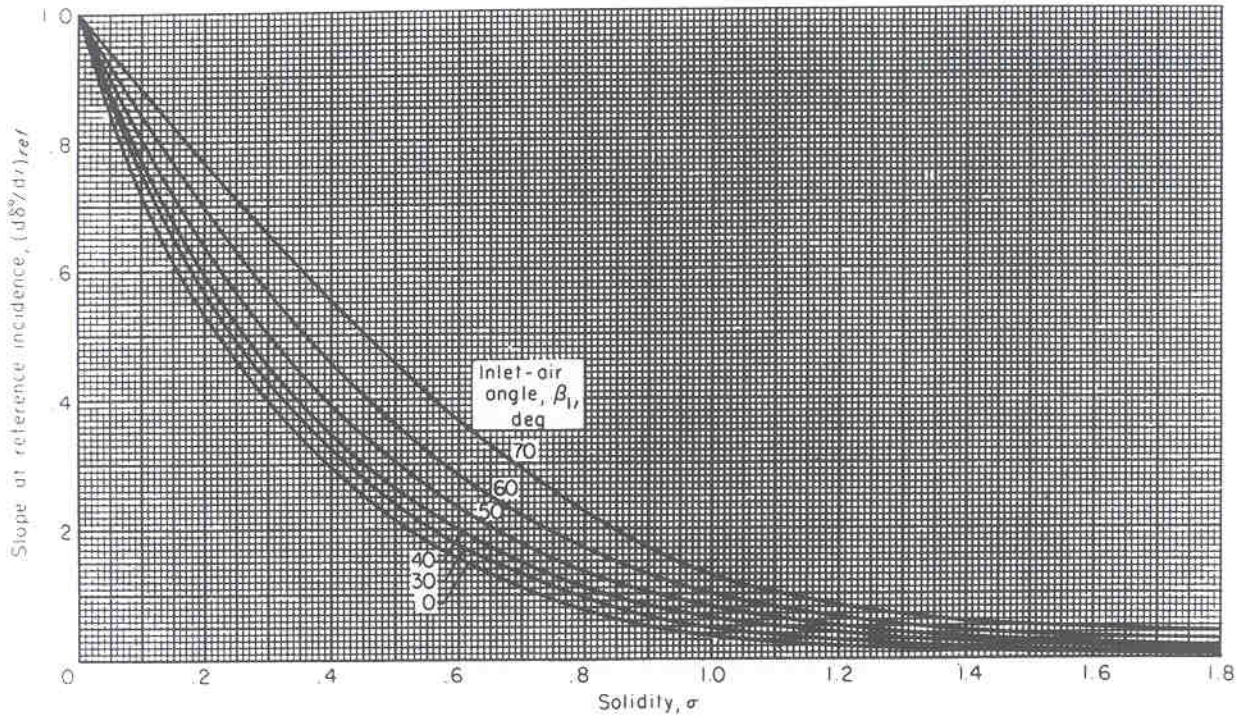


Abbildung 2.9: Tangentensteigung $\frac{d\delta^0}{di}$ von Profilen der NACA 65-($A_{10}$)-Serie [10]

Somit ergibt sich für den der Wölbung äquivalenten Winkel eines NACA 65-($A_{10}$)-Profiles folgender Zusammenhang:

$$\varphi = \frac{\Delta\beta - (i_0 - \delta_0^0)}{1 - m + n} \tag{2.10}$$

Die Größen $(i_0 - \delta_0^0)$ und $1 - m + n$ hängen vom Anströmwinkel $\beta_1$ und der Solidity $\sigma$ ab und können ebenfalls dem NACA-Report SP36 [10] entnommen werden.

Aus diesem $\varphi$ kann nun der Auftriebsbeiwert eines isolierten Profiles $c_{L0}$ ermittelt werden.

*Trenker* [22] hat in seiner Diplomarbeit für ein Kreisbogenprofil mit Hilfe der Singularitätenbelegung folgenden Zusammenhang aufgestellt:

$$c_{L0} = \frac{2\pi}{\ln 2} \tan \frac{\varphi}{4} \tag{2.11}$$

*Anschütz* [1] hat den Zusammenhang zwischen dem Umlenkwinkel $\Delta\beta$, dem Anströmwinkel $\beta_1^*$ und der Solidity $\sigma$ durch folgende mathematische Funktion beschrieben:

$$\Delta\beta = \sigma \left[ \frac{2}{3}(4 + B - B^2) + c_{L0}(4 - B)(6 + B - 2\sigma) \right] \tag{2.12}$$

Die Größe $B$ steht hier für $\frac{\beta_1^*}{33}$, die übrigen Größen sind wie oben.

Beispielhaft für einen Anströmwinkel $\beta_1^*$ von 60 Grad ergeben sich die in Abbildung 2.10 eingezeichneten Kurven, von denen die Werte aus dem NACA-Report SP36 [10] nur gering abweichen. Der Umlenkwinkel $\Delta\beta$ ist in Abbildung 2.10 mit $\Theta_{des}$ bezeichnet.

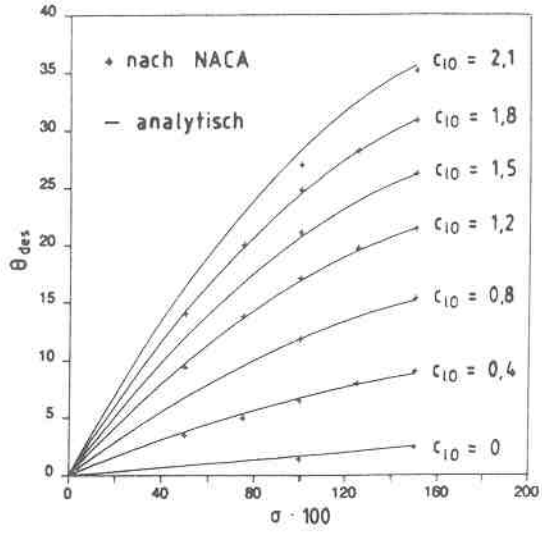


Abbildung 2.10: Umlenkung; analytisch und nach NACA ($\beta_1^* = 60°$) [1]

Wie bereits oben erwähnt, existiert im allgemeinen kein Gitter, daß die erwünschte Umlenkung der Strömung genau erreicht. Deshalb wird bei der Auslegung der einzelnen Gitter darauf geachtet, daß bei gegebener Solidity $\sigma$ und festliegendem Anströmwinkel $\beta_1^*$ der vorgesehene Abströmwinkel $\beta_2^F$ - ein Ergebnis der Arbeit von *Fux* [5] - möglichst genau erreicht wird, was zu folgendem Auslegungskriterium führt:

$$\|\beta_2^* - \beta_2^F\| \rightarrow min. \qquad \text{bei freier Wahl von } c_{L0} \tag{2.13}$$

## 2.3 Gittercharakteristik

Um das gewählte Gitter zu charakterisieren, sind für das Stromlinienkrümmungsverfahren Hearsey Version 75 folgende Eingabedaten notwendig:

1. Anströmwinkel $\beta_1^*$
2. Abströmwinkel $\beta_2^*$
3. Änderung des Abströmwinkels bei Änderung des Anströmwinkels $\frac{d\beta_2}{d\beta_1}$
4. minimaler Totaldruckverlustbeiwert $\overline{\omega}_1^*$
5. Verlauf des Totaldruckverlustbeiwerts bei Variation des Anströmwinkels $\beta_1$

### 2.3.1 Anströmwinkel $\beta_1^*$

Für den Anströmwinkel $\beta_1^*$ ist jener Strömungswinkel im jeweiligen Koordinatensystem zu wählen, bei dem minimale Verluste auftreten. Der Verlauf der Verluste wird - wie in 2.3.5 näher ausgeführt - durch zwei Parabelzweige angenähert, deren Scheitel bei $\beta_1^*$ minimale Werte erreicht. Näherungsweise - gesetzt der Fall, daß inzidenzfrei angeströmt wird - kann er mit dem Strömungswinkel $\beta_1$ gleichgesetzt werden, da die notwendige Inzidenz, um minimale Verluste zu erreichen, etwa $-1° \leq i \leq 0°$ beträgt.

### 2.3.2 Abströmwinkel $\beta_2^*$

Für den Abströmwinkel $\beta_2^*$ ist jener Abströmwinkel zu wählen, den die Strömung bei inzidenzfreier Zuströmung nach Verlassen des gewählten Gitters weit hinter dem Gitter erreicht. $\beta_2^*$ errechnet sich zu

$$\beta_2^* = \beta_1^* - \Delta\beta(\sigma, \beta_1^*, c_{L0}). \tag{2.14}$$

Der Umlenkwinkel $\Delta\beta(\sigma, \beta_1^*, c_{L0})$ errechnet sich nach Gleichung 2.12 und ist dabei wie in Abbildung 2.11 definiert.

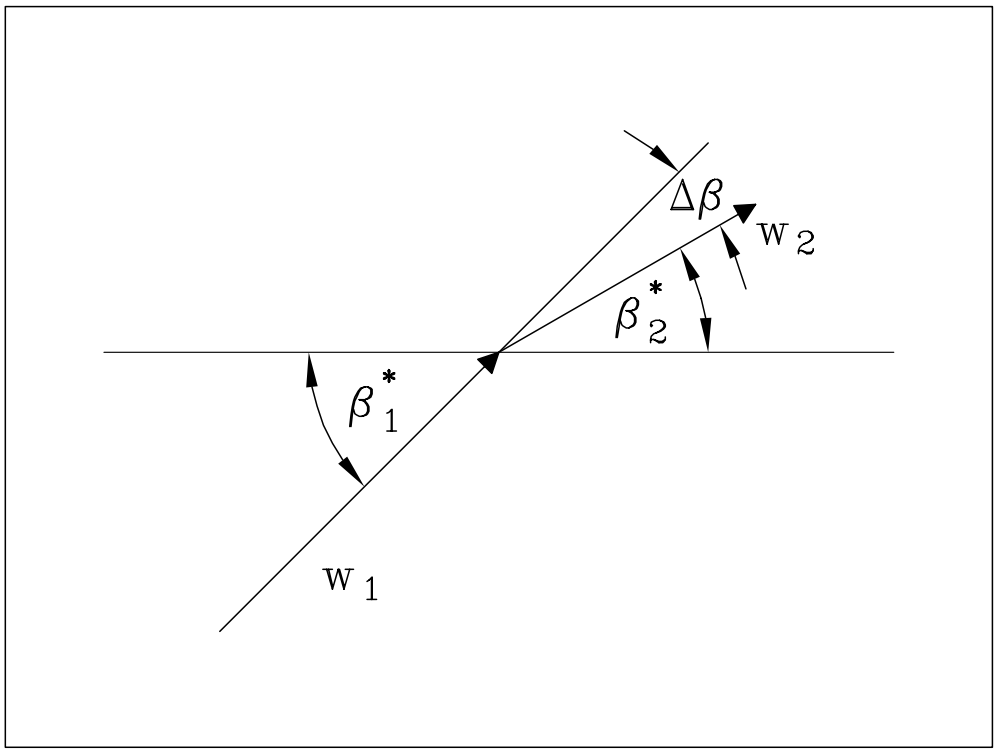


Abbildung 2.11: Zusammenhang von $\beta_1^*$, $\beta_2^*$ und $\Delta\beta$

### 2.3.3 Variation des Abströmwinkels bei Änderung des Anströmwinkels $\frac{d\beta_2}{d\beta_1}$

Der Zusammenhang Abströmwinkel - Anströmwinkel kann näherungsweise durch eine Gerade durch den Punkt $(\beta_1^*, \beta_2^*)$ wiedergegeben werden, skizziert in Abbildung 2.12. Deshalb ist nur

noch ein weiterer Wert für die Eingabe nötig, nämlich die Steigung der Geraden. Diese Größe kann aus dem NACA-Report SP36 [10] entnommen werden und entspricht dem $(\frac{d\delta^0}{di})_{ref}$ beim Anströmwinkel $\beta_1^*$ aus Abbildung 2.9.

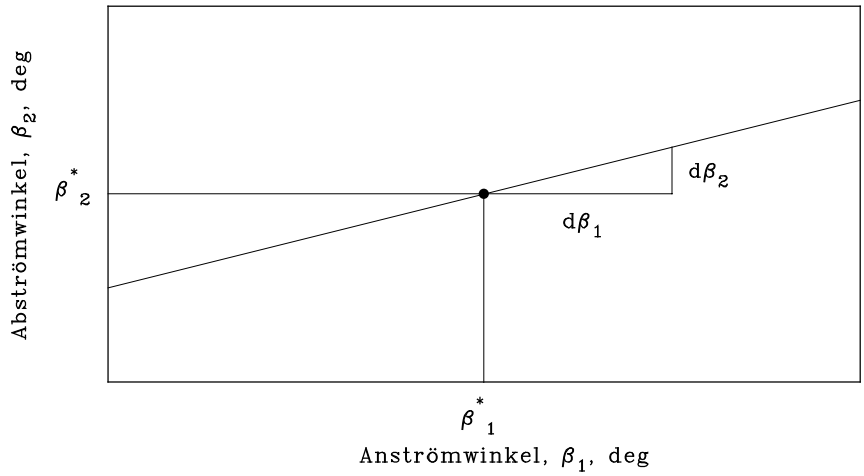


Abbildung 2.12: Zusammenhang Abströmwinkel $\beta_2$ - Anströmwinkel $\beta_1$

### 2.3.4 Minimaler Totaldruckverlustbeiwert $\overline{\omega}_1^*$

Verluste entstehen in den Schaufelreihen durch Reibungs- und Kompressibilitätseffekte, die zu einer Entropieerhöhung in der Strömung führen. In Hearsey Version 75 wird eine reibungsfreie Strömung angenommen, Verluste können in den einzelnen Rechenstationen gesondert berücksichtigt werden. Dies geschieht mit Hilfe des Totaldruckverlustbeiwerts $\overline{\omega}$.

Im Totaldruckverlustbeiwert müssen alle den Verlust verursachenden Effekte zusammengefaßt werden. Um die Genauigkeit der Rechnung nicht zu verringern, sind Zusammenhänge für die Beschreibung dieser Effekte zu verwenden, die die Einflüsse der wesentlichen Entwurfsparameter qualitativ und quantitativ wiedergeben, allgemeingültig und durch Messungen verifiziert sind.

Die Verluste lassen sich in Profil-, Sekundär-, Spalt- und Schwankungsverlust und Verlust durch Machzahleinfluß aufteilen.

#### 2.3.4.1 Profilverlustbeiwert $\overline{\omega}_{1P}^*$

Der Profilverlust umfaßt Verluste, die in den Profilgrenzschichten außerhalb der Seitenwandgrenzschichten an Nabe und Gehäuse durch Reibung entstehen.

Sowohl auf der Saug- als auch auf der Druckseite des Profils entstehen in ihrer Dicke anwachsende Grenzschichten, die am hinteren Profilende zusammenlaufen und eine Nachlaufdelle bilden. Als Folge der Grenzschichten an den Oberflächen entsteht ein Totaldruckverlust. Die Größe des Totaldruckverlusts wird angegeben in Form des Totaldruckverlustbeiwerts $\overline{\omega}_P$, der allgemein als das Verhältnis des Totaldruckverlusts $\overline{\Delta p_t}$ über die Schaufelreihe von Ein- zu Austrittsstation zu irgend einem dynamischen Referenzdruck $(p_t - p)_{ref}$ definiert ist, oder

$$\overline{\omega}_{P,ref} = \frac{\overline{\Delta p_t}}{(p_t - p)_{ref}}. \tag{2.15}$$

Für inkompressible Strömung ist der Bezugswert $(p_t - p)_{ref}$ gleich dem konventionellen dynamischen Druck $\frac{1}{2}\rho w^2$, bei kompressibler Strömung muß dieser Wert wegen des großen Fehlers bei den lokal auftretenden hohen Machzahlen $M$ noch mit der Korrekturfunktion

$$F(M,\kappa) = \frac{2}{\kappa M^2}\left[\left(1 + \frac{\kappa - 1}{2}M^2\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} - 1\right] \tag{2.16}$$

multipliziert werden. $\kappa$ bezeichnet den Isentropenkoeffizienten. Bei Verzögerungsgittern wird üblicherweise auf den Eintritt bezogen.

Der Totaldruckverlustbeiwert für inkompressible Strömung errechnet sich nach *Lieblein et al.* [13] gemäß

$$\overline{\omega}^*_{1P} = 2\left(\frac{\delta^{**}}{c}\right)_2 \frac{\sigma}{\cos\beta^*_2}\left(\frac{\cos\beta^*_1}{\cos\beta^*_2}\right)^2 \left\{\frac{\frac{2H_2}{3H_2-1}}{\left[1 - \left(\frac{\delta^{**}}{c}\right)_2 \frac{\sigma H_2}{\cos\beta^*_2}\right]^3}\right\}. \tag{2.17}$$

Darin bedeuten $\overline{\omega}^*_{1P}$ den auf den dynamischen Druck am Eintritt bezogene minimale Totaldruckverlust des Profils, $\left(\frac{\delta^{**}}{c}\right)_2$ das Verhältnis von Impulsverlustdicke zur Sehnenlänge am Gitteraustritt, $\sigma$ die Solidity, $\beta^*_1$ und $\beta^*_2$ die An- und Abströmwinkel und $H_2$ den Formfaktor, der das Verhältnis von Verdrängungsdicke $\delta^*$ zu Impulsverlustdicke $\delta^{**}$ am Austritt darstellt.

Den Verlust in seiner Größe bestimmende Faktoren sind in erster Linie die Solidity $\sigma$, die Strömungswinkel $\beta^*_1$ und $\beta^*_2$ und das Verhältnis von Impulsverlustdicke zur Sehnenlänge $\left(\frac{\delta^{**}}{c}\right)_2$. Der Term in den geschweiften Klammern ist dabei von sekundärer Bedeutung, da er in der Größe von rund 1 liegt.

*Vavra* [23] gibt für den Formfaktor $H_2$ und den Quotienten $\left(\frac{\delta^{**}}{c}\right)_2$ für mittlere Schaufelbelastungen folgende Werte an:

$$H_2 = 1,4 \tag{2.18}$$

$$\left(\frac{\delta^{**}}{c}\right)_2 = 0,016 \tag{2.19}$$

Der Einfluß von Mach- und Reynoldszahl auf den Formfaktor und den Quotienten $\left(\frac{\delta^{**}}{c}\right)_2$ wird hier nicht weiters berücksichtigt.

Da die Nachlaufdelle durch das Zusammenlaufen der beiden Grenzschichten an Saug- und Druckseite entsteht, hängt die Größe der Impulsverlustdicke $\delta^{**}$ von der Entwicklung der Grenzschichten und ebenso von der Dicke des hinteren Schaufelendes ab. Für die Beschaufelung von Verdichtern ist dieser Einfluß von geringer Größe, da das hintere Profilende meist sehr dünn ausgeführt ist.

Das Anwachsen der Grenzschichten hängt vorwiegend von folgenden Faktoren ab:

1. Geschwindigkeitsgradienten an der Oberfläche
2. Reynoldszahl der Strömung
3. Turbulenzgrad der freien Strömung

Profile mit einer Geschwindigkeitsverteilung, die eine hohe Verzögerung der Strömung nach sich ziehen, tendieren zur Bildung von relativ dicken Grenzschichten. Die Größe der Strömungsverzögerung hängt im allgemeinen von der Schaufelgeometrie und dem Inzidenzwinkel ab. Bei steigenden Machzahlen nimmt der Einfluß der Kompressibilität ebenfalls zu, der sich an der Oberfläche in einer geänderten Geschwindigkeitsverteilung bemerkbar macht. Die größte Geschwindigkeit an der Oberfläche steigt bei zunehmenden Machzahlen durch den Kompressibiltätseinfluß schneller an als die Geschwindigkeiten an den beiden Schaufelenden, weshalb die Verzögerung von maximaler Geschwindigkeit zu der am Austritt anwächst und die Grenzschicht in ihrer Dicke zunimmt.

Liegen die Reynoldszahlen $Re$, gebildet mit der Relativgeschwindigkeit am Gittereintritt $w_1$, der Sehnenlänge $c$ der Schaufeln und der kinematischen Viskosität $\nu$ gemäß

$$Re = \frac{w_1 c}{\nu}, \tag{2.20}$$

unter 2,5*$10^5$, so kann es zur Ausbildung einer laminaren Grenzschicht kommen. Bei höheren Reynoldszahlen ist die Profilgrenzschicht überall turbulent, und es muß keine Korrektur zur Beachtung einer laminaren Grenzschicht durchgeführt werden [12].

#### 2.3.4.2 Sekundärverlustbeiwert $\overline{\omega}^*_{1S}$

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

Im Bereich der Seitenwandgrenzschichten entstehen aufgrund der größeren Umlenkung zwei Sekundärwirbel. Durch den Sekundärwirbel an der Nabe wird ein weiterer Endwirbel hervorgerufen, der zur Strömungsablösung an der Schaufelhinterkante im Bereich der Seitenwandgrenzschicht der Nabe führt.

Aufgrund der Druckdifferenz zwischen Druck- und Saugseite entsteht eine Spaltströmung am freien Schaufelende, die Geschwindigkeitskomponenten orthogonal zur Hauptströmungsrichtung aufweist, die in der nachfolgenden Schaufelreihe nicht mehr genutzt werden können. Aufgrund dieser Spaltströmung kommt es zur Ausbildung eines Spaltwirbels, der die Sekundärströmung und somit die Sekundärverluste beeinflußt.

Die Verlustkorrelationen sind [23] entnommen.

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

$$c_{ws} = 0,018\frac{c}{h} \tag{2.21}$$

gegeben ist, in die Rechnung ein. $h$ ist die Schaufelhöhe des betrachteten Gitters, $c$ seine Sehnenlänge.

Der induzierte Widerstandskoeffizient $c_{wi}$ faßt die Verluste durch die beiden Sekundärwirbel und durch die Spaltströmungen am Schaufelende zusammen. Der induzierte Widerstandskoeffizient ist gegeben durch

$$c_{wi} = 0,04 c_L^2 \sigma \frac{s}{h} + 0,25 c_L^2 \sigma \frac{\delta}{h} \frac{1}{\cos \beta_2^*}. \tag{2.22}$$

Der erste Term in Gleichung 2.22 stellt den Einfluß der Sekundärwirbel, der zweite den der Spaltströmung dar. $s$ bezeichnet die Teilung des Gitters, $c_L$ den Auftriebsbeiwert des Gitters und $\sigma$ die Solidity. Für das Verhältnis von Schaufelspalt $\delta$ zur Schaufelhöhe $h$ gibt *Vavra* [23] einen Wert von 1 bis 2 % an. Hier wird $\frac{\delta}{h} = 0{,}015$ gesetzt.

Traupel [20] gibt den minimalen Radialspalt $\delta$ in Abhängigkeit vom Radius der Schaufelspitze $r_S$ als Minimum von

$$\delta[mm] = \frac{r_S[mm]}{500} \tag{2.23}$$

$$\delta[mm] = 0,6 \frac{r_S[mm]}{500} + 0,25mm \tag{2.24}$$

an.

Der Auftriebsbeiwert $c_L$ entspricht in obigem Zusammenhang nicht dem nach NACA-Report SP36 [10] ermitteltem Auftriebsbeiwert $c_{L0}$, da letzterer für isolierte Profile, nicht aber für Profile im Gitterverband gültig ist. Der hier einzusetzende Auftriebsbeiwert kann durch Annahme von quasi-zweidimensionaler Strömung in zylindrischem Ringquerschnitt ermittelt werden. Da die Dichteunterschiede des Fluids in einer axialen Stufe meist klein sind, werden diese vernachlässigt.

Abbildung 2.13 zeigt das Geschwindigkeitsdreieck eines Gitters, in dem das Fluid von der Geschwindigkeit $w_1$ auf die Geschwindigkeit $w_2$ verzögert wird. Diese zwei Geschwindigkeiten sind aufgrund der endlichen Zahl der Schaufeln als jene Geschwindigkeiten zu verstehen, die weit vor bzw. weit nach dem Gitter auftreten. $F$ bezeichnet die auf die Schaufel wirkende Kraft je Längeneinheit, $D$ die auf die Schaufel wirkende Widerstandskraft je Längeneinheit. Ist nun $D$ klein im Vergleich zu $F$, so kann $F$ näherungsweise als orthogonal zur mittleren vektoriellen Geschwindigkeit $w_\infty$ angesehen werden.

Der Auftriebsbeiwert $c_L$ ist wie folgt definiert:

$$c_L = \frac{F}{\frac{\rho}{2} w_\infty^2 c} \tag{2.25}$$

Wird nun der Widerstand als vernachlässigbar klein betrachtet, so gelten folgende Zusammenhänge:

$$F = F_u \cos\beta_\infty + F_{ax} \sin\beta_\infty \tag{2.26}$$

$$F_u = \rho s w_{ax} \Delta w_u \tag{2.27}$$

$$F_{ax} = \rho s w_{ax} \Delta w_u \tan\beta_\infty \tag{2.28}$$

$$w_{ax} = w_\infty \cos\beta_\infty \tag{2.29}$$

$$\Delta w_u = w_{u1} - w_{u2} \tag{2.30}$$

Darin bedeuten $F_u$ die Kraft auf die Schaufel je Längeneinheit in Umfangsrichtung, $F_{ax}$ die in axialer Richtung, $w_{ax}$ die Geschwindigkeitskomponente der Strömung in axialer Richtung, $s$ die Teilung, $c$ die Sehnenlänge, $\beta_\infty$ den Winkel der mittleren vektoriellen Geschwindigkeit $w_\infty$ und $\Delta w_u$ die Differenz der Umfangskomponenten der beiden Relativgeschwindigkeiten $w_1$ und $w_2$.

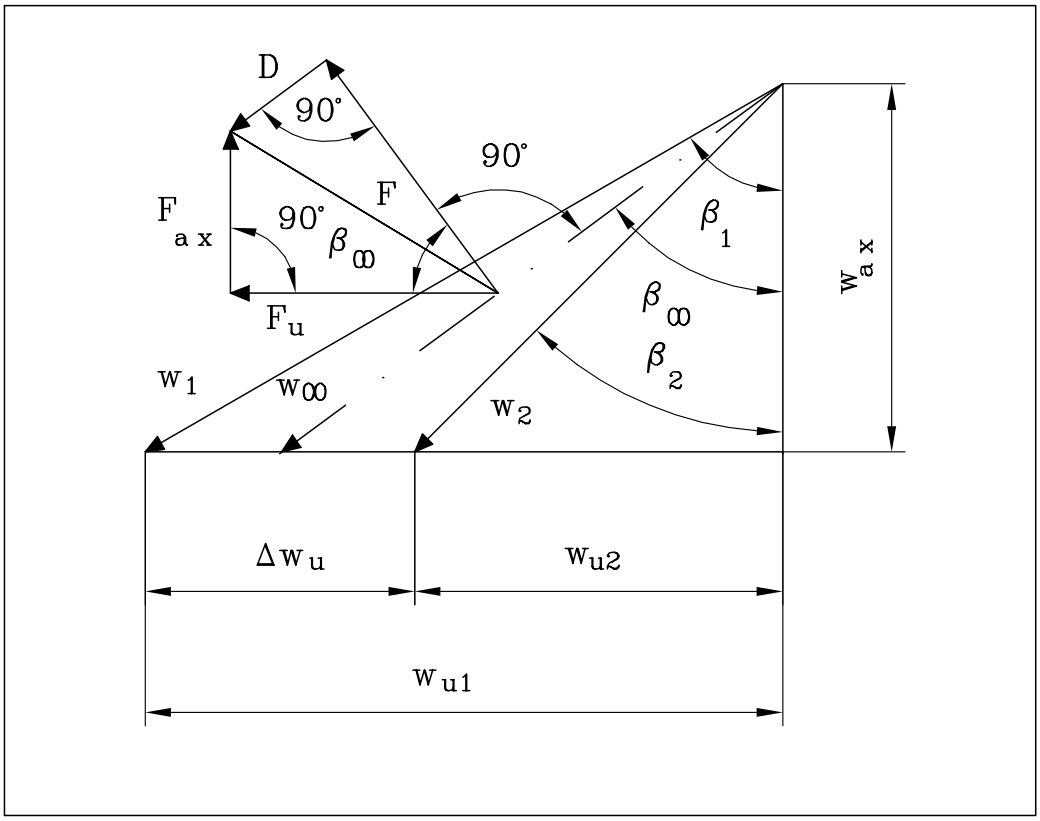


Abbildung 2.13: Geschwindigkeitsdreieck

Setzt man diese Zusammenhänge in obige Formel für den Auftriebsbeiwert $c_L$ ein, so erhält man für den Auftriebsbeiwert eines Profils im Gitter

$$c_L = \frac{2}{\sigma}\frac{\Delta w_u}{w_\infty} = \frac{2}{\sigma}\left[\tan\beta_1 - \tan\beta_2\right]\cos\beta_\infty. \tag{2.31}$$

Den Totaldruckverlustbeiwert zufolge Sekundärströmungen $\overline{\omega}^*_{1S}$ erhält man durch Addition der beiden Anteile $c_{ws}$ und $c_{wi}$ zum Gesamtwiderstandskoeffizienten $c_w$ und anschließende Umrechnung durch

$$\overline{\omega}^*_{1S} = c_w \sigma \frac{\cos^2 \beta_1}{\cos^3 \beta_\infty F(M, \kappa)}. \tag{2.32}$$

Dieser Zusammenhang gilt jedoch nur bei gleichen Axialgeschwindigkeiten am Ein- und Austritt in der Schaufelreihe exakt.

Die beiden Zusammenhänge für $c_{ws}$ und $c_{wi}$ stimmen - wie *Watzlawick* [24] zeigt - sehr gut mit den Ergebnissen experimenteller Untersuchungen überein.

#### 2.3.4.3 Schwankungsverluste

Der nach Gleichung 2.17 errechnete Totaldruckverlustbeiwert für inkompressible Strömung gilt exakt nur bei stationärer Parallel-Anströmung des Gitters. In der Stufe wird die Gleichmäßigkeit der Anströmung jedes Gitters jedoch dadurch gestört, daß hinter jeder Schaufel ein wirbelbehaftetes Nachlaufgebiet entsteht, wodurch die relative Anströmung des nachfolgend vorbeilaufenden Gitters mit periodisch wechselnder Geschwindigkeit und Richtung erfolgt. Die kinetische Energie der dadurch verursachten Schwankungsanteile der Schaufelzirkulation wird der Strömung als Verlust entzogen. Die Größe des Verlusts hängt vom Schwankungsanteil der Anströmgeschwindigkeit, von der Anströmgeschwindigkeit selbst und von der Geometrie ab [16].

Nach *Möhle* [15] kommt es weiters zu einer Rückwirkung der Schaufelnasen des Folgerades auf die Hinterkanten der Schaufel des vorhergehenden Rades. Diese Rückwirkung ist besonders bei Schaufeln mit großer Wölbung ausgeprägt und bewirkt, daß bei kleinem axialen Abstand der Schaufelreihen die Verluste abgemindert werden. *Möhle* führt dies auf die auftretende geordnete Grobturbulenz zurück. Es kommt zur Ausbildung einer turbulenten Grenzschicht auf der Profilsaug- und -druckseite. Dadurch steigen zwar die Reibungsverluste an, sie hat aber auch die Fähigkeit, einen größeren Druckanstieg mitzumachen, ohne abzulösen. Die Verminderung des Druckwiderstands durch Einschränkung des Ablösegebiets überwiegt im allgemeinen die Erhöhung des Reibungswiderstandes der Grenzschicht bei weitem, so daß sich meist ein beachtlicher Gewinn ergibt.

Bei den hier ausgelegten Verdichtern liegt das Verhältnis des axialen Abstands zur axialen Sehnenlänge etwa bei 0,25. Nach [15] heben sich bei den hier auftretenden Verhältnissen des axialen Abstands zur axialen Sehnenlänge die Schwankungsverluste mit dem Gewinn durch die Rückwirkung in etwa auf, weshalb die Schwankungsverluste nicht berücksichtigt werden.

#### 2.3.4.4 Verluste durch hohe Anströmmachzahlen

Bei hohen relativen Anströmmachzahlen steigt die Machzahl am Profil schneller als jene am Eintritt. Dadurch kommt es auch bei unterkritischem Anströmen an der Saugseite des Profils zur Ausbildung eines Überschallgebiets, das mit einem Verdichtungsstoß endet. Das Auftreten eines Verdichtungsstoßes bedeutet nicht, daß die Verluste abrupt ansteigen, sondern sie nehmen mit zunehmender Anströmmachzahl - und damit mit der Stärke der Stöße - progressiv zu.

Abbildung 2.14 zeigt den Verlauf des Totaldruckverlusts über der relativen Anströmmachzahl. Die von *Fux* [5] in seiner Arbeit entworfenen Verdichter weisen nur kleine Bereiche mit höheren Anströmmachzahlen auf, sodaß diese Verluste nicht berücksichtigt werden.

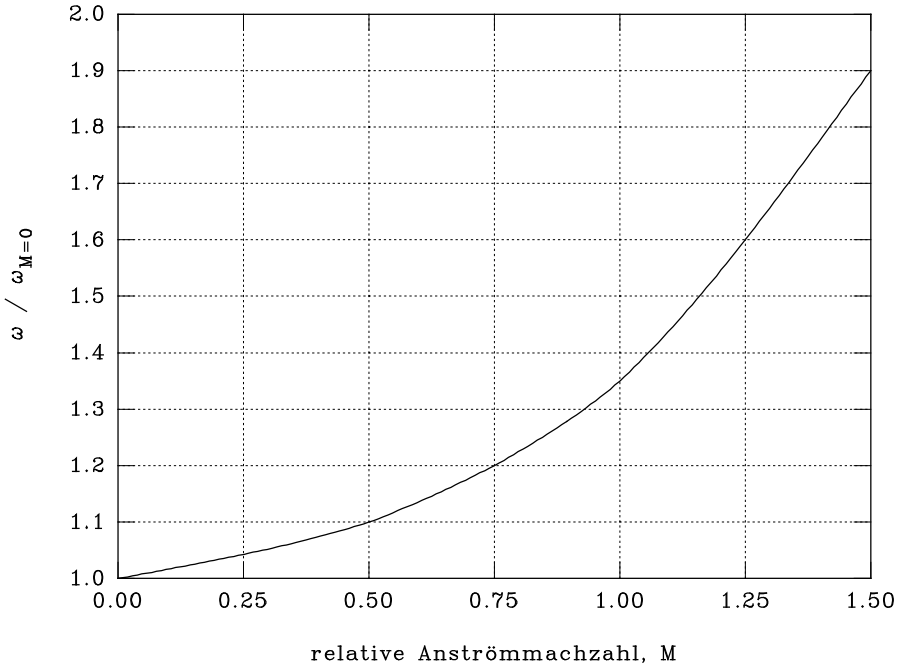


Abbildung 2.14: Einfluß der relativen Eintrittsmachzahl auf den Totaldruckverlustbeiwert für eine typische Verdichterbeschaufelung [12]

#### 2.3.4.5 Zusammensetzen der Verluste

Der Profilverlustbeiwert $\overline{\omega}^*_{1P}$ wird an der Nabe, am mittleren Radius und am Gehäuse mit den lokalen Geschwindigkeitsdreiecken berechnet.

Durch den Schaufelspalt $\delta$ entstehen in den Schaufelspitzen zusätzliche Verluste. In Wirklichkeit kommt es aufgrund der Reibung an den Seitenwänden und der Turbulenz in der Strömung zu einer radialen Durchmischung. Bei Hearsey Version 75 kann kein Modell implementiert werden, das diese radiale Durchmischung berücksichtigt, wodurch die Verluste zu hoch ausfallen. Als Näherung wird deshalb der Sekundärverlustbeiwert $\overline{\omega}^*_{1S}$ nur mit den Geschwindigkeitsdreiecken am mittleren Radius berechnet und in allen drei Schaufelschnitten verwendet. Dadurch werden die Sekundärverluste über der Schaufellänge verschmiert.

Den minimalen Totaldruckverlustbeiwert $\overline{\omega}^*_1$ erhält man durch Addition des jeweiligen Profilverlustbeiwerts und des für alle drei Schnitte konstanten Sekundärverlustbeiwerts.

### 2.3.5 Verlauf des Totaldruckverlustbeiwerts bei Variation des Anströmwinkels $\beta_1$

Wird ein Gitter nicht derart angeströmt, daß minimale Verluste auftreten, sondern weicht der Anströmwinkel $\beta_1$ von $\beta^*_1$ ab, so steigen - unabhängig, ob positive oder negative Inzidenzen auftreten - die Verluste progressiv an.

Dies wird bei Hearsey Version 75 folgendermaßen berücksichtigt: Hearsey Version 75 beschreibt den Verlauf des Totaldruckverlustbeiwerts durch zwei Parabelzweige, deren Scheitel

durch das Wertepaar $(\overline{\omega}_1^*, \beta_1^*)$ vorgegeben ist. Sowohl bei Abweichungen des Anströmwinkels in Richtung negativer als auch positiver Inzidenzen wird dem Programm jeweils ein Anströmwinkel übergeben, bei dem der Totaldruckverlustbeiwert gerade das Doppelte des minimalen Totaldruckverlustbeiwerts $\overline{\omega}_1^*$ beträgt.

Die Sekundärverlustbeiwerte werden über den gesamten Anströmbereich des Gitters als konstant angesehen, die Profilverlustbeiwerte haben einen parabolischen Verlauf, abhängig vom Anströmwinkel $\beta_1$. Beide Verläufe sind in Abbildung 2.15 dargestellt.

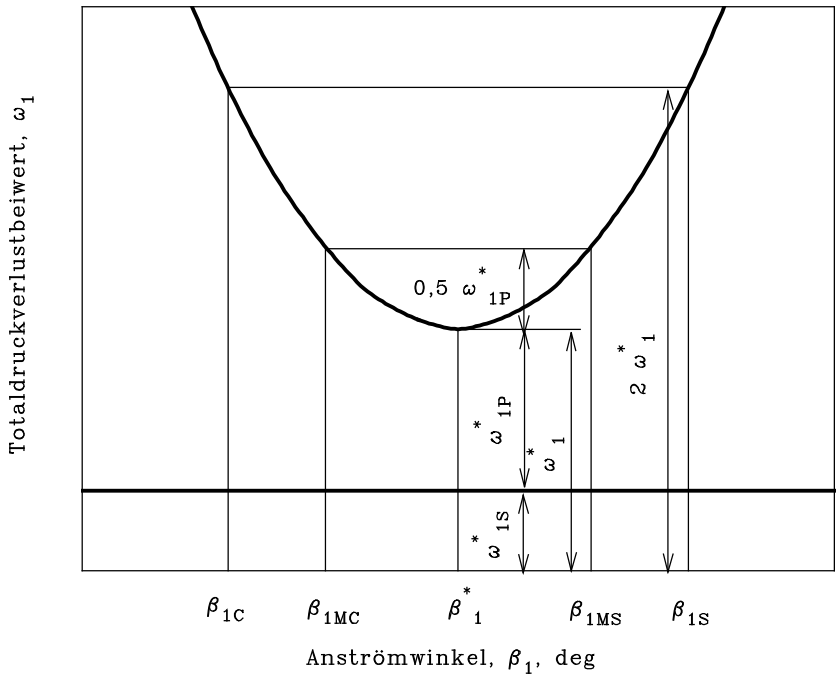


Abbildung 2.15: Schematischer Verlauf des Totaldruckverlustbeiwerts

Um den Verlauf des Profilverlustbeiwerts zu bestimmen, werden einerseits die *Mellor*-Diagramme aus [9] verwendet. Diese liefern einen Zusammenhang zwischen dem Anströmwinkel $\beta_1$ und dem Abströmwinkel $\beta_2$ mit den Parametern Staffelungswinkel $\gamma$ und Solidity $\sigma$ in graphischer Form, wobei deren Darstellungsbereich durch den 1,5fachen minimalen Profilverlustbeiwert begrenzt ist. Andererseits wird ein numerischer Zusammenhang von *Anschütz* herangezogen, aus dem sich der Staffelungswinkel $\gamma$ - bei vorgegebener Solidity und Anströmwinkel - für minimale Verluste berechnen läßt.

Nach NACA-Report SP36 [10] läßt sich der Staffelungswinkel $\gamma$ mit

$$\gamma = \beta_1^* - i - \frac{\varphi}{2} \tag{2.33}$$

berechnen.

*Anschütz* [1] stellte einen mathematischen Zusammenhang zwischen dem Anstellwinkel $\alpha_1^*$, dem Auftriebsbeiwert des isolierten Profils $c_{L0}$ und der Solidity $\sigma$ auf, der lautet:

$$\alpha_1^*(\sigma, c_{L0}) = F_1(\sigma) + F_2(\sigma) c_{L0} \tag{2.34}$$

Die beiden Funktion $F_1$ und $F_2$ sind darin:

$$F_1(\sigma) = 0,34 + 3,8\sigma - 0,57\sigma^2 \tag{2.35}$$

$$F_2(\sigma) = 2,0 + 6,7\sigma - 1,4\sigma^2 \tag{2.36}$$

Der Anstellwinkel $\alpha_1^*$ wird im mittleren Bereich minimaler Widerstandsbeiwerte definiert und ist weitgehend unabhängig vom Anströmwinkel $\beta_1^*$. Abbildung 2.16 zeigt den Verlauf dieser Kurven für die Variation des Auftriebbeiwerts eines isolierten Profils $c_{L0}$ und der Solidity $\sigma$.

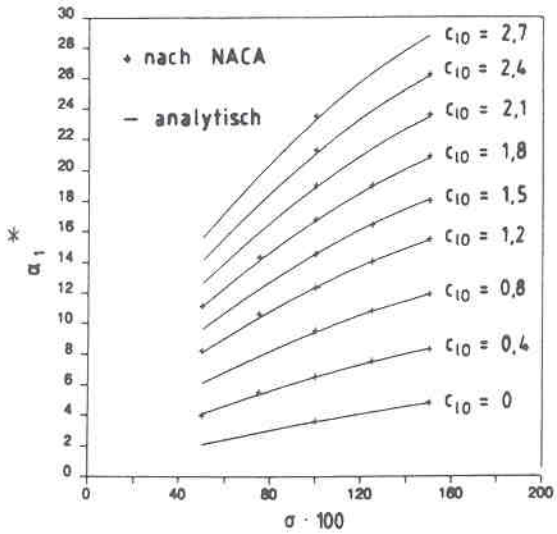


Abbildung 2.16: Anstellwinkel; analytisch und nach NACA [1]

Weiters gilt der Zusammenhang

$$\alpha_1^* = \beta_1^* - \gamma, \tag{2.37}$$

wodurch sich der Staffelungswinkel $\gamma$ wie folgt berechnet:

$$\gamma = \beta_1^* - \alpha_1^*(\sigma, c_{L0}) \tag{2.38}$$

Mit diesem Staffelungswinkel können nun aus den *Mellor*-Diagrammen jene Anströmwinkel bestimmt werden, bei denen die Profilverlustbeiwerte den 1,5fachen Wert betragen, wobei $\beta_{1MC}$ den kleineren Anströmwinkel und $\beta_{1MS}$ den größeren bezeichnen.

Mit Hilfe des Profilverlustbeiwerts $\overline{\omega}_{1P}^*$, des Sekundärverlustbeiwerts $\overline{\omega}_{1S}^*$ und des jeweiligen Anströmwinkels, bei dem der Profilverlustbeiwert den 1,5fachen Wert hat, lassen sich nun die beiden Anströmwinkel errechnen, bei denen der Gesamtverlust den doppelten Wert des minimalen Gesamtverlusts erreicht:

$$\beta_{1S} = \beta_1^* + \sqrt{2\frac{\overline{\omega}_{1P}^* + \overline{\omega}_{1S}^*}{\overline{\omega}_{1S}^*}(\beta_1^* - \beta_{1MS})^2} \tag{2.39}$$

bzw.

$$\beta_{1C} = \beta_1^* - \sqrt{2\frac{\overline{\omega}_{1P}^* + \overline{\omega}_{1S}^*}{\overline{\omega}_{1S}^*}(\beta_1^* - \beta_{1MC})^2} \tag{2.40}$$

## 2.4 Vorleitreihe

Die Vorleitreihe stellt im Axialverdichter eine Besonderheit dar, da es sich um ein Beschleunigungsgitter handelt. Der Totaldruckverlustbeiwert wird - im Gegensatz zu Verzögerungsgittern - auf den Austrittszustand des Schaufelgitters bezogen. Seine Definition ist daher

$$\overline{\omega}_1 = \frac{p_{t0} - p_{t1}}{p_{t1} - p_1}. \tag{2.41}$$

Die Verlustkorrelation für die Vorleitreihe wurde einem Artikel von *Wisler et al.* [25] entnommen und lautet

$$\overline{\omega}_1 = 0,035 + 0,00075\alpha_1, \tag{2.42}$$

wobei $\alpha_1$ 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 $\overline{\omega}_1 = 0{,}05$. Für Werte von $20° < \alpha_1 \leq 21°$ wurde der Totaldruckverlustbeiwert linear extrapoliert.

## 2.5 Versperrung

Hearsey Version 75 berechnet die Versperrungen, welche das Verhältnis der durch die Naben- und Gehäusegrenzschicht versperrten Fläche zur gesamten Fläche des Kreisrings darstellen, mittels des *Jansen*-Verfahrens. Hier wird die Seitenwandgrenzschicht wie eine turbulente Grenzschicht an einer ebenen Platte, bei aufgeprägtem Druckgradienten in Hauptströmungsrichtung, betrachtet. Die Gleichung für die Impulsverlustdicke an einer Seitenwand lautet [17]:

$$\delta^{**} = w_m^{-3,4}\nu^{0,2}\left(C_1 + 0,016\int w_m^4 dm\right)^{0,8} \tag{2.43}$$

$w_m$ steht für die meridionale Geschwindigkeitskomponente der Relativgeschwindigkeit $w$, $\nu$ für die kinematische Viskosität. Die Konstante $C_1$ wird aus der Versperrung für die erste Rechenstation berechnet, die vorgegeben werden muß. Aus der Impulsverlustdicke $\delta^{**}$ wird dann über den Formfaktor $H$ die Verdrängungsdicke $\delta^*$ berechnet. Für mehrstufige Verdichter hat sich

$$H = \frac{\delta^*}{\delta^{**}} = 0,7 \tag{2.44}$$

bewährt.

## 2.6 Auslegen des Verdichters

### 2.6.1 Algorithmus

Die Auslegung der Verdichter erfolgt auf iterative Weise mit zwei Programmen. Das eine ist ein Preprozessor, der interaktiv mit dem Benutzer eine Eingabedatei für das zweite Programm Hearsey Version 75 erstellt. Hearsey Version 75 berechnet mit Hilfe des Stromlinienkrümmungsverfahren die Strömung im Verdichter und gibt die Strömungsdaten in einer Ausgabedatei aus.

#### 2.6.1.1 Programmablauf im Preprozessor

Beim ersten Iterationsschritt werden die von *Fux* berechneten Strömungs- und Geometriedaten eingelesen. Jede Schaufel wird durch drei Schnitte diskretisiert, welche der Naben-, der mittlere und der Gehäuseschnitt sind. Für jeden Schnitt werden die Strömungswinkel, radiale und axiale Abmessungen am Gitterein- und -austritt, die Machzahl am Gittereintritt, die Solidity und für jede Reihe die Schaufelzahl eingelesen.

Mit diesen Daten werden die Profile der jeweiligen Schnitte nach dem in Gleichung 2.13 genannten Auslegungskriterium ausgewählt. Mit den ausgewählten Profilen, den Geometrie- und Strömungsdaten werden die Gittercharakteristiken der einzelnen Schnitte, wie in Kapitel 2.3 erläutert, berechnet. Dafür bedarf es der Eingabe der Strömungswinkeln aus den *Mellor*-Diagrammen, bei denen der 1,5fache Profilverlust auftritt, und der Steigung der Geraden vom linearisierten Zusammenhang zwischen An- und Abströmwinkel.

In einer Datei werden nun die Steuerparameter für Hearsey Version 75, der Verlauf der Nabe und des Gehäuses, die Lage der Stützstellen für die Interpolation der Gittercharakteristiken durch Angabe der radialen Koordinate und die dazugehörigen Charakteristiken zwischengespeichert.

In eine andere Datei werden die verwendeten Anströmwinkel und die Profil- und Sekundärverlustbeiwerte jedes Schnitts geschrieben. Die verwendeten Anströmwinkel, bei denen minimale Verluste auftreten, sind für den nächsten Iterationsschritt, die beiden Totaldruckverlustbeiwerte für die spätere Abschätzung der Lage der Pumpgrenze durch das Kriterium des Doppelten Profilverlusts nötig.

In den nächsten Iterationsschritten werden die von *Fux* berechneten Abströmwinkel eingelesen. Die übrigen Strömungs- und Geometriedaten werden aus der von Hearsey Version 75 zuletzt erstellten Ausgabedatei eingelesen. Nach Einlesen der im vorigen Iterationsschritt verwendeten Anströmwinkel wird für jeden Schnitt der Schaufel der Fehler zwischen den von Hearsey Version 75 zuletzt errechneten und den im vorigen Iterationsschritt verwendeten Anströmwinkel berechnet. Aus dem im vorigen Iterationsschritt verwendeten Anströmwinkel und diesem Fehler wird ein neuer Anströmwinkel errechnet. Bei diesem treten nun die minimalen Verluste auf. Mit den eingelesen Strömungs- und Geometriedaten und den neu berechneten Anströmwinkel werden die Profile neu gewählt und die Gittercharakteristiken wie im ersten Iterationsschritt berechnet. Das Speichern der gewonnenen Daten erfolgt wieder in den zwei zuvor genannten Dateien.

Der Abbruch der Iteration erfolgt, wenn der betragsmäßig größte Fehler aller Reihen 4° unterschreitet. Diese 4° wurden deshalb gewählt, da der betragsmäßig größte Fehler aller Reihen zunächst mit zunehmender Iterationsnummer abnimmt und sich in einem nächsten

Iterationsschritt aufgrund von starken Nichtlinearitäten (geänderter Massenstrom, geänderte Profilwölbung) sprunghaft vergrößert, um sich danach wieder schrittweise zu verringern. Dieser sprunghafte Anstieg erfolgte meist dann, wenn der betragsmäßig größte Fehler diese 4° unterschritten hatte.

#### 2.6.1.2 Stromlinienkrümmungsverfahren Hearsey Version 75

Das Programm Hearsey Version 75 berechnet nach dem Stromlinienkrümmungsverfahren iterativ die Strömung in einem Verdichter. Dazu bedarf es zunächst einer Eingabedatei, in der Steuerparameter, Verlauf der Nabe und des Gehäuses, Lage der Stützstellen für die Interpolation der Charakteristiken durch Eingabe der radialen Koordinate und die dazugehörigen Charakteristiken gespeichert sind.

Die wichtigsten Steuerparameter sind die maximale Anzahl der Iterationsschritte, Relaxations- und Dämpfungsfaktor, die Anzahl der Rechenstationen entlang einer Schaufel, die Drehzahl des Rotors, das Intervall des Totaldruckverhältnisses, in dem der zu berechnende Betriebspunkt liegen soll, der Massenstrom am Beginn der Iteration und die Änderung des Massenstroms je Iterationsschritt.

Der Verlauf der Nabe und des Gehäuses wird in jenen Punkten angegeben, wo sich die Naben- bzw. die Gehäusekontur mit der Schaufeleintritts- bzw. -austrittskante schneiden. Diese Schnittpunkte stellen die innersten bzw. äußersten Rechenstationen der Schaufel dar. Die übrigen Rechenstationen werden auf der Verbindungslinie vom Schnittpunkt an der Nabe zu dem am Gehäuse derart angeordnet, daß jeweils durch die Kreisringfläche zwischen zwei in radialer Richtung benachbarten Rechenstationen der gleiche Massenstrom tritt. Diese Rechenstationen ändern also im Laufe der Iteration im allgemeinen ihre Lage.

Bei der Berechnung der Strömung durch den Verdichter werden die Charakteristiken in den jeweiligen Rechenstationen aus den vorgegebenen Stützstellen und den dazugehörigen Charakteristiken interpoliert. Es stehen mehrer Interpolationsmethoden zur Auswahl, in dieser Arbeit werden die Charakteristiken zwischen den Stützstellen durch Spline-Approximation interpoliert.

Die Ausgabedatei von Hearsey Version 75 enthält unter anderem die Strömungsdaten in den Rechenstationen, den Verlauf der Versperrung, den Massenstrom, den polytropen und isentropen Wirkungsgrad und das erzielte Totaldruckverhältnis.

#### 2.6.1.3 Programmfolge und Datenfluß

In der Abbildung 2.17 ist der Datenfluß zwischen den beiden Programmen skizziert. Weiters sind die in den jeweiligen Dateien gespeicherten Daten angeführt. Bei der Auslegung der Verdichter werden die beiden Programme abwechselnd aufgerufen, bis das Abbruchkriterium erfüllt ist.

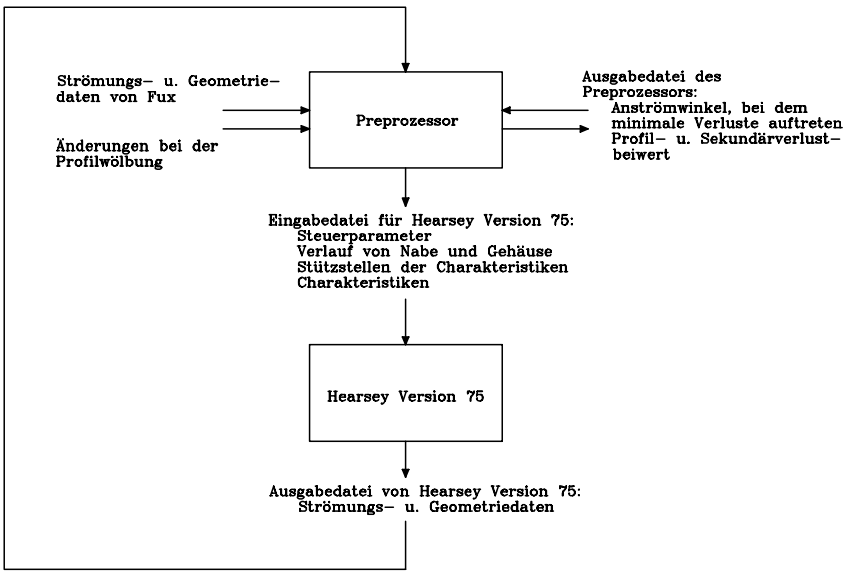


Abbildung 2.17: Datenfluß bei der Auslegung

### 2.6.2 Korrekturen

#### 2.6.2.1 Änderung des Massenstroms

Bei den Verdichtern, die mit obigem Algorithmus im Auslegungspunkt einen Massenstrom aufwiesen, der außerhalb des Intervalls $312 \pm 2\ kg/s$ lag, wurde in einem passenden Schnitt der Laufreihe der ersten Stufe die Wölbung derart verändert, daß der Massenstrom im oben genannten Intervall zu liegen kam.

Mußte der Massenstrom erhöht werden, weil er unter $310\ kg/s$ lag, so wurde ein Profil mit einem größeren Auftriebsbeiwert gewählt. Dieses lenkt die Strömung stärker um, sodaß der Abströmwinkel $\beta_2^*$ kleinere Werte als zuvor annimmt.

Vom physikalischen Standpunkt gesehen, kommt es durch die Anordnung von Gittern stromabwärts in einer subsonischen Strömung zu einer Beeinflußung der Strömung stromaufwärts. Die Strömung in den schaufellosen Kreisringquerschnitten werden bei Hearsey Version 75 nur durch die Charakteristiken der dazwischenliegenden Schaufelreihen verbunden. Daten über das Aussehen der verwendeten Schaufelprofile liegen nicht vor, wodurch keine Beeinflußung der Strömung stromaufwärts durch ein stromabwärts angeordnetes Gitter entsteht. Deshalb kann der Anströmwinkel $\beta_1^*$ als konstante Größe angesehen werden.

Die Erklärung, warum - konstantes $\beta_1^*$ vorausgesetzt - bei stärkerer Umlenkung bzw. bei kleinerem Abströmwinkel $\beta_2^*$ der Massenstrom steigt, liefert ein einfaches Modell, bestehend aus einer axialen Verdichterstufe mit gleicher Umfangsgeschwindigkeit am Ein- und Austritt.

Die Umfangsarbeit $a_u$ einer Stufe berechnet sich nach der *Euler*schen Impulsmomentengleichung wie folgt:

$$a_u = u\,(c_{u2} - c_{u1}) \tag{2.45}$$

Darin bezeichnet $u$ die Umfangsgeschwindigkeit an dem betrachteten Radius. Mit den geometrischen Zusammenhängen aus den Geschwindigkeitsdreiecken

$$\tan\alpha_1 = \frac{c_{u1}}{c_m} \tag{2.46}$$

$$\tan\beta_2 = \frac{w_{u2}}{c_m} \tag{2.47}$$

$$c_{u2} = u - w_{u2} \tag{2.48}$$

ergibt sich

$$a_u = u\,(u - c_m \tan\beta_2 - c_m \tan\alpha_1) \tag{2.49}$$

oder, in dimensionsloser Darstellung mit den dimensionslosen Kenngrößen Lieferzahl $\varphi$ und Arbeitszahl $\lambda$

$$\varphi = \frac{c_m}{u} \tag{2.50}$$

$$\lambda = \frac{a_u}{u^2}, \tag{2.51}$$

$$\lambda = 1 - \varphi\,(\tan\alpha_1 + \tan\beta_2)\,. \tag{2.52}$$

Da der Ausdruck $(\tan\alpha_1 + \tan\beta_2)$ immer größer Null ist, erhält man im verlustbehafteten Fall eine abfallende Gerade - Abbildung 2.18 -, deren Neigung - läßt man $\alpha_1$ konstant - nur vom Abströmwinkel abhängt. Bei kleiner werdendem Abströmwinkel $\beta_2$ wird die Gerade immer flacher, die Lieferzahl $\varphi$ nimmt für den gleichen Wert der Arbeitszahl $\lambda$ immer größere Werte an. Mit obiger Definition der Lieferzahl wächst gleichzeitig die Meridiangeschwindigkeit $c_m$ und daher auch der Massenstrom.

Analoges gilt bei zu hohem Massenstrom.

Die Änderung der Wölbung in einem passenden Schnitt der ersten Laufreihe erfolgt durch eine weitere Eingabedatei für den Preprozessor, die in Abbildung 2.17 ebenfalls dargestellt ist. In dieser Datei werden die Profiländerungen der einzelnen Schnitte jeder Reihe angegeben. Die Angabe der Änderung erfolgt mit der Zahl, um wie viele Stufen die Wölbung des Profils verändert wird. Eine positive Zahl bedeutet dabei eine Vergrößerung der Wölbung, eine negative eine Verringerung der Wölbung.

Zunächst erfolgt die Profilauswahl nach dem Auslegungskriterium nach Gleichung 2.13. Danach wird eventuell eine Vergrößerung bzw. Verringerung der Wölbung durchgeführt. Mit diesen neu gewählten Profilen werden nun die neuen Gittercharakteristiken ermittelt. Der weitere Programmablauf im Preprozessor ist wie in Kapitel 2.6.1.1.

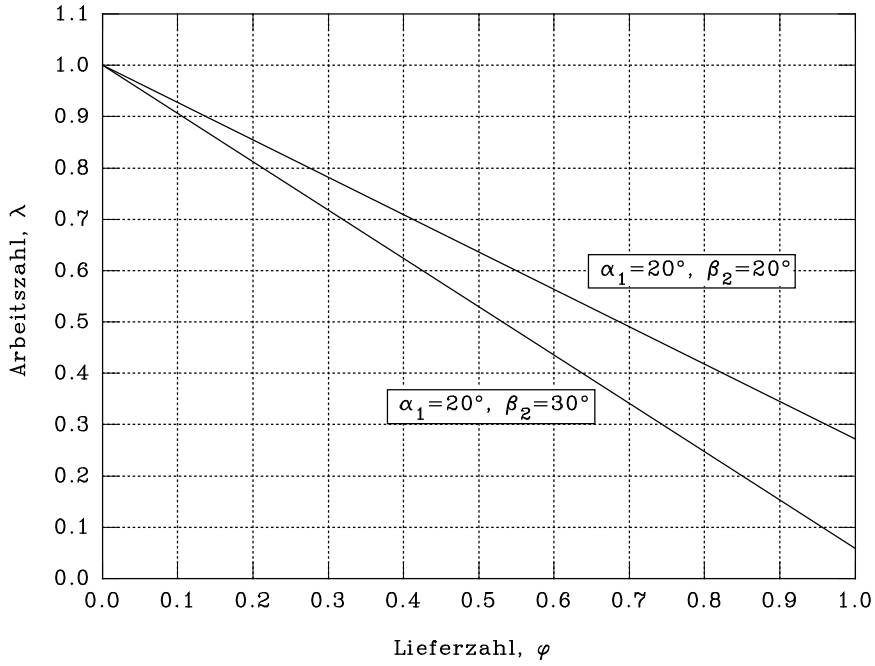


Abbildung 2.18: $\lambda$ - $\varphi$ - Zusammenhang für $\alpha_1 = 20°$ und $\beta_2 = 20°$ bzw. $\beta_2 = 30°$

#### 2.6.2.2 Auftretende Falschanströmung

Werden nach dem ersten Iterationsschritt die bei der Auslegung des Verdichters verwendeten Anströmwinkel, die für die weitere Iteration in einer Datei gesichert sind, mit den von Hearsey Version 75 berechneten Anströmwinkeln verglichen, so ergeben sich zum Teil sehr große Abweichungen. Die maximalen Abweichungen liegen bei rund 10°.

Wie Abbildung 2.19 beispielsweise zeigt, weichen die von Hearsey Version 75 berechneten Strömungswinkel des Nabenschnitts der Laufreihen im vorderen Teil des Verdichters mit konstantem Nabendurchmesser zum Teil sehr stark von den bei der Auslegung verwendeten Strömungswinkeln ab. Beinahe alle Schaufelschnitte werden mit positiver Inzidenz angeströmt. Dadurch liegt zwar der Wirkungsgrad des Verdichters nahe beim relativen Maximum des Wirkungsgradverlaufs, betrachtet man aber den Verlauf der Pumpgrenze, so verläuft diese im Verdichterkennfeld bei höheren Massenströmen als beispielsweise bei inzidenzfreier Anströmung der Lauf- bzw. Leitreihen.

Um diese Falschanströmung klein zu machen, wird der für die weitere Rechnung verwendete Anströmwinkel $\beta^*_{1,n}$ aus dem Wert im vorherigen Schritt $\beta^*_{1,n-1}$ und der Abweichung $\Delta\beta^*_{1,n-1}$ berechnet. Die Abweichung $\Delta\beta^*_{1,n-1}$ ist derart definiert:

$$\Delta\beta^*_{1,n-1} = \beta_{1,n-1} - \beta^*_{1,n-1} \tag{2.53}$$

$\beta_{1,n-1}$ bezeichnet den Strömungwinkel, den Hearsey Version 75 zuletzt berechnet hat. Die Iterationsvorschrift lautet:

$$\beta^*_{1,n} = \beta^*_{1,n-1} + \alpha \Delta \beta^*_{1,n-1} \tag{2.54}$$

$\alpha$ ist ein Relaxationsfaktor und kann Werte von 0 bis 1 annehmen. Bei einem Wert von 0 wird der im vorigen Iterationsschritt verwendete Anströmwinkel, bei einem Wert von 1 jener Anströmwinkel, den Hearsey Version 75 zuletzt errechnet hat, für den Anströmwinkel $\beta^*_{1,n}$ übernommen. Für den Relaxationsfaktor wurde ein Wert von $\alpha = 0,3$ verwendet.

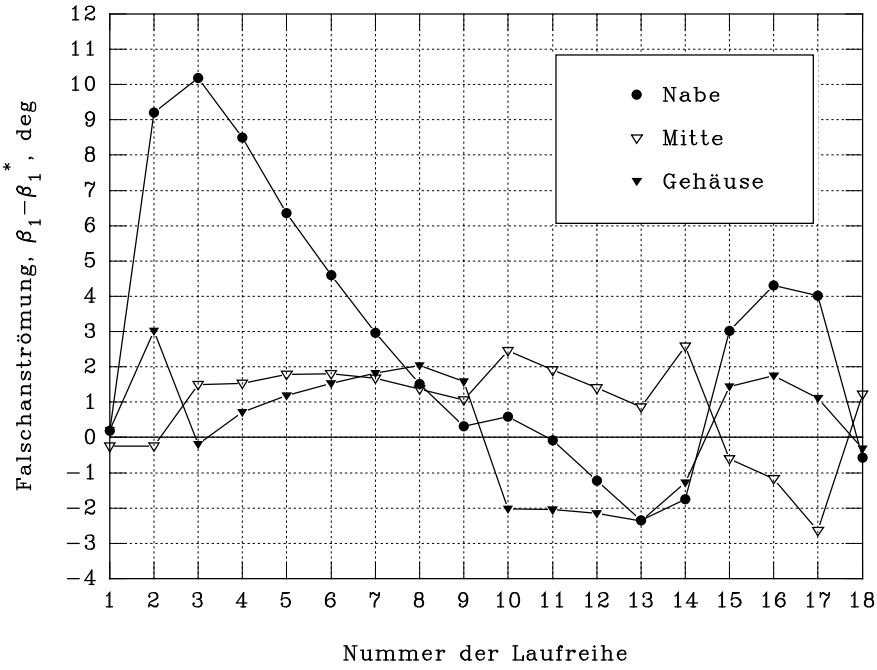


Abbildung 2.19: Falschanströmung ohne Korrektur, Verdichter mit konstantem Nabenradius

Dieses einfache Verfahren bringt Verbesserungen hinsichtlich der Größe der Falschanströmung. Es treten jedoch Nichtlinearitäten auf, die das Ergebnis der Iteration beeinflußen. Dadurch kommt es auch bei einer großen Zahl an Iterationen zu keiner inzidenzfreien Anströmung.

So kann sich die Wölbung eines Profils ändern - die Schaufelcharakteristiken werden mit dem neu berechneten Anströmwinkel $\beta^*_{1,n}$ bestimmt -, was zur Folge haben kann, daß der sich neu ergebende Abströmwinkel der vorhergehenden Reihe vom alten Wert stark abweicht und die Falschanströmung im nachfolgenden Gitter sich sogar verschlechtert.

Durch die geänderten Anströmwinkel $\beta^*_{1,n}$ ändert sich der Staffelungswinkel $\gamma$, was zu einer anderen Anordnung des Gitters führt. Dadurch variiert auch der Massenstrom durch den Verdichter. Ein geänderter Massenstrom bewirkt eine unterschiedliche Umrechnung vom ruhenden in das rotierende Koordinatensystem bzw. umgekehrt, da der Massenstrom respektive die Lieferzahl $\varphi$ auf folgende Weise in die Umrechnung eingeht:

$$\tan \beta = \frac{1}{\varphi} - \tan \alpha \tag{2.55}$$

Darin bedeutet $\beta$ den Winkel im rotierenden, $\alpha$ den im ruhenden Koordinatensystem.

Das Ergebnis dieser Korrektur ist ein Verdichter, dessen Anströmwinkel, die bei der Auslegung zuletzt verwendet wurden, von den von Hearsey Version 75 zuletzt berechneten Anströmwinkel maximal um etwa 4° abweichen. Wie in Abbildung 2.20 ersichtlich, schwanken die einzelnen Abweichungen um die 0°-Linie.

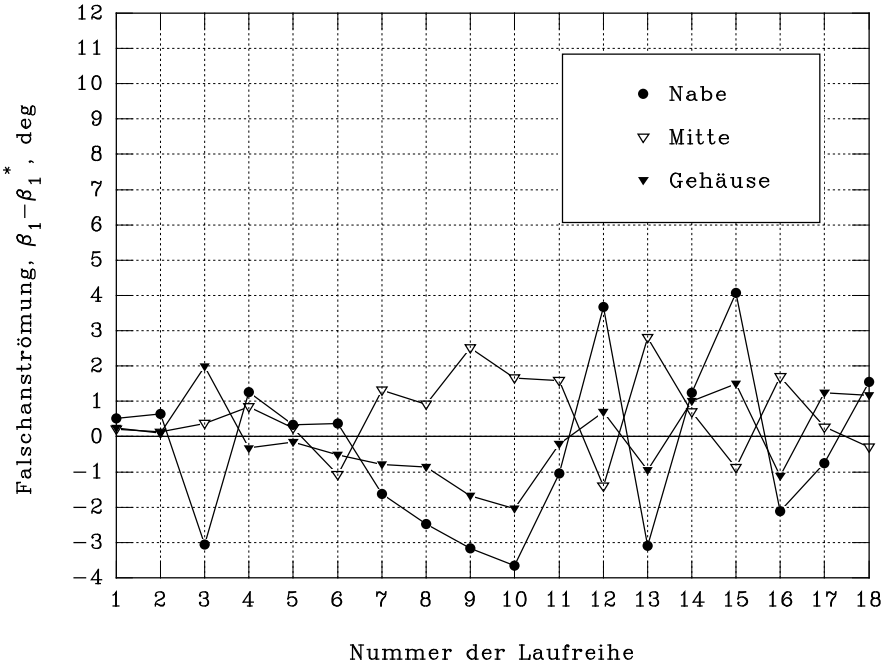


Abbildung 2.20: Falschanströmung mit Korrektur, Verdichter mit konstantem Nabenradius

# Kapitel 3

# Ergebnisse

## 3.1 Einleitung

Im Folgenden soll zunächst auf die Problematik „Pumpgrenze“ eingegangen werden, wobei die möglichen Strömungsformen an der Pumpgrenze und Kriterien für ihre Lage erläutert werden.

Danach werden die Ergebnisse der drei Geometrien dargestellt: Auslegungspunkt, Geometrie und Versperrung, Kennfeld, Lastverteilung und Verlauf des Totaldrucks und des statischen Drucks. Anschließend soll auf einzelne Punkte wie die Inzidenz im Auslegungspunkt, den Verlauf der Stromlinien, den Verlauf des Diffusionsfaktors und die Expansion an der Pumpgrenze bei verringerter Drehzahl eingegangen werden.

## 3.2 Pumpgrenze

Wird bei einem Verdichter der durchgesetzte Massenstrom verringert, so steigt im allgemeinen das erzielte Druckverhältnis an. Wird jedoch der Punkt erreicht, bei dem das Druckverhältnis ein Maximum ist, so ändert sich bei weiterem Absenken des Massenstroms die Strömung im Verdichter. Es tritt entweder rotierende Abreißströmung oder Pumpen auf. Ungeachtet dessen, was nun auftritt, wird dieser instabile Punkt als Betriebspunkt an der Pumpgrenze, die Kurve dieser Punkte bei unterschiedlichen Drehzahlen als Pumpgrenze bezeichnet.

Man unterscheidet drei verschiedene Verhaltensweisen von Verdichtern:

1. rotierende Abreißströmung mit mehreren Zellen: Abbildung 3.1
2. rotierende Abreißströmung mit einer Zelle: Abbildung 3.2
3. Pumpen: Abbildung 3.3

Abbildung 3.1: Rotierende Abreißströmung mit mehreren Zellen

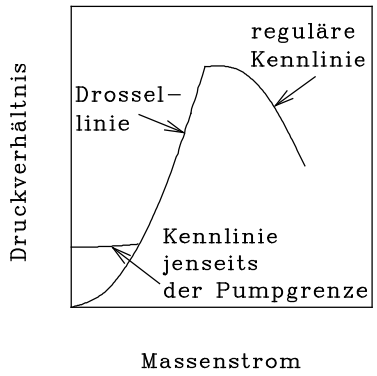


Abbildung 3.2: Rotierende Abreißströmung mit einer Zelle

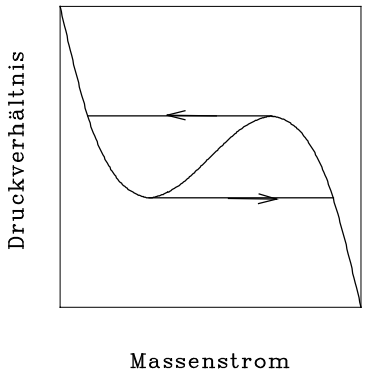


Abbildung 3.3: Pumpen

### 3.2.1 Rotierende Abreißströmung

Man unterscheidet zwei Arten von rotierender Abreißströmung [2]:

Die erste - rotierende Abreißströmung mit mehreren Zellen - zeigt sich im Kennfeld nur durch ein geringes Absinken des Druckverhältnisses, wenn der Verdichter jenseits der Pumpgrenze betrieben wird - Abbildung 3.1 -, und ist oft nur durch geänderte Lärmentwicklung bemerkbar.

Die zweite - rotierende Abreißströmung mit einer Zelle - äußert sich in einem beachtlichen Abfall im Druckverhältnis und im Massenstrom. Jenseits der Pumpgrenze sinken Druckverhältnis und Massenstrom entlang der Drosselkurve in kurzer Zeit auf einen Punkt mit einem Druckverhältnis, das nur mehr einen geringen Teil des vorherigen ausmacht - Abbildung 3.2.

In beiden Fällen ist die Strömung nicht mehr rotationssymmetrisch, sondern eine oder mehrere Zellen rotieren in Richtung der Umfangskomponente der Zuströmung relativ zum Gitter. Da die Geschwindigkeit der Zellen kleiner als die Umfangsgeschwindigkeit des Rotors ist, werden die Zellen von einem ruhenden Beobachter sich in Drehrichtung des Rotors bewegend gesehen.

Der Mechanismus der rotierenden Abreißströmung erlaubt dem Verdichter, sich an geringe Massenströme anzupassen, indem in den Zellen ein geringer, außerhalb der Zellen ein großer Massenstrom durchgesetzt wird. Der Gesamtmassenstrom des Verdichters bleibt bei rotierender Abreißströmung mit mehreren Zellen näherungsweise konstant, der örtliche Massenstrom aber ändert sich. Die axiale Geschwindigkeit ist in den Zellen sehr gering.

Weiters unterscheidet man Zellen, die nur einen Teil des Kreisrings in radialer Richtung (Teilablösung) und welche, die den Kreisring in radialer Richtung von Gehäuse bis zur Nabe ausfüllen (Vollablösung). Die Zellen der Teilablösung rotieren meist mit ungefähr 50 Prozent der Rotordrehzahl, die der Vollablösung mit 20 bis 40 Prozent dieser. Die Zellen der Vollablösung erstrecken sich in axialer Richtung durch den gesamten Verdichter, die der Teilablösung können auch nur in Teilen des Verdichters, eventuell sogar in einzelnen Schaufelreihen auftreten.

### 3.2.2 Pumpen

Die Verhaltensweise des Pumpens ist ganz anders - Abbildung 3.3. Hier ist der Gesamtmassenstrom des Verdichters nicht mehr konstant, sondern schwankt mehr oder weniger stark mit der Zeit. Dieses Schwanken kann sogar so stark ausgebildet sein, daß der Massenstrom im linken abfallenden Ast der Kurve rückströmt. Der Pumpzyklus wird etwa 3 bis 10 mal pro Sekunde durchlaufen und hängt von der Größe des Speichervolumens hinter dem Verdichter ab. Die Rückströmung beginnt an einem Punkt und weitet sich danach aus. Der Prozeß des Pumpens ist, wenn er voll ausgeprägt ist, annähernd rotationssymmetrisch. Es entstehen dabei hohe Schaufelbelastungen, die zu großen Schäden in der Beschaufelung führen können. Deshalb ist ein treffsicheres und gleichzeitig vorsichtiges Kriterium für die Lage der Pumpgrenze wichtig.

## 3.3 Abstand zur Pumpgrenze

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

$$SM = \left[ \frac{\left(\frac{\Pi_t}{\dot{m}}\right)^{PG}}{\left(\frac{\Pi_t}{\dot{m}}\right)^{AP}} - 1 \right] 100\% \tag{3.1}$$

$\Pi_t$ steht für das Totaldruckverhältnis, $\dot{m}$ für den Massenstrom. Der hochgestellte Index PG kennzeichnet den Betriebspunkt an der Pumpgrenze, AP den im Auslegungspunkt.

## 3.4 Kriterien für die Pumpgrenze

Da die Pumpgrenze die Betriebsgrenze in Richtung kleineren Massenstroms darstellt und bei ihrem Unterschreiten, die Beschaufelung beschädigt werden kann, wurde schon früh versucht, die Pumpgrenze sowohl meßtechnisch als auch analytisch zu erfassen.

Als Kriterien für die Pumpgrenze findet man in der Literatur folgende:

1. Diffusionsfaktor
2. doppelter Profilverlust
3. Kriterium nach *de Haller*
4. Kriterium nach *Koch*

Diese Kriterien ziehen zur Abschätzung der Lage der Pumpgrenze Größen einzelner Gitter bzw. Stufen heran. Die Pumpgrenze ist jedoch eine Systemerscheinung. Sie hängt sowohl vom Verdichter selbst als auch vom Speichervolumen in den Leitungen nach dem Verdichter ab. Da beim Entwurf des Verdichters das dem Verdichter nachgeschaltete System im allgemeinen noch unbekannt ist, muß sich der Konstrukteur mit Kriterien begnügen, die einen ungefähren Verlauf der wahren Pumpgrenze wiedergeben.

### 3.4.1 Diffusionsfaktor

Bereits 1953 veröffentlichten *Lieblein et al.* [14] eine Arbeit über den Diffusionsfaktor $D$. Dieser stellt ein Maß für die Verzögerung der Strömung auf der Saugseite des Profils von der maximalen Geschwindigkeit zur Austrittsgeschwindigkeit dar und ist wie folgt gegeben:

$$D = \left(1 - \frac{w_2}{w_1}\right) + \frac{\Delta w_u}{2\sigma w_1} \tag{3.2}$$

Für inkompressible Strömung im Gitter kann dieser Zusammenhang auch durch die Strömungswinkel $\beta_1$ und $\beta_2$ ausgedrückt werden und lautet:

$$D = \left(1 - \frac{\cos\beta_1}{\cos\beta_2}\right) + \frac{\cos\beta_1}{2\sigma}(\tan\beta_1 - \tan\beta_2) \tag{3.3}$$

Oft wird die Pumpgrenze dort angesetzt, wo der Diffusionsfaktor einen Wert von 0,6 erreicht [21]. Messungen ergaben, daß bei Diffusionsfaktoren größer 0,6 die Profilverluste stark ansteigen, da das Verhältnis von Impulsverlustdicke $\delta^{**}$ zur Sehnenlänge $c$ ab diesem Wert progressiv zunimmt.

### 3.4.2 Doppelter Profilverlust

Nach *Traupel* [21] tritt Ablösung in einem Schaufelgitter ein, wenn der Profilverlust das Doppelte seines Minimalwerts erreicht und das Profil mit positiver Inzidenz angeströmt wird.

### 3.4.3 Kriterium nach de Haller

*De Haller* [3] kam aufgrund von Experimenten im Gitter zu dem Schluß, daß zur Vermeidung der Seitenkontraktion der Strömung an der Nabe und dem Gehäuse der statische Druckkoeffizient $c_p$ jeder Schaufelreihe begrenzt sein soll, und zwar

$$c_p = \frac{p_2 - p_1}{\frac{1}{2}\rho w_1^2} < 0,44 \tag{3.4}$$

oder, ausgedrückt durch die Relativgeschwindigkeiten $w_1$ und $w_2$,

$$\frac{w_2}{w_1} > 0,75. \tag{3.5}$$

Obwohl dieses Kriterium keine große Akzeptanz gefunden hat, soll es dennoch nach *Cumpsty* [2] eine bessere Beschreibung der Pumpgrenze liefern als das des Diffusionsfaktors, da es die aerodynamische Belastbarkeit der Schaufelreihen berücksichtigt.

### 3.4.4 Kriterium nach Koch

Das neueste der vier Kriterien ist jenes von *Koch* [11]. Die grundlegende Idee ist, daß er die einzelnen Stufen als gerade Diffusoren betrachtet. *Koch* wertete eine Vielzahl von gemessenen Betriebspunkten verschiedener im kritischen Zustand betriebener Verdichter aus und reduzierte die geometrische Vielfalt (unterschiedliche Schaufelspaltweite, Reynoldszahl und axialer Abstand der Reihen voneinander) auf eine Referenzgeometrie. Dieser Zusammenhang zwischen einem Verdichter beliebiger Bauart und der Referenzgeometrie wurde empirisch gefunden.

Dieser empirisch gefundene Zusammenhang zwischen einem Verdichter beliebiger Bauart und der Referenzgeometrie ist in drei Graphiken dargestellt, wobei jeweils eine geometrische Größe variiert wurde und die anderen zwei den jeweiligen Wert der Referenzgeometrie haben. Die Umrechnung der statischen Druckerhöhung einer Stufe der Referenzgeometrie auf die der gegebenen Geometrie erfolgt durch Multiplikation mit den drei Ordinatenwerten aus den Graphiken.

Er kam zu dem Ergebnis, daß die statische Druckerhöhung je Stufe in Abhängigkeit des Verhältnisses von der mittleren Länge der Stromlinie durch die Laufschaufel $L$ zum Abstand zweier benachbarter Schaufeln orthogonal auf die Stromlinie am Austritt aus der Laufschaufel $g_2$ mit der Beziehung von *Sovran et al.* [19] für gerade Diffusoren, die am Eintritt eine Versperrung von 9 Prozent haben, gut übereinstimmt - Abbildung 3.4.

Durch Vergleich des statischen Druckanstiegs der gegebenen Geometrie mit dem umgerechneten statischen Druckanstieg der Referenzgeometrie läßt sich die Lage des Betriebspunkts im Kennfeld relativ zur Pumpgrenze abschätzen.

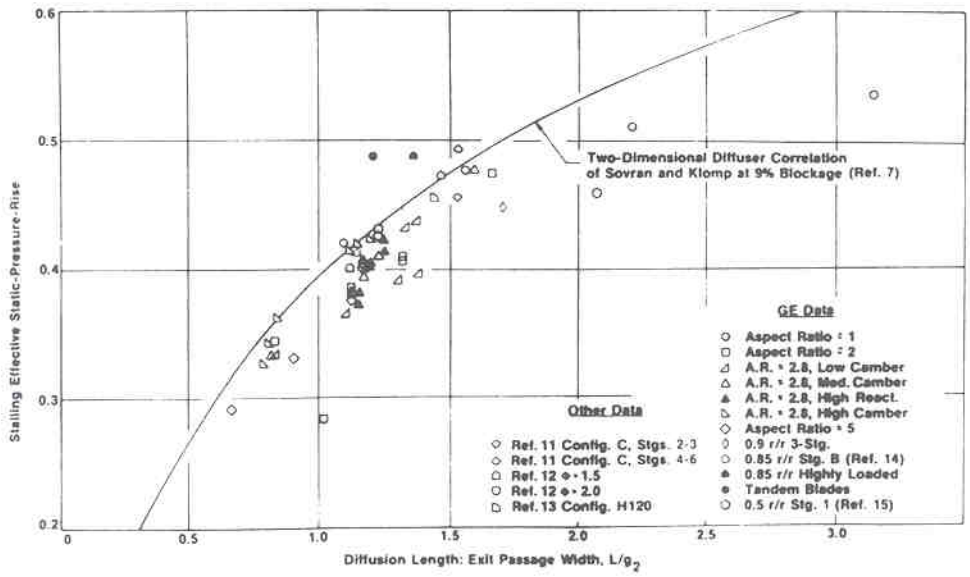


Abbildung 3.4: Effektiver statischer Druckanstiegskoeffizient [11]

Ein großer Vorteil dieses Kriteriums liegt darin, daß nur der Mittelschnitt bekannt sein muß, wodurch es möglich ist, dieses Kriterium bereits sehr früh beim Neuentwurf heranzuziehen und hohen Aufwand bei nachträglichen Korrekturen zu vermeiden.

## 3.5 Berechnungsalgorithmen

### 3.5.1 Kennlinien

Die Kennlinien werden durch Verbinden von mehreren Betriebspunkten bei gleicher Drehzahl erhalten. Die Berechnung der einzelnen Betriebspunkte erfolgt nach einmaliger Anpassung der Eingabedatei für Hearsey Version 75 durch den Rechner selbständig.

Die einmalige Anpassung der Eingabedatei besteht in der Angabe des ersten zu berechnenden Betriebspunkts. Dies erfolgt durch Angabe der Drehzahl, des Massenstroms am Beginn der Iteration und des Intervalls, in dem das Totaldruckverhältnis des zu berechnenden Betriebspunkts liegen soll. Dabei kann der Massenstrom am Beginn der Iteration nur abgeschätzt werden.

Danach wird Hearsey Version 75 aufgerufen, das die zuvor geänderte Eingabedatei einliest, das Strömungsfeld berechnet und die berechneten Daten des Strömungsfelds in einer Ausgabedatei abspeichert. Weiters speichert Hearsey Version 75 sowohl die Anzahl der Iterationen als auch eine Information über die Konvergenz der Rechnung ab.

Nun kommt ein Programm zum Einsatz, das zwei Fälle unterscheidet:

1. Die maximale Zahl an Iterationen wurde erreicht.
2. Die Rechnung ist konvergiert.

Für den Fall, daß die maximale Zahl an Iterationen erreicht wurde, wird in der Eingabedatei für Hearsey Version 75 der Massenstrom am Beginn der Iteration auf den Wert gesetzt, den Hearsey Version 75 beim letzten Iterationsschritt verwendet hat. Diesen Wert kann man der Ausgabedatei von Hearsey Version 75 entnehmen. Die übrigen Steuerparameter bleiben unverändert. Hearsey Version 75 wird erneut aufgerufen, um die Iteration fortzusetzen.

Wenn die Rechnung konvergiert ist, werden aus der Ausgabedatei von Hearsey Version 75 einerseits das Totaldruckverhältnis, der Massenstrom und die Wirkungsgrade, andererseits die für die Auswertung der Kriterien für die Lage der Pumpgrenzen notwendigen Daten gelesen. Die Auswertung der Pumpgrenzenkriterien ist in Kapitel 3.5.2 näher beschrieben. Das Totaldruckverhältnis, der Massenstrom, die Wirkungsgrade und die Ergebnisse aus der Auswertung der Pumpgrenzenkriterien werden in eine Ausgabedatei geschrieben.

Danach wird die Eingabedatei für Hearsey Version 75 für den nächsten zu berechnenden Betriebspunkt abgeändert. Der Massenstrom $\dot{m}_{n+1}$ im zu berechnenden Betriebspunkt ergibt sich mit

$$\dot{m}_{n+1} = \dot{m}_n + \Delta\dot{m}. \tag{3.6}$$

Die Intervallschranken des Totaldruckverhältnisses $\Pi_{t,n+1}^{oben}$ und $\Pi_{t,n+1}^{unten}$ werden aus dem zuvor und dem soeben berechneten Betriebspunkt linear extrapoliert und ergeben sich mit

$$\Pi_{t,n+1}^{oben} = \Pi_{t,n}^{oben} + \frac{\Pi_{t,n-1} - \Pi_{t,n}}{\dot{m}_{n-1} - \dot{m}_n}\Delta\dot{m} \tag{3.7}$$

bzw.

$$\Pi_{t,n+1}^{unten} = \Pi_{t,n}^{unten} + \frac{\Pi_{t,n-1} - \Pi_{t,n}}{\dot{m}_{n-1} - \dot{m}_n} \Delta\dot{m}. \tag{3.8}$$

$\Delta\dot{m}$ bezeichnet die Änderung des Massenstroms zwischen zwei benachbarten Betriebspunkten und kann vorgegeben werden. Der Index $n+1$ bezeichnet den Wert im nächsten zu berechnenden, $n$ den im soeben berechneten und $n-1$ den im zuvor berechneten Betriebspunkt.

Nun wird Hearsey Version 75 erneut aufgerufen und der nächste Betriebspunkt berechnet.

Unterscheidet sich der soeben berechnete Massenstrom $\dot{m}_n$ vom zuletzt berechneten Massenstrom $\dot{m}_{n-1}$ nicht mehr, obwohl das Totaldruckverhältnis kleiner geworden ist, so wird in diesem Betriebspunkt die Versperrungsgrenze angenommen.

Besonders in Betriebspunkten mit kleinem Totaldruckverhältnis kommt es häufig vor, daß die Rechnung von Hearsey Version 75 nicht konvergiert, sondern daß das in der Rechnung verwendete Totaldruckverhältnis zwischen zwei Werten pendelt. Tritt dieser Fall auf, so muß die Rechnung händisch abgebrochen werden. Bei noch kleineren Totaldruckverhältnissen kommt es ebenso zu keiner Konvergenz mehr.

### 3.5.2 Auswerten der Kriterien für die Lage der Pumpgrenze

Beim Kriterium mit dem Diffusionsfaktor werden die drei Schnitte an der Nabe-, am mittleren Radius und am Gehäuse jeder Reihe überprüft, ob der im jeweiligen Schnitt aufgetretene Diffusionsfaktor größer als 0,6 ist. Der größte Wert, die Nummer der Reihe und die des Schnitts werden festgehalten. Der Nabenschnitt hat die Nummer 1, der Mittelschnitt 2 und der Gehäuseschnitt 3.

Beim Kriterium mit dem doppelten Profilverlust wird in jedem der drei Schnitte jeder Reihe aus dem aufgetretenen Totaldruckverlustbeiwert der Profilverlustbeiwert berechnet. Der aufgetretene Totaldruckverlustbeiwert wird dabei der Ausgabedatei von Hearsey Version 75, der Sekundärverlustbeiwert und der minimale Profilverlustbeiwert der bei der Auslegung vom Preprozessor erzeugten Datei entnommen. Das größte Verhältnis von aufgetretenem Profilverlustbeiwert zu minimalem Profilverlustbeiwert aller Reihen, die Nummer der Reihe und die Nummer des Schnitts werden gespeichert.

Beim Kriterium nach *de Haller* wird ebenso der Naben-, Mittel- und Gehäuseschnitt jeder Reihe überprüft, ob die erzielte Verzögerung der Relativgeschwindigkeiten kleiner als 0,75 ist. Das kleinste Verhältnis der Relativgeschwindigkeiten und die Nummer der Reihe und des Schnitts werden festgehalten.

Beim Kriterium nach *Koch* wird jede Stufe im Mittelschnitt überprüft, ob der erzielte statische Druckanstieg größer ist als der in dieser Stufe zulässige. Das von allen Stufen größte Verhältnis des erzielten statischen Druckanstiegs zu dem in dieser Stufe zulässigen wird gespeichert. Ebenso wird die Nummer der Stufe festgehalten.

### 3.5.3 Lage der Pumpgrenze

Die Lage der Pumpgrenze wird zwischen den zwei benachbarten Betriebspunkten angenommen, deren einer den jeweiligen Grenzwert überschreitet, der andere jedoch nicht. Das Totaldruckverhältnis und der Massenstrom im Betriebspunkt an der Pumpgrenze wird linear zwischen diesen beiden Betriebspunkten interpoliert.

### 3.5.4 Betriebspunkte an der Pumpgrenze

Die in den folgenden Unterkapiteln verwendeten Betriebspunkte an der Pumpgrenze erhält man durch Anwenden des Kriteriums des doppelten Profilverlusts an der jeweiligen Kennlinie. Sie sind durch die Totaldruckverhältnisse $\Pi_t$ der Tabelle 3.1 beschrieben.

Tabelle 3.1: Totaldruckverhältnis $\Pi_t$ für die Betriebspunkte an der Pumpgrenze

| Totaldruckverhältnis $\Pi_t$ an der Pumpgrenze | konstanter Nabenradius | konstanter mittlerer Radius | konstanter Gehäuseradius |
|---|---|---|---|
| bei Auslegunsgdrehzahl | 18,2 | 18,2 | 17,9 |
| bei 85 Prozent der Auslegungsdrehzahl | 3,9 | 8,3 | 8,4 |

Obwohl beim Verdichter mit konstantem Nabenradius der Betriebspunkt bei 85 Prozent der Auslegungsdrehzahl noch jenseits der Pumpgrenze liegt, werden dessen Daten über den Strömungszustand herangezogen. Dieser Betriebspunkt ist der letzte Betriebspunkt der Kennlinie bei 85 Prozent der Auslegungsdrehzahl, in dem die Rechnung von Hearsey Version 75 konvergiert ist. Er liegt aber nur wenig jenseits der Pumpgrenze.

## 3.6 Diskussion der Ergebnisse

### 3.6.1 Auslegungspunkt

Ausgangspunkt für die Auslegung der drei Verdichter waren die durch den Verdichter einer bestehenden Gasturbine vorgegebenen Werte, die in der Tabelle 3.2 zusammengefaßt sind.

Tabelle 3.2: Ausgangswerte für die Auslegung

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

Eine Übersicht über die tatsächlich erreichten Werte gibt Tabelle 3.3.

Der Massenstrom $\dot{m} = 312\ kg/s$ wurde bei allen drei Verdichtern in sehr guter Näherung (Abweichungen liegen innerhalb von 0,6 Prozent) erreicht, weil beim Verdichter mit konstantem Nabenradius die Profilwölbung des mittleren Schnitts der ersten Laufreihe und beim Verdichter mit konstantem mittleren Radius die des Nabenschnitts der ersten Laufreihe erhöht wurde. Der Verdichter mit konstantem Gehäuseradius blieb unverändert.

Die Wirkungsgrade aller drei Verdichter weisen ein niedrigeres Niveau auf, als dies bei der Auslegung durch *Fux* [5] der Fall ist. Die polytropen Wirkungsgrade liegen etwa um 1 bis 2,5

Prozentpunkte tiefer, die isentropen um 3 bis 4 Prozentpunkte. Grund dafür ist, daß *Fux* in seiner Arbeit die Reibungsverluste an den Seitenwänden (Gleichung 2.21) nicht berücksichtigt hat.

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

Tabelle 3.3: Zusammenfassung der Ergebnisse

| Geometrie | konstanter Nabenradius | konstanter mittlerer Radius | konstanter Gehäuseradius |
|---|---|---|---|
| Totaldruckverhältnis [-] | 13,0890 | 12,9061 | 13,0792 |
| Massenstrom $[kg/s]$ | 310,8392 | 310,7083 | 313,6132 |
| polytroper Wirkungsgrad $\eta_p$ | 0,8905 | 0,8793 | 0,8702 |
| isentroper Wirkungsgrad $\eta_s$ | 0,8474 | 0,8323 | 0,8194 |
| Austrittstemperatur (total) $[K]$ | 648,08 | 651,70 | 659,82 |
| Austrittsdruck (total) $[MPa]$ | 1,29188 | 1,27383 | 1,29092 |
| Umfangsmachzahl am Gehäuse | 1,0220 | 1,0160 | 1,0243 |
| kleinste Pumpreserve SM [%] | - | 21,0 | 26,6 |

Als Pumpreserve $SM$ in der Tabelle 3.3 wurde die kleinste aller Pumpreserven angegeben, da die Kriterien für die Pumpgrenze nur zur Abschätzung ihrer Lage verwendet werden können. Da bei Betreiben des Verdichters jenseits der Pumpgrenze große Schäden an der Verdichterbeschaufelung entstehen können, wurde die Pumpreserve gewählt, die am konservativsten den Abstand des Auslegungspunkts von der Pumpgrenze wiedergibt. Beim Verdichter mit konstantem Nabendurchmesser wurde die Pumpreserve $SM$ nicht angegeben, da der Auslegungspunkt jenseits der am konservativsten abgeschätzen Pumpgrenze liegt.

### 3.6.2 Kennfelder

In den Kennfeldern sind die Kennlinien mit den Drehzahlen von 85, 90, 95, 100 und 105 Prozent der Auslegungsdrehzahl eingetragen. Der etwas größere volle Punkt in der 100-Prozent-Drehzahllinie bezeichnet den Auslegungspunkt. Die einzelnen Kennlinien beginnen bei der Pumpgrenze mit dem höchsten Druckverhältnis und enden an der Versperrungsgrenze. Letztere wurde dort angenommen, wo der Massenstrom bei verringertem Druckverhältnis gleichgeblieben ist.

Das Kriterium nach *de Haller* ergab bei allen drei Verdichtergeometrien, daß die nach ihm errechnete Pumpgrenze bei Auslegungsdrehzahl bei einem Druckverhältnis $\Pi_t$ liegt, das kleiner als das im Auslegungspunkt ist. Der Grund dürfte darin liegen, daß dieses Kriterium eigentlich nicht für die Abschätzung der Lage der Pumpgrenze, sondern für die Auslegung der Verdichterbeschaufelung gefunden wurde. Da der Auslegungspunkt weit jenseits der Pumpgrenze liegt, ist sie nicht in den Kennfeldern eingetragen.

Bei den Kriterien Doppelter Profilverlust und $D = 0{,}6$ wurden alle Schaufelreihen in jeweils drei Schnitten (Nabe, Mitte und Gehäuse) mit Ausnahme der Vorleitreihe und der letzten Leitreihe untersucht. Die Vorleitreihe wurde deshalb nicht untersucht, weil es sich dabei um ein Beschleunigungsgitter handelt, und die letzte Leitreihe nicht, weil es oft in Form eines Tandemleitgitters ausgeführt wird. Dadurch wird das Anwachsen der Grenzschichten

am Profil durch die große Verzögerung abgeschwächt, die bei der Umlenkung zur Achse hin entsteht.

Beim Kriterium nach *Koch* wurde die Vorleitreihe aus dem gleichen Grund wie oben und außerdem die erste Stufe deshalb nicht berücksichtigt, da beim Verdichter mit konstantem Nabenradius die Profilwölbung im Mittelschnitt der Laufreihe erhöht wurde, um den Massenstrom anzuheben. Dadurch steigt die aerodynamische Belastung der gesamten ersten Stufe, da dieses Kriterium nur den Mittelschnitt für die Abschätzung der Lage der Pumpgrenze heranzieht. Wäre die Profilwölbung im Nabenschnitt der Laufreihe erhöht worden, würde ebenfalls der Massenstrom ansteigen, die aerodynamische Belastung der ersten Stufe fiele jedoch kaum merklich höher als bei geringerem Massenstrom aus.

Die Lage der Pumpgrenze wurde bei allen Kriterien durch einzelne besonders hoch belastete Reihen bzw. Stufen bestimmt. Diese extremen lokalen Belastungen entstehen durch die diskrete Stufung der Profilwölbung. Bereits ein Abschwächen dieser Belastungsspitzen durch eine Vergleichmäßigung der Belastungsverteilung führt zu einem breiteren nutzbaren Bereich im Verdichterkennfeld. Die Wahl der Profilwölbung einer Reihe kann dann nicht mehr durch ein Kriterium erfolgen, das nur die Strömungswinkel einer einzigen Reihe, sondern ebenso die Strömungsdaten der angrenzenden, wenn nicht sogar aller Reihen des Verdichters berücksichtigt.

Für alle drei Verdichtergeometrien gilt, daß mit zunehmender Drehzahl die Kennlinien steiler werden. Die nach den verschiedenen Kriterien errechneten Pumpgrenzen aller Verdichter weisen bei einem Totaldruckverhältnis $\Pi_t$ von etwa 13 einen Knick auf. Oberhalb dieses Knicks (siehe auch Kapitel 3.7.2) sind die hinteren Schaufelreihen dafür verantwortlich, daß der Verdichter an die Betriebsgrenze kommt, darunter die vorderen. Diese Tendenz läßt sich bei allen Kriterien feststellen. Oberhalb des Knicks verlaufen die Pumpgrenzen flacher als unterhalb. *Traupel* [21] beschreibt den qualitativen Verlauf der Pumpgrenze auf ähnliche Weise.

#### 3.6.2.1 Verdichter mit konstantem Nabenradius

Wie aus den Abbildungen 3.5 und 3.6 ersichtlich, weist der Verdichter mit konstantem Nabenradius von allen drei Verdichtern die flachsten Kennlinien auf. Außerdem besitzt er den höchsten Wirkungsgrad im Auslegungspunkt ($\eta_S \approx 85$ Prozent).

#### 3.6.2.2 Verdichter mit konstantem mittleren Radius

Die Abbildungen 3.7 und 3.8 zeigen das Kennfeld des Verdichters mit konstantem mittleren Radius.

#### 3.6.2.3 Verdichter mit konstantem Gehäuseradius

Wie man in den Abbildungen 3.9 und 3.10 sehen kann, hat der Verdichter mit konstantem Gehäuseradius die steilsten Kennlinien und den niedrigsten Wirkungsgrad im Auslegungspunkt. Die Pumpgrenzen, die sich aus den Kriterien D = 0,6 und doppelter Profilverlust ergaben, liegen nahe beieinander.

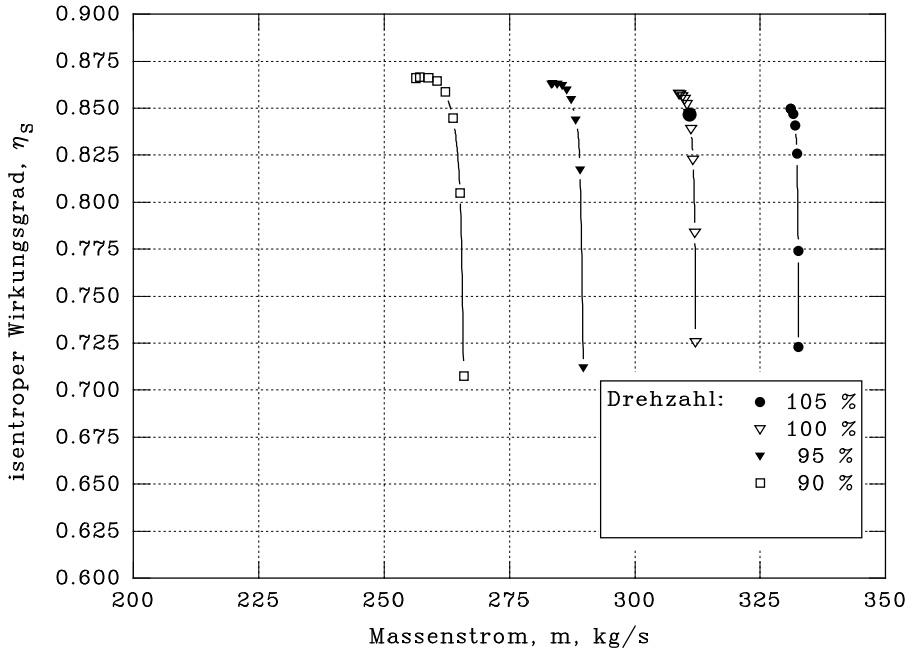


Abbildung 3.5: Verdichter mit konstantem Nabenradius: isentroper Wirkungsgrad

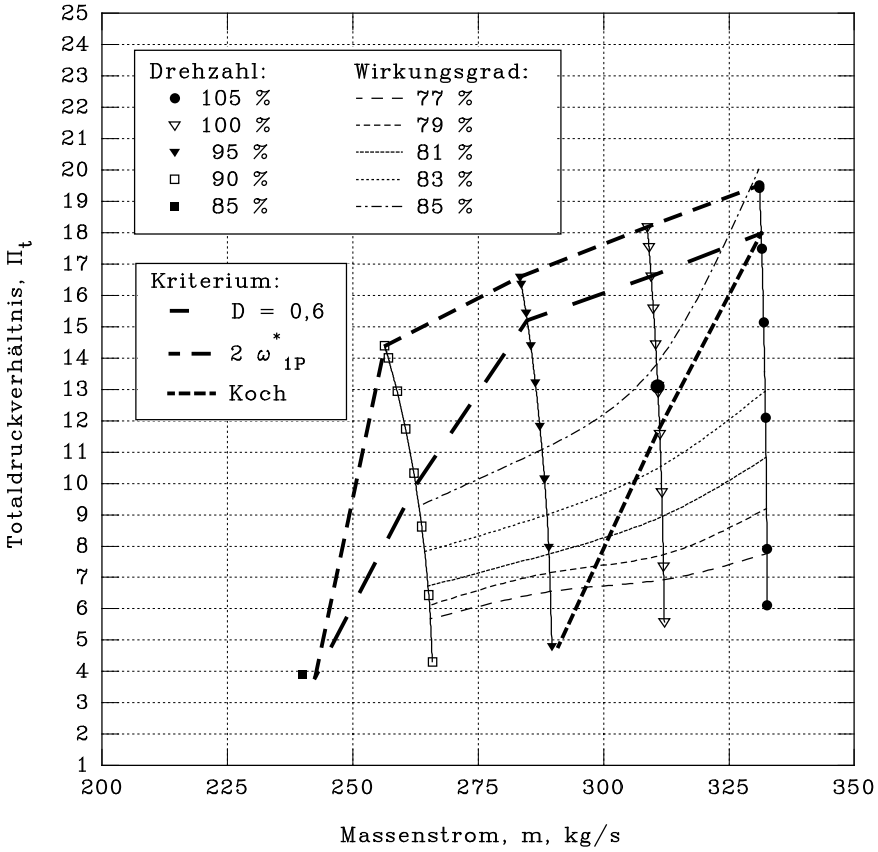


Abbildung 3.6: Verdichter mit konstantem Nabenradius: Totaldruckverhältnis

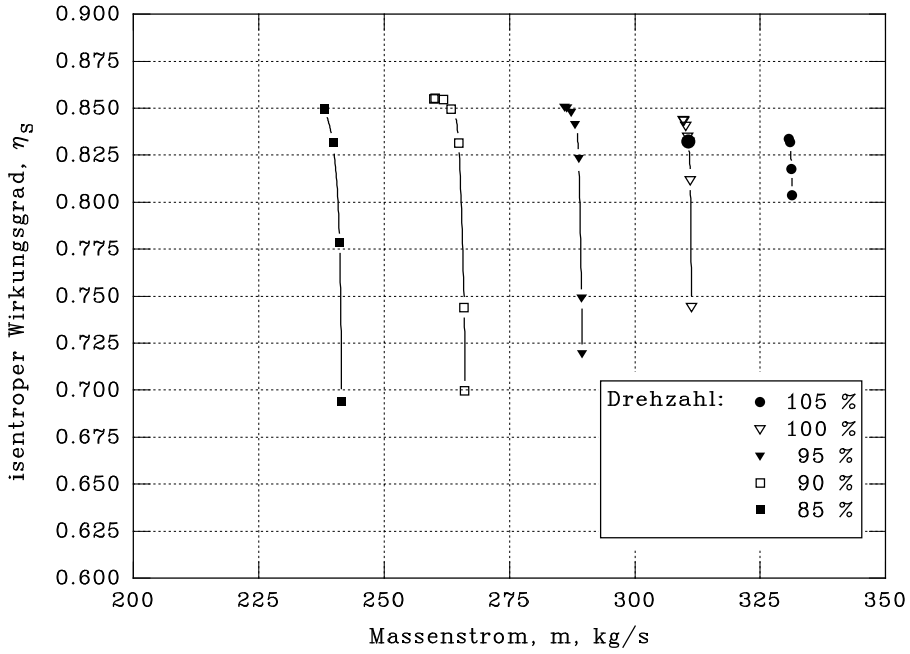


Abbildung 3.7: Verdichter mit konstantem mittleren Radius: isentroper Wirkungsgrad

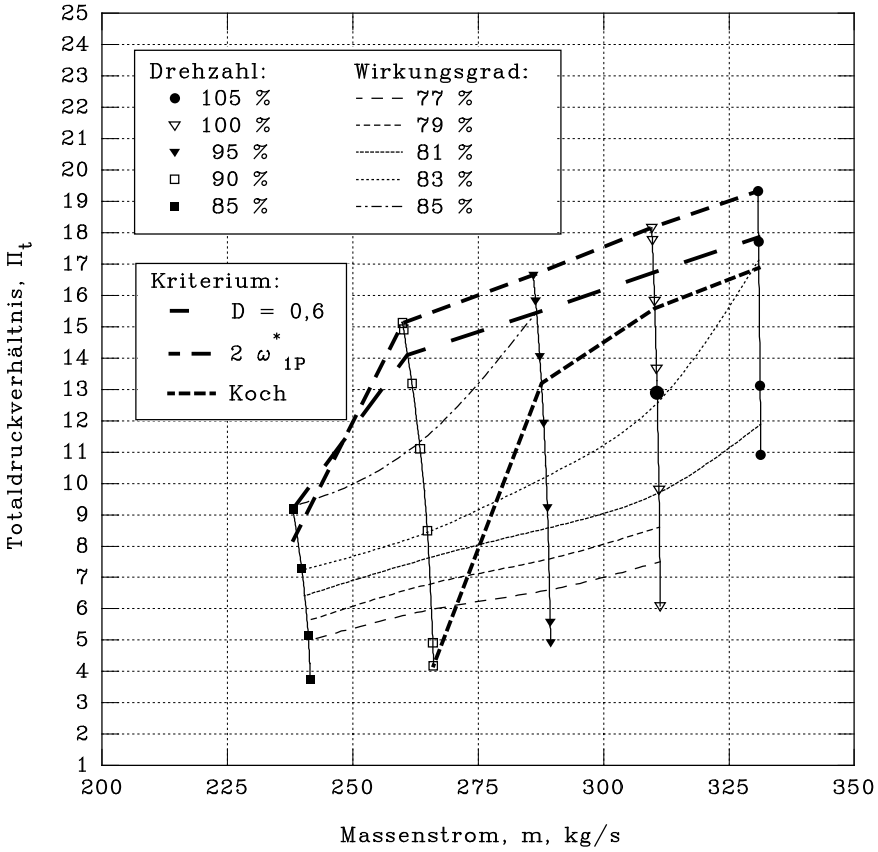


Abbildung 3.8: Verdichter mit konstantem mittleren Radius: Totaldruckverhältnis

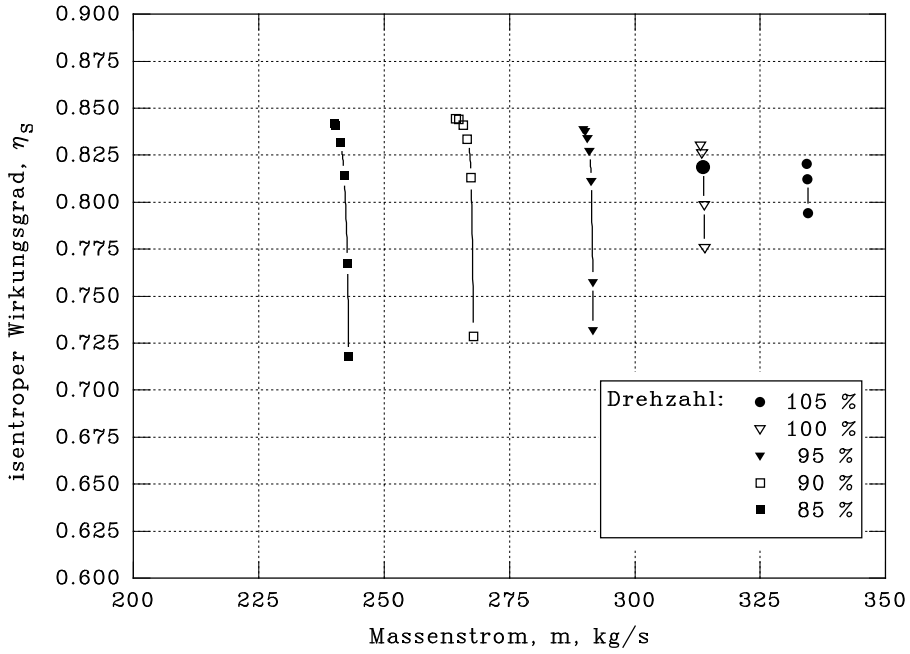


Abbildung 3.9: Verdichter mit konstantem Gehäuseradius: isentroper Wirkungsgrad

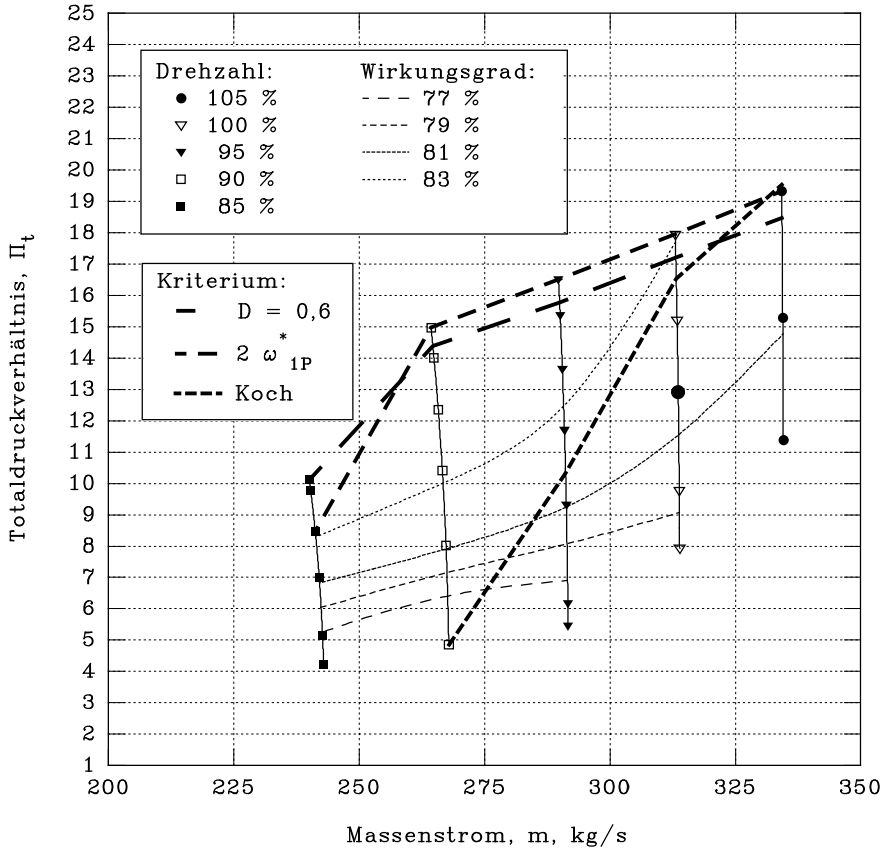


Abbildung 3.10: Verdichter mit konstantem Gehäuseradius: Totaldruckverhältnis

### 3.6.3 Lastverteilung

#### 3.6.3.1 Druckziffer

Als Kennzahl für die Stufenbelastung wird die Druckziffer

$$\psi = \frac{a_u}{\frac{u^2}{2}} \tag{3.9}$$

verwendet. $a_u$ steht für die Umfangsarbeit, $u$ für eine Referenzumfangsgeschwindigkeit, für die üblicherweise jene an einem ausgezeichneten Radius des Verdichters verwendet wird. Besonders geeignet als Bezugsradius ist ein konstanter Radius. 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 $a_u$ führen kann, da dabei die Bezugsgröße konstant bleibt.

Deshalb 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 Gehäuseradius jene am Gehäuse als Bezugsgröße für die Druckziffer $\psi$ 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. Die Stufenbelastung der drei Verdichter kann auch in Form des Stufendruckverhältnisses miteinander verglichen werden.

Die Abbildungen 3.11, 3.12 und 3.13 zeigen sowohl den Verlauf der Druckziffer $\psi$ der von *Fux* [5] entworfenen Verdichter als auch den der hier entworfenen Verdichter in den Betriebspunkten Auslegungspunkt, Pumpgrenze bei 100 Prozent und Pumpgrenze bei 85 Prozent der Auslegungsdrehzahl. Beim Verdichter mit konstantem Nabenradius wurde auf die Darstellung des Verlaufs der Druckziffer $\psi$ bei 85 Prozent der Auslegungsdrehzahl verzichtet, da es im hinteren Bereich des Verdichters zu einer Expansion kommt und dadurch die Druckziffern negative Werte annehmen.

Abbildung 3.11 zeigt die jeweiligen Verläufe des Verdichters mit konstantem Nabenradius. Obwohl die Druckziffern $\psi$ des hier entworfenen Verdichters um die Werte des von *Fux* entworfenen schwanken, läßt sich dennoch die Tendenz erkennen, daß die ersten Stufen stark belastet sind und die Belastung schrittweise abnimmt. Die letzte Stufe weist aufgrund der notwendigen großen Umlenkung in der Leitreihe eine geringe Druckziffer auf. Das Schwanken ist auf die diskrete Stufung der Profile zurückzuführen. Da wegen des konstanten Nabenradius die Umfangsgeschwindigkeit im Mittelschnitt abnimmt und daher die Umlenkung mit der Stufenzahl ungünstiger wird, muß die Umfangsarbeit $a_u$ mit der Verdichterlänge kleiner werden, da sonst die Diffusionsfaktoren $D$ steigen würden. Besonders auffällig sind die Druckziffern $\psi$ der ersten, dritten, elften, dreizehnten und der vierzehnten Stufe. Alle Werte sind sehr viel größer als die durch die Arbeit von *Fux* vorgegebenen Werte für einen konstanten Diffusionsfaktor $D$. Die Druckziffer $\psi$ der ersten Stufe ist wegen der erhöhten Wölbung des Mittelschnitts der ersten Laufreihe sehr groß, um den vorgegebenen Massenstrom $\dot{m}$ zu erreichen. Die erhöhte Belastung der dritten Stufe äußert sich im Kennfeld darin, daß die Pumpgrenze nach dem Kriterium von *Koch* bei im Vergleich zu den anderen Pumpgrenzen relativ niedrigen Totaldruckverhältnissen $\Pi_t$ zu liegen kommt. Die erhöhten Druckziffern $\psi$ in den hinteren Stufen bewirken ein vorzeitiges Erreichen der Pumpgrenze, da der Diffusionsfaktor $D$ im Auslegungspunkt hohe Werte erreicht (Abbildung 3.31 und 3.32) und in Richtung Pumpgrenze weiter ansteigt, da die Gitter mit positiver Inzidenz angeströmt werden.

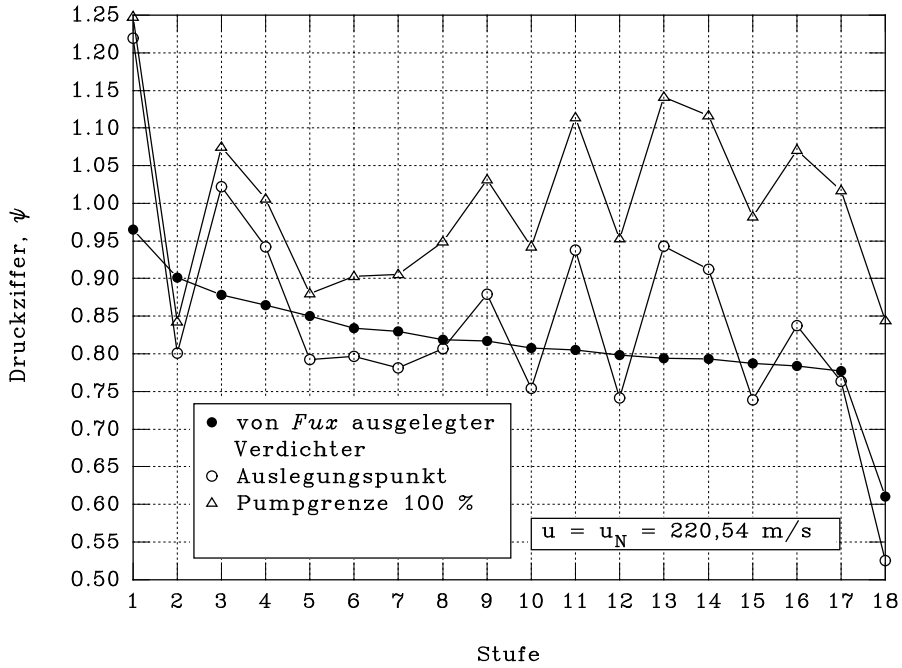


Abbildung 3.11: Verdichter mit konstantem Nabenradius: Verlauf der Druckziffer

Beim Verdichter mit konstantem mittleren Radius (Abbildung 3.12) führt die konstante Umfangsgeschwindigkeit am mittleren Radius zu einer fast gleichbleibenden Stufenbelastung, obwohl auch hier die Druckziffern $\psi$ um die Werte von *Fux* schwanken.

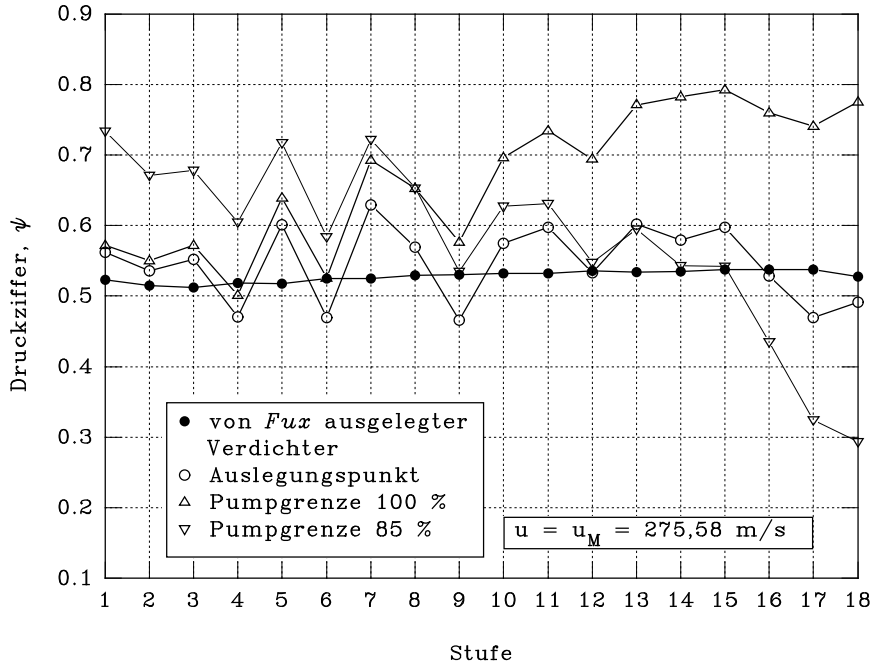


Abbildung 3.12: Verdichter mit konstantem mittleren Radius: Verlauf der Druckziffer

Beim Verdichter mit konstantem Gehäuseradius (Abbildung 3.13) ist die Stufenbelastung am Eintritt gering, steigt jedoch mit zunehmender Stufennummer an. Besonders markant sind die Druckziffern $\psi$ der siebenten und der zwölften Stufe. Die hohe Belastung der zwölften

Stufe ist auch dafür verantwortlich, daß die Pumpgrenze nach dem Kriterium von *Koch* nicht bei höheren Totaldruckverhältnissen $\Pi_t$ zu liegen kommt.

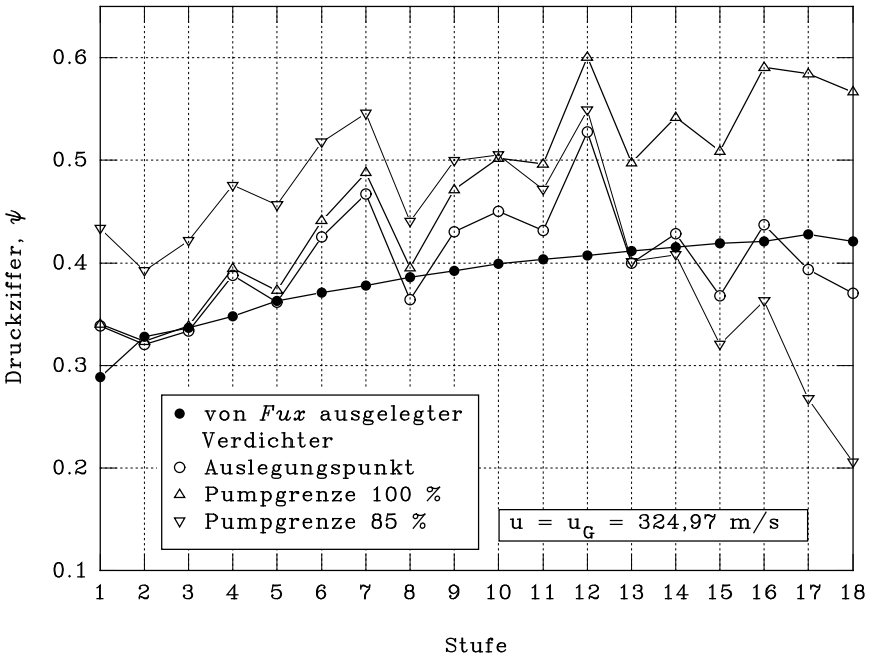


Abbildung 3.13: Verdichter mit konstantem Gehäuseradius: Verlauf der Druckziffer

In allen drei Abbildungen erkennt man, daß an der Pumpgrenze bei 100 Prozent der Auslegungsdrehzahl die Schaufelbelastung im hinteren Verdichterteil stark ansteigt. Die Schwankungen, die durch die diskrete Stufung der Profile entstanden sind, kann man im gesamten Kennfeld erkennen. Beim Verdichter mit konstantem mittleren Radius bleibt die Belastung in den ersten Stufen ungefähr gleich groß und nimmt in den hinteren Stufen mit zunehmender Stufennummer ab. Beim Verdichter mit konstantem Nabenradius steigt die Belastung in den ersten Stufen an, behält in den mittleren Stufen ihren Wert bei und fällt in den hinteren Stufen ab.

Die dargestellten Druckziffern $\psi$ bei 85 Prozent der Auslegungsdrehzahl errechneten sich mit der entsprechenden Umfangsgeschwindigkeit.

#### 3.6.3.2 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.

Die Abbildungen 3.14, 3.15 und 3.16 zeigen das Stufendruckverhältnis der drei Verdichter. Auch hier schwanken die Stufendruckverhältnisse um die Werte von *Fux* [5] aufgrund der diskreten Stufung der Profile. Die Stufendruckverhältnisse aller drei Geometrien sinken mit zunehmender Stufennummer kontinuierlich ab. Steigt die Umfangsarbeit $a_u$ respektive die Druckziffer $\psi$ an, so sinkt das Stufendruckverhältnis nicht so rasch, wie es bei konstanter Umfangsarbeit bzw. Druckziffer der Fall wäre, weshalb der Verlauf des Stufendruckverhältnisses des Verdichters mit konstantem Gehäuseradius am wenigsten von allen dreien, der des

Verdichters mit konstantem Nabenradius am meisten abfällt. Der Grund für das geringe Stufendruckverhältnis in den ersten Stufen der Konfiguration mit konstantem Gehäuse liegt in der kleinen Umfangsarbeit $a_u$.

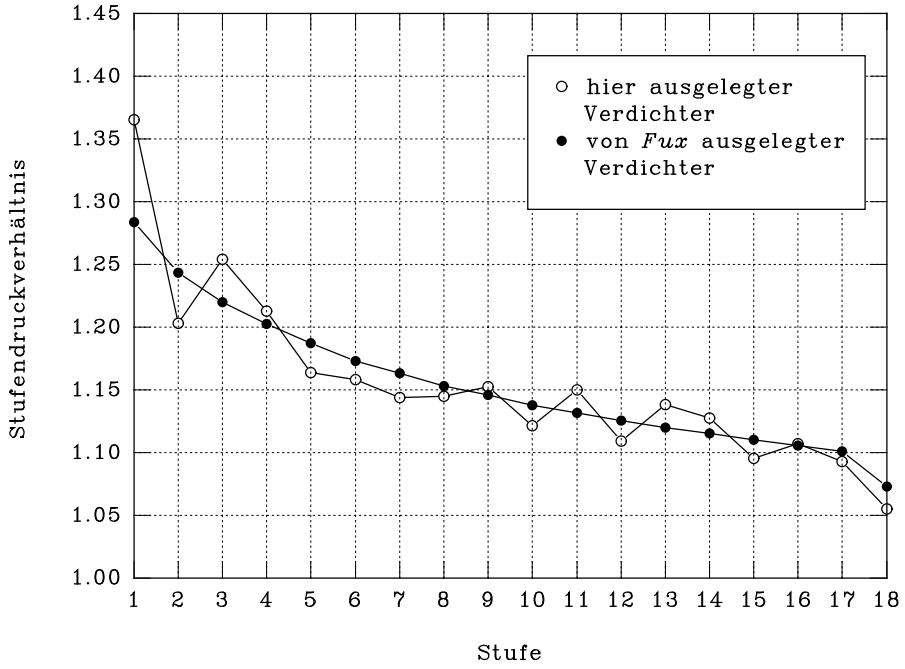


Abbildung 3.14: Verdichter mit konstantem Nabenradius: Stufendruckverhältnis

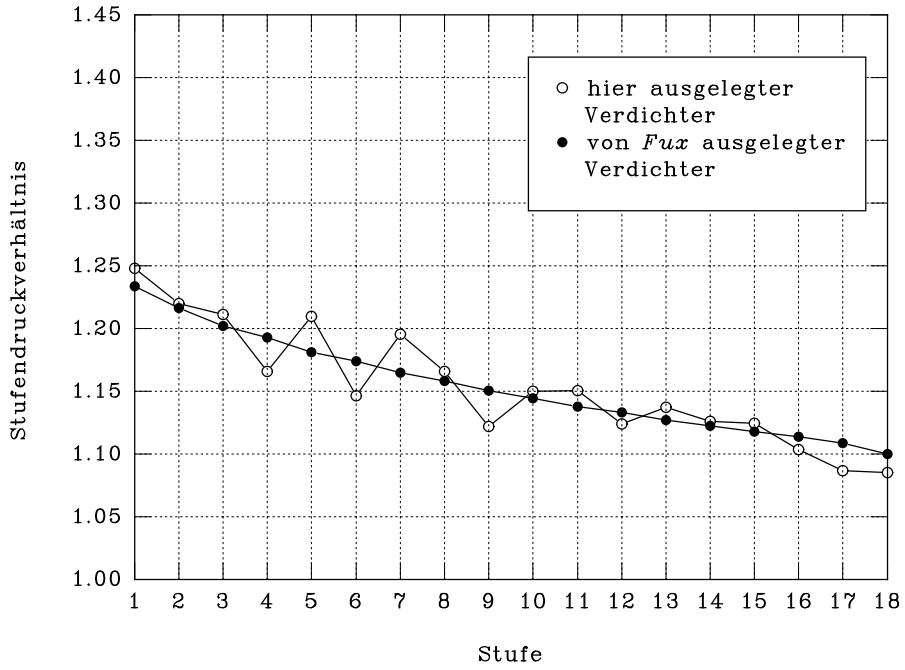


Abbildung 3.15: Verdichter mit konstantem mittleren Radius: Stufendruckverhältnis

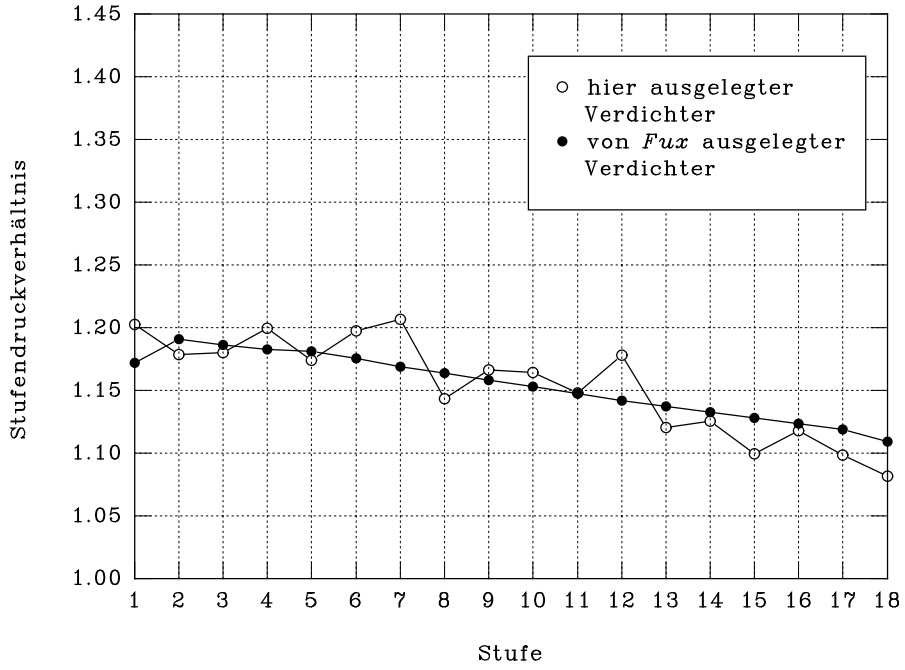


Abbildung 3.16: Verdichter mit konstantem Gehäuseradius: Stufendruckverhältnis

### 3.6.4 Geometrie und Versperrung

Die Abbildungen 3.17, 3.18 und 3.19 zeigen die Geometrie, die 25-, 50- und 75-Prozent-Stromlinie und die Versperrung $B$ sowohl im Auslegungspunkt als auch an der Pumpgrenze bei Auslegungsdrehzahl der drei Verdichter.

Die Naben- und die Gehäusekontur sind von der Arbeit von *Fux* [5] übernommen, die als Ausgangspunkt für diese Arbeit diente. Die Stromlinien wurden aufgrund der gewählten Beschaufelung vom Stromlinienkrümmungsverfahren Hearsey 75 errechnet.

Die Versperrung $B$ gibt das Verhältnis von der durch die beiden Grenzschichten versperrten Fläche $A_B$ zur gesamten Fläche des Kreisrings $A$ wieder und wurde nach dem *Jansen*-Verfahren berechnet (siehe auch Kapitel 2.5).

Die Versperrung $B$ des Verdichters mit konstantem Nabenschnitt im Auslegungspunkt steigt bis zur achten Stufe leicht, danach stärker an (Abbildung 3.17). An mehreren Stellen (Rotor 12 und 15, Stator 8, 9 und 17) nimmt die Versperrung $B$ ab. Die Versperrung $B$ an der Pumpgrenze steigt stärker an als die im Auslegungspunkt.

Beim Verdichter mit konstantem mittleren Radius (Abbildung 3.18) ist die Größe der Versperrung $B$ über mehrere Schaufelreihen gleichbleibend, wächst dann etwas an und hält ihre Größe wieder über mehrere Schaufelreihen etwa konstant. Dadurch entsteht ein treppenähnlicher Verlauf. Ein Absinken der Versperrung $B$ tritt bei Stator 13 und 15 und Rotor 17 auf.

Beim Verdichter mit konstantem Gehäuseradius (Abbildung 3.19) sind die beiden Verläufe der Versperrung $B$ bis zur neunten Stufe fast ident, nach dieser Stufe steigt die Versperrung $B$ an der Pumpgrenze jedoch stark an. Im Bereich der Stufe 14 bis 16 kommt es jeweils zu einem Anstieg der Versperrung $B$ in der Laufreihe und sodann in der darauffolgenden Leitreihe zu einem Absinken.

Die Versperrung errechnet sich nach dem *Jansen*-Verfahren aus den Meridiangeschwindigkeitsverläufen $c_m$ an den beiden Seitenwänden. Im folgenden sei eine der beiden Meridiangeschwindigkeiten $c_m$ als konstant betrachtet. Steigt nun die andere Meridiangeschwindigkeit $c_m$ an einer Seitenwand an, so nimmt die Impulsverlustdicke $\delta^{**}$, respektive die Grenzschichtdicke $\delta^*$ ab. Dadurch verkleinert sich die versperrte Kreisringfläche $A_B$ und somit die Versperrung $B$, die Fläche für die freie Strömung ($A$ - $A_B$) nimmt zu, wodurch die mittlere Meridiangeschwindigkeit der freien Strömung absinkt.

Ähnliche Überlegungen gelten auch für den Fall, daß die Meridiangeschwindigkeit $c_m$ an der Seitenwand absinkt, wodurch die Versperrung $B$ ansteigt und sich die mittlere Meridiangeschwindigkeit der freien Strömung erhöht.

### 3.6.5 Totaldruck und statischer Druck

In den Abbildungen 3.20, 3.21 und 3.22 sind die Verläufe des Totaldrucks $p_t$ und des statischen Drucks $p$ dargestellt. Der Totaldruck steigt bei allen drei Geometrien in der Laufreihe an, in der Leitreihe sinkt er geringfügig ab. Das Absinken des Totaldrucks $p_t$ in der Leitreihe ist auf den Totaldruckverlust $\overline{\Delta p_t}$ zurückzuführen, der sich aus dem Profil-, Sekundär- und Spaltverlust der Leitreihe zusammensetzt und in Form des Totaldruckverlustbeiwerts $\overline{\omega}_1$ beschrieben wird. Auch in den Laufreihen tritt dieser Totaldruckverlust auf, ist aber durch den weit größeren Totaldruckanstieg infolge der zugeführten Umfangsarbeit $a_u$ nicht sichtbar. Zum Vergleich ist auch der Verlauf des Totaldrucks $p_t$ an der Pumpgrenze bei Auslegungsdrehzahl dargestellt. Ein erkennbares Abweichen vom Verlauf des Totaldrucks im Auslegungspunkt tritt beim Verdichter mit konstantem Nabenradius bereits in der vierten Stufe, bei dem mit konstantem mittleren Radius in der fünften und bei der Konfiguration mit konstantem Gehäuseradius erst in der siebenten Stufe auf.

Der statische Druck $p$ steigt bei allen drei Konfigurationen gleichmäßig an, wenn auch beim Verdichter mit konstantem Gehäuseradius der Verlauf im hinteren Teil des Verdichters nicht ganz so glatt ist. Der Verlauf des statischen Drucks $p$ an der Pumpgrenze ist ebenfalls dargestellt.

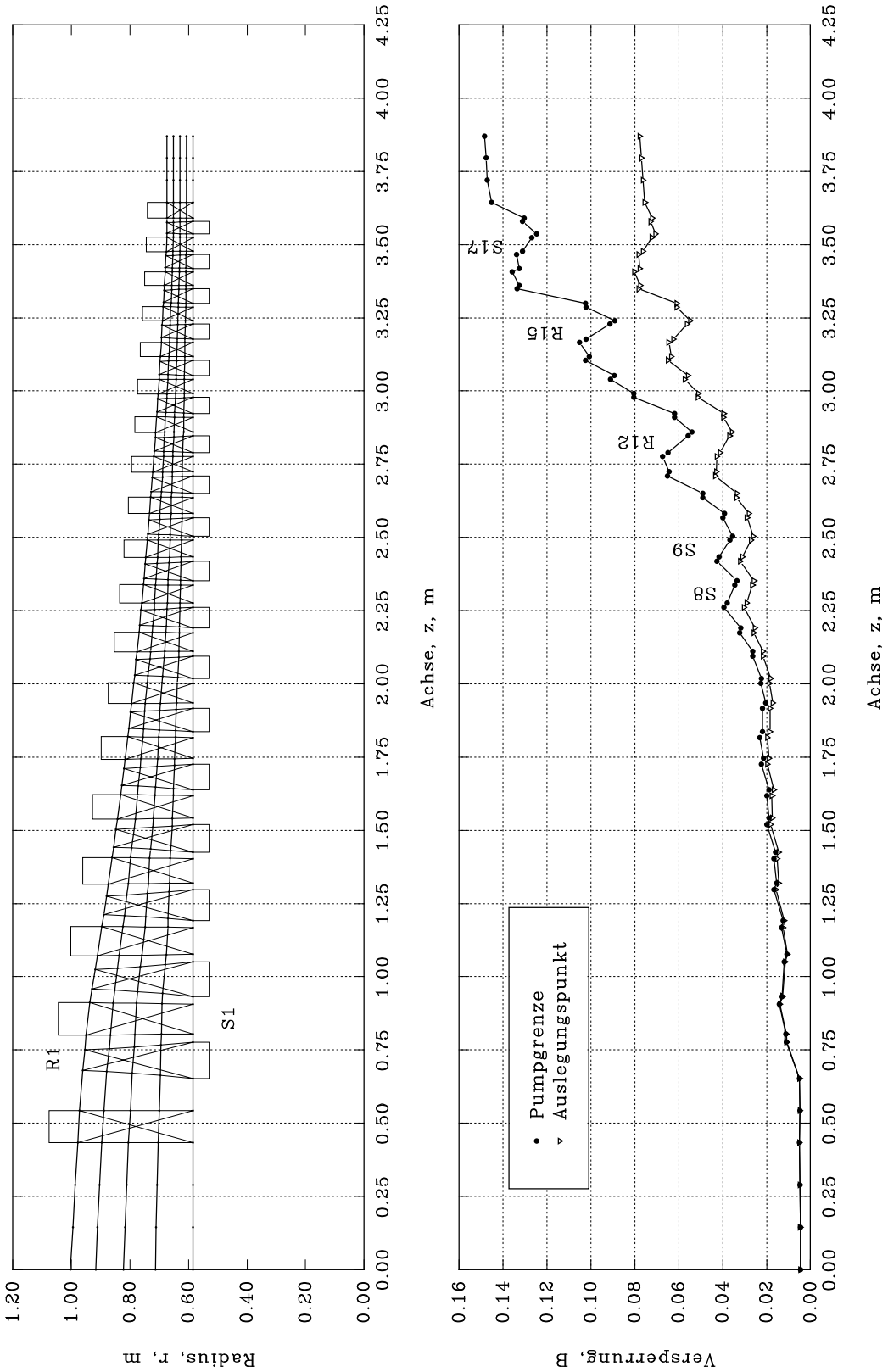


Abbildung 3.17: Verdichter mit konstantem Nabenradius: Geometrie und Versperrung

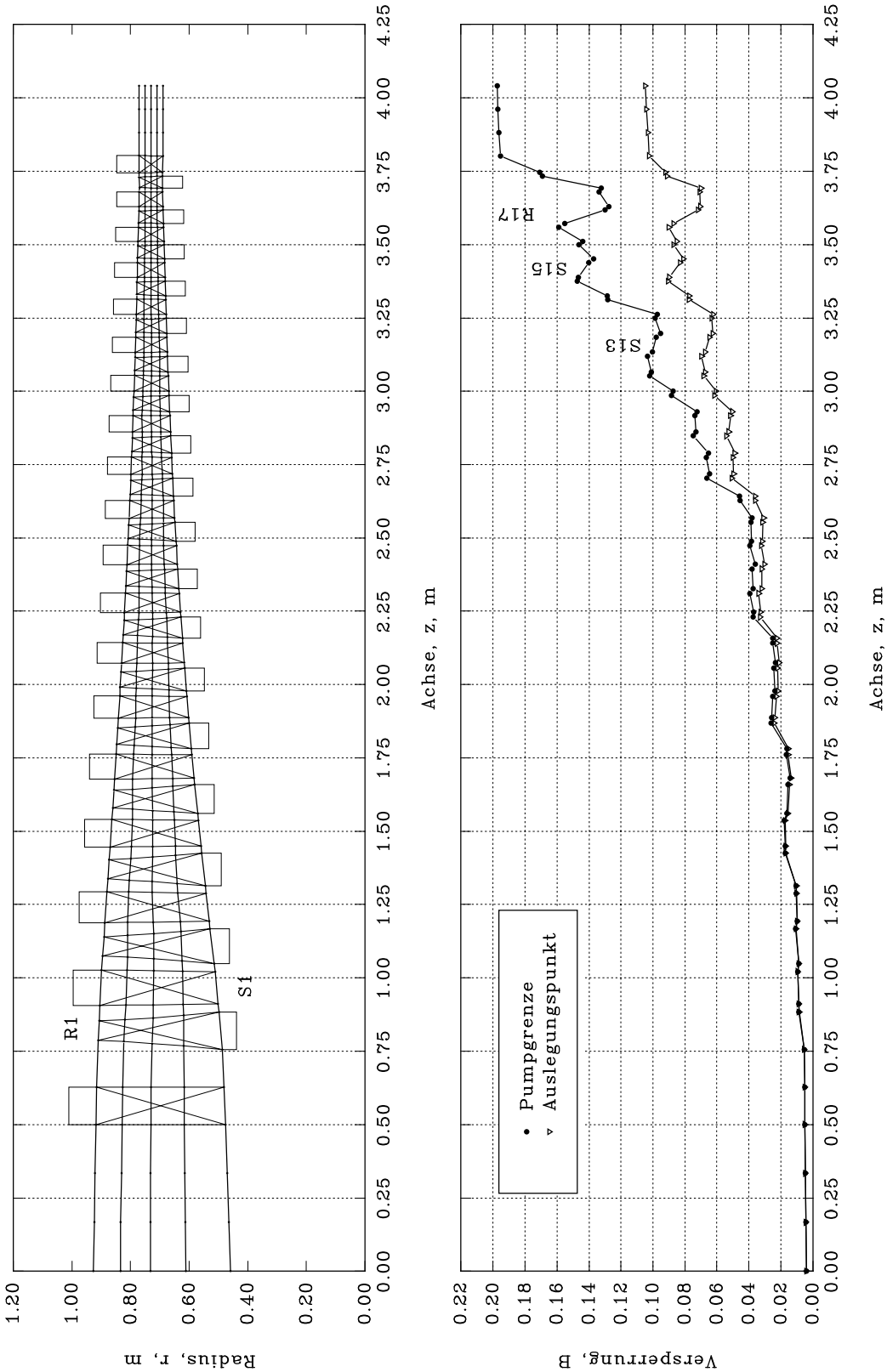


Abbildung 3.18: Verdichter mit konstantem mittleren Radius: Geometrie und Versperrung

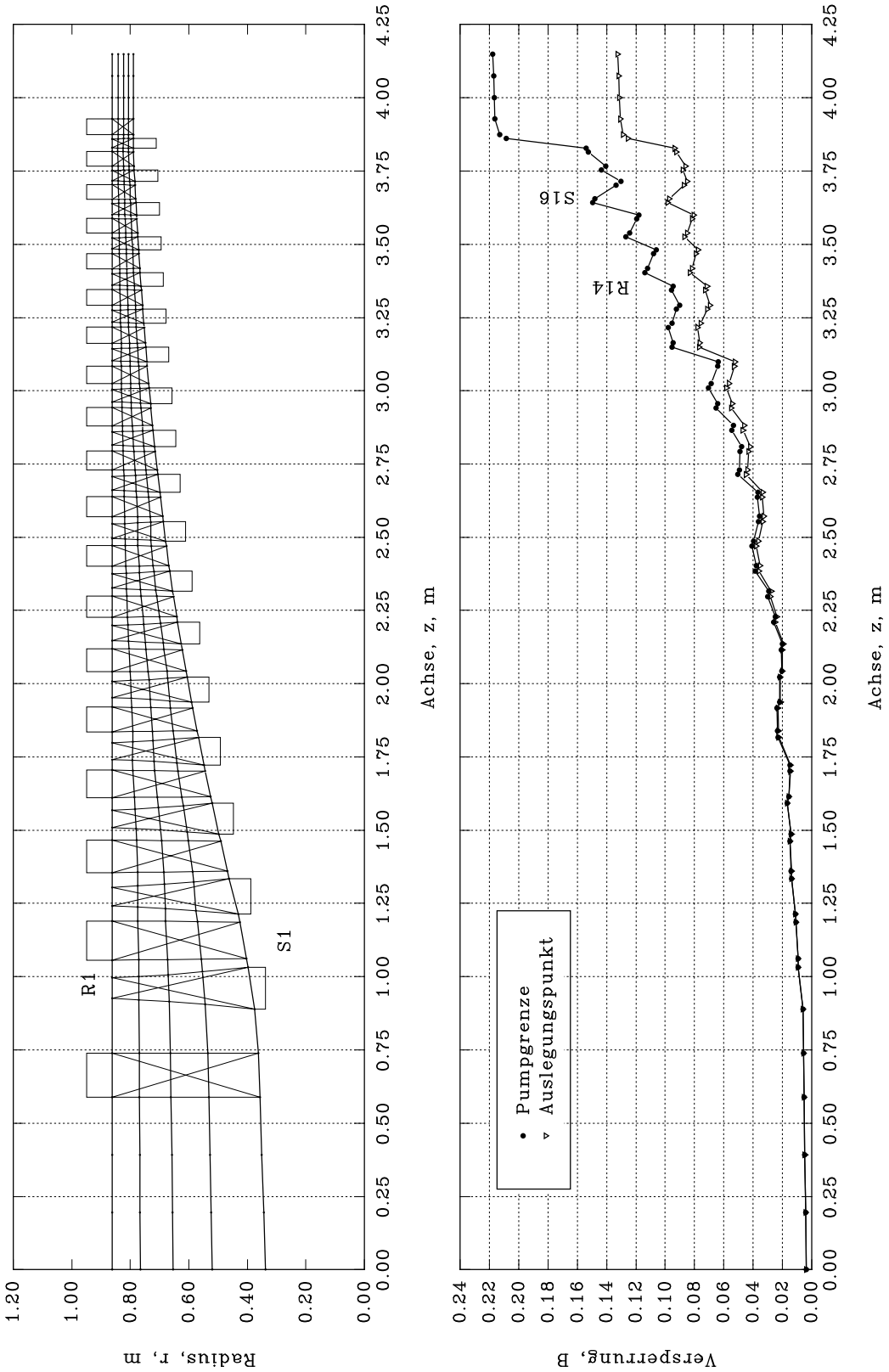


Abbildung 3.19: Verdichter mit konstantem Gehäuseradius: Geometrie und Versperrung

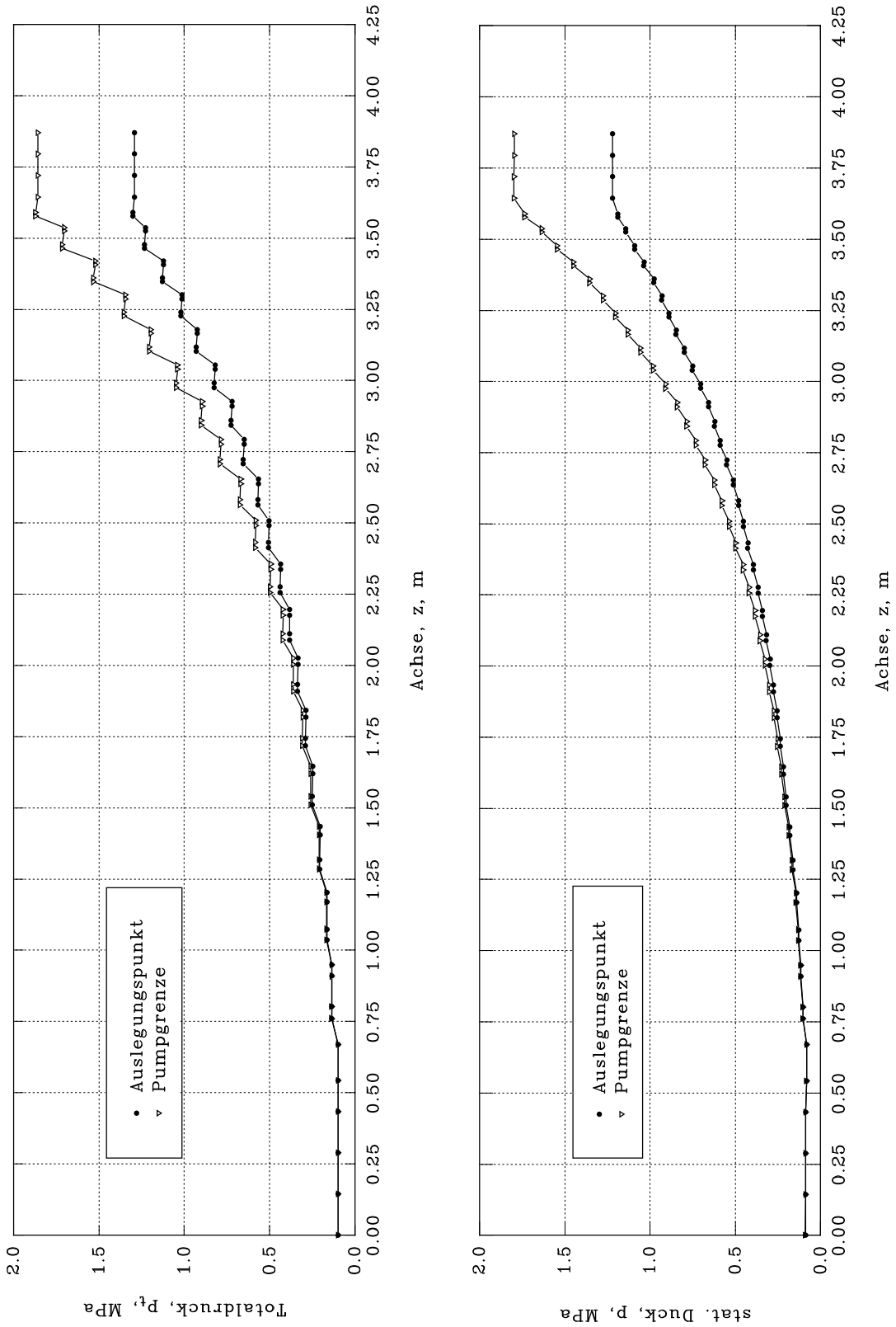


Abbildung 3.20: Verdichter mit konstantem Nabenradius: Totaldruck und statischer Druck

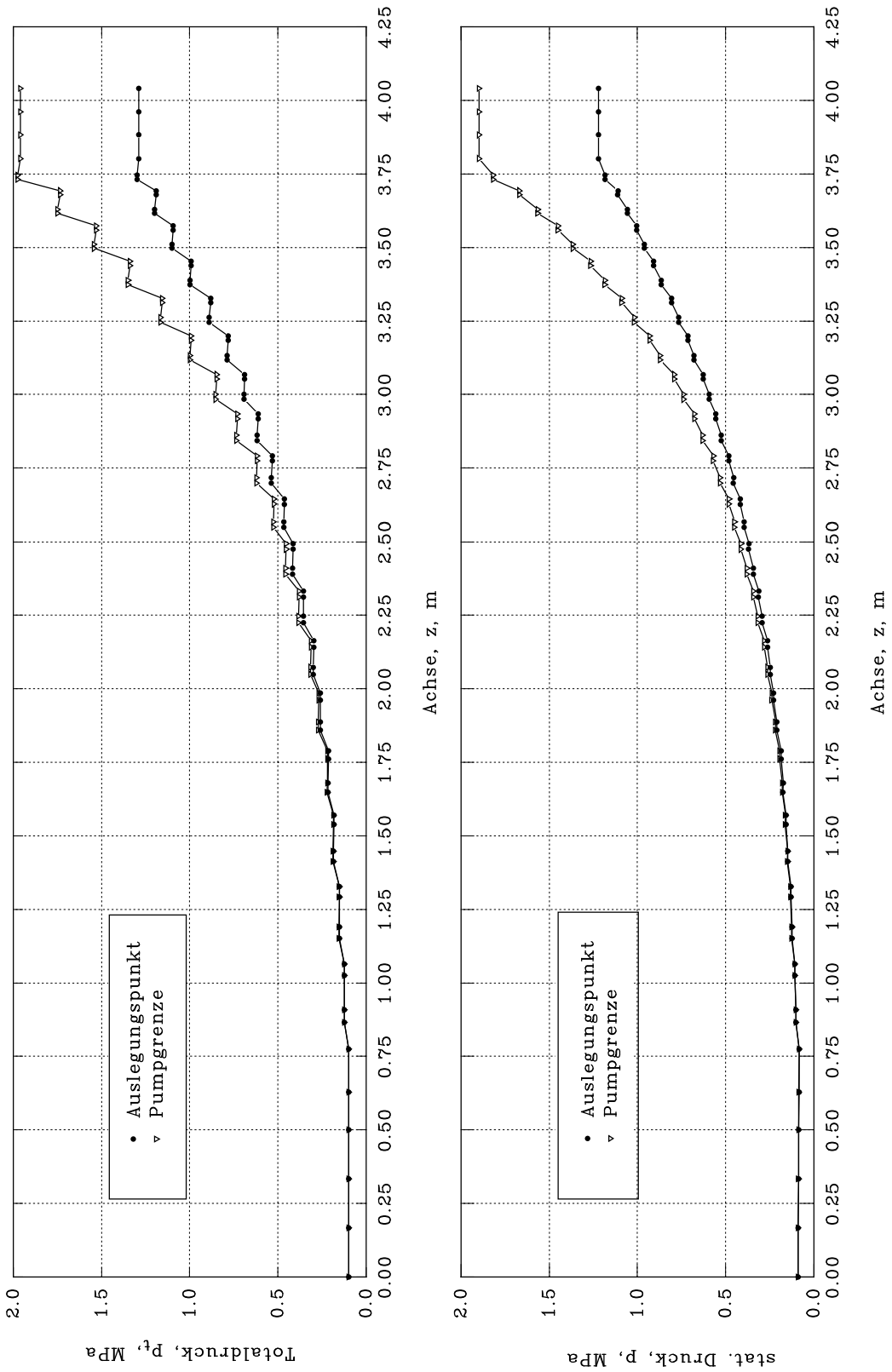


Abbildung 3.21: Verdichter mit konstantem mittleren Radius: Totaldruck und statischer Druck

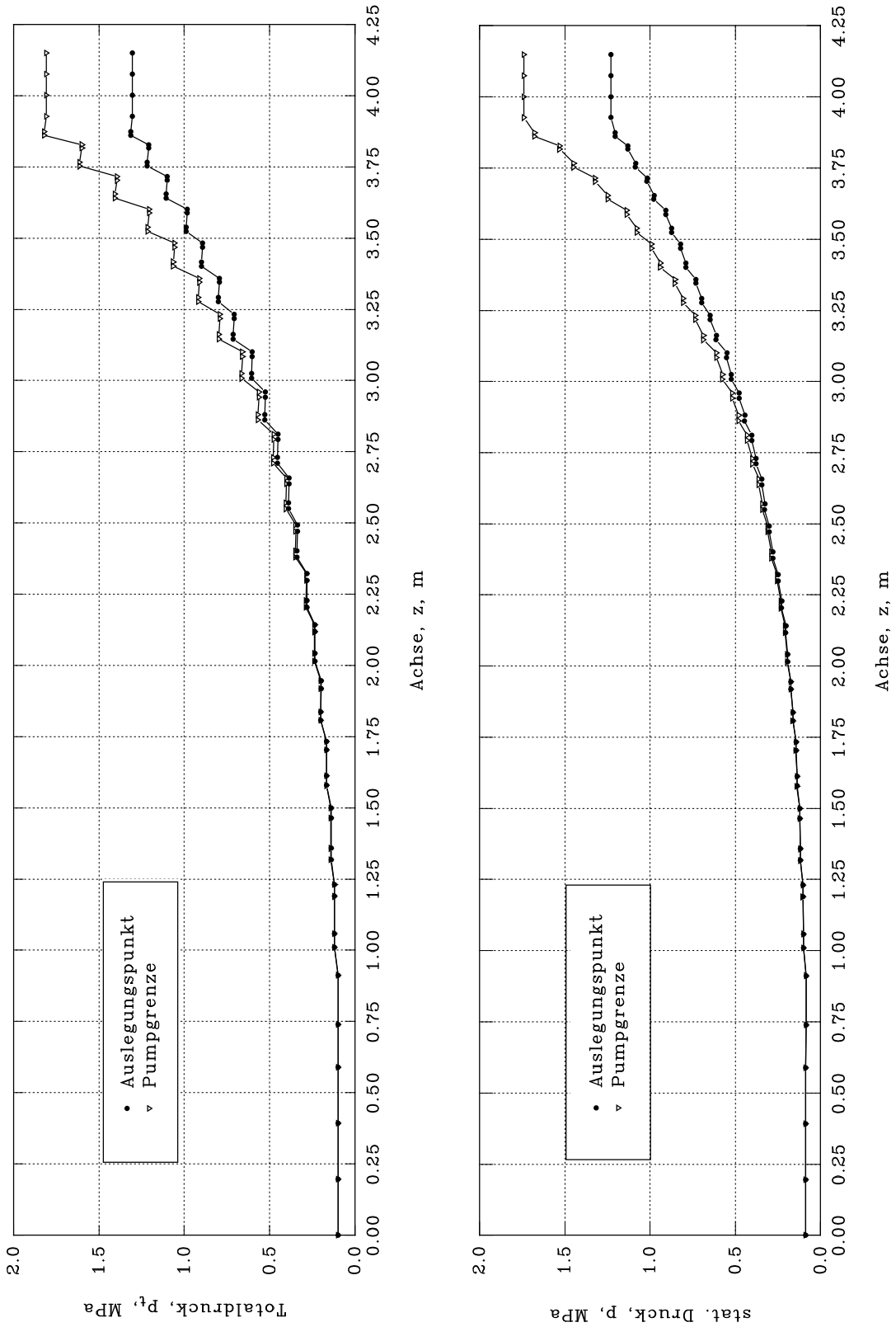


Abbildung 3.22: Verdichter mit konstantem Gehäuseradius: Totaldruck und statischer Druck

## 3.7 Inzidenz im Auslegungspunkt

### 3.7.1 Auswirkung von Inzidenz im Auslegungspunkt auf Totaldruckverlust

Sieht man davon ab, daß nicht exakt inzidenzfrei angeströmt wird, sondern eine Inzidenz von $\pm 4°$ auftritt, so ist dennoch aus den Abbildungen 3.5, 3.7 und 3.9 ersichtlich, daß bei der 100-Prozent-Drehzahllinie der Wirkungsgrad auf der linken Seite vom Auslegungspunkt weiter ansteigt. Durch entsprechende Wahl der Inzidenz im Auslegungspunkt läßt sich die Lage des Auslegungspunkts auf der Wirkungsgradkurve beeinflußen.

Mit der Definition des Totaldruckverlustbeiwerts aus Gleichung 2.15 errechnet sich der Totaldruckverlust $\overline{\Delta p_t}$ zu

$$\overline{\Delta p_t} = \frac{1}{2}\rho w_1^2 F(M,\kappa)\overline{\omega}_1(\beta_1). \tag{3.10}$$

Für eine inkompressible Strömung nimmt die Korrekturfunktion $F(M,\kappa)$ den Wert 1,0 an. Es sei eine Laufreihe mit folgenden Auslegungswerten betrachtet: Meridiangeschwindigkeit im Auslegungspunkt $c_m^{AP} = 150\ m/s$, Anströmwinkel im ruhenden System $\alpha_1 = 30°$, Umfangsgeschwindigkeit $u = 220\ m/s$ und die beiden Anströmwinkel aus den *Mellor*-Diagrammen im rotierenden System $\beta_{1MC} = 32{,}6°$ und $\beta_{1MS} = 50{,}6°$. Die minimalen Verluste seien durch folgende konstante Werte repräsentiert: Sekundärverlustbeiwert $\overline{\omega}_{1S}^* = 0{,}01$ und Profilverlustbeiwert $\overline{\omega}_{1P}^* = 0{,}03$. Die Dichte sei $\rho = 1{,}25\ kg/m^3$.

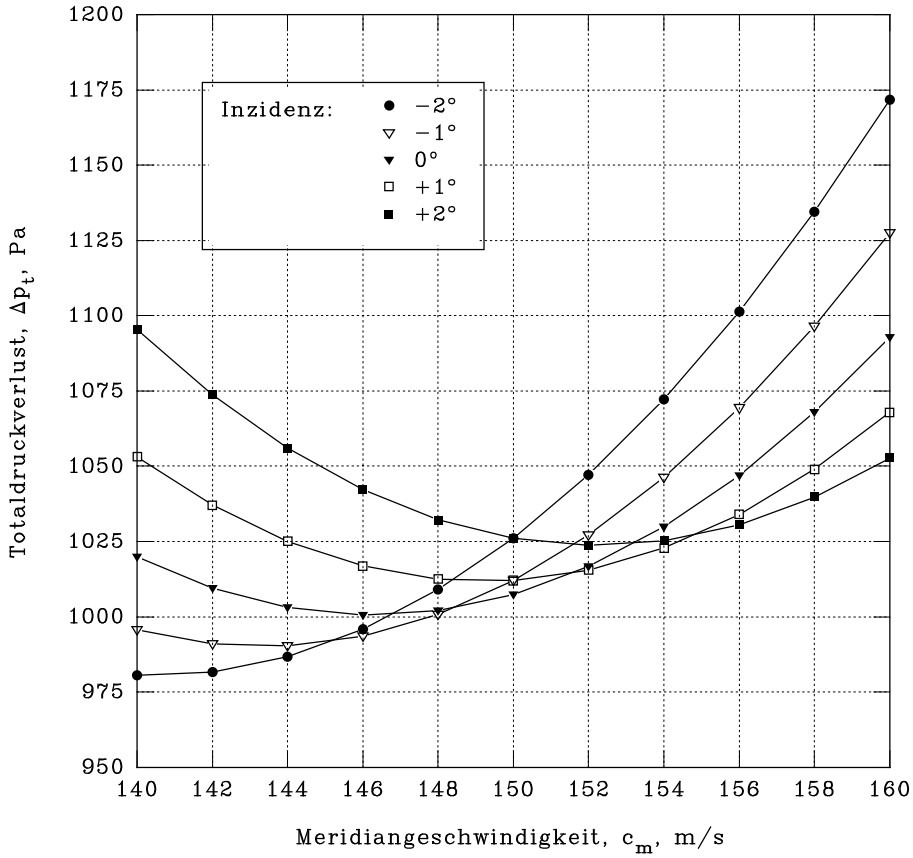


Abbildung 3.23: Totaldruckverlust $\overline{\Delta p_t}$ über Meridiangeschwindigkeit $c_m$

In Abbildung 3.23 ist der Totaldruckverlust $\overline{\Delta p_t}$ über der Meridiangeschwindigkeit $c_m$ mit der Auslegungsinzidenz als Parameter aufgetragen. Man kann Folgendes sehen:

1. Um einen möglichst geringen Totaldruckverlust $\overline{\Delta p_t}$ im Auslegungspunkt - und damit einen möglichst hohen Stufenwirkungsgrad bzw. in weiterer Folge einen hohen Gesamtwirkungsgrad - zu erhalten, ist eine Auslegungsinzidenz von 0° zu wählen, da hier der Totaldruckverlust ein Minimum für konstante Merdiangeschwindigkeit $c_m$ erreicht. Sowohl bei Auslegung mit positiver als auch negativer Inzidenz nimmt der Totaldruckverlust zu.

2. Bei einer inzidenzfreien Auslegung nimmt der Totaldruckverlust $\overline{\Delta p_t}$ mit sinkender Meridiangeschwindigkeit $c_m$ ab, damit nehmen die Wirkungsgrade zu.

3. Wird der Verdichter mit jener Inzidenz ausgelegt, daß das relative Minimum des Totaldruckverlusts $\overline{\Delta p_t}$ bei der Meridiangeschwindigkeit $c_m = c_m^{AP}$ auftritt, so kommt der Auslegungspunkt in die Nähe des relativen Maximum im Wirkungsgradverlauf zu liegen. Dies bringt jedoch zwei Nachteile mit sich:

   (a) Der Wirkungsgrad liegt zwar im relativen Maximum des Wirkungsgradverlaufs bei Auslegungsdrehzahl, jedoch liegt sein Wert unterhalb des maximal erreichbaren Werts bei inzidenzfreier Auslegung.

   (b) Das Profil wird bereits im Auslegungspunkt mit positiver Inzidenz angeströmt. Bei Absinken des Massenstroms $\dot{m}$ respektive der Meridiangeschwindigkeit $c_m$ - Drehzahl $n$ sei gleichbleibend - wächst die Falschanströmung an und erreicht bereits bei einem höheren Massenstrom als im Vergleich bei kleineren Auslegungsinzidenzen die Betriebsgrenze. Dadurch wird der nutzbare Bereich im Verdichterkennfeld kleiner.

4. Wird der Verdichter mit negativer Inzidenz ausgelegt, so ist der Totaldruckverlust $\overline{\Delta p_t}$ höher als bei inzidenzfreier Auslegung. Die Kurve des Totaldruckverlusts fällt sehr weit ab, der Stufenwirkungsgrad kann bei kleineren Massenströmen als dem im Auslegungspunkt weit oberhalb des Stufenwirkungsgrads im Auslegungspunkt zu liegen kommen. Da der rechte Ast des in den Abbildungen 3.5, 3.7 und 3.9 dargestellten Wirkungsgradverlaufs im allgemeinen sehr steil abfällt, liegt der Auslegungspunkt meist weit unterhalb des Maximums, was noch zusätzlich durch die Verbreiterung des Verdichterkennfelds infolge der negativen Auslegungsinzidenzen verstärkt wird.

### 3.7.2 Falschanströmung in der Nähe der Pumpgrenze

Abbildung 3.24 zeigt die Winkel der Falschanströmung des Verdichters mit konstantem Nabenradius an der Pumpgrenze bei Auslegungsdrehzahl, Abbildung 3.25 diese an der Pumpgrenze bei 85 Prozent der Auslegungsdrehzahl. In der ersten Abbildung steigen die Winkel der Falschanströmung $\Delta\beta_1$ kontinuierlich von geringen zu hohen positiven Inzidenzen im hinteren Bereich des Verdichters an, in der zweiten treten im vorderen Bereich hohe positive Inzidenzen auf, die jedoch auf sehr große negative Inzidenzen abfallen, wobei die Falschanströmung $\Delta\beta_1$ als Abweichung des tatsächlichen Strömungswinkels $\beta_1$ von dem im Auslegungspunkt $(\beta_1^* + i)$ definiert ist:

$$\Delta\beta_1 = \beta_1 - (\beta_1^* + i) \tag{3.11}$$

$\beta_1^*$ bezeichnet denjenigen Strömungswinkel, bei dem das Profil mit minimalen Verlusten angeströmt wird, und $i$ die Inzidenz im Auslegungspunkt.

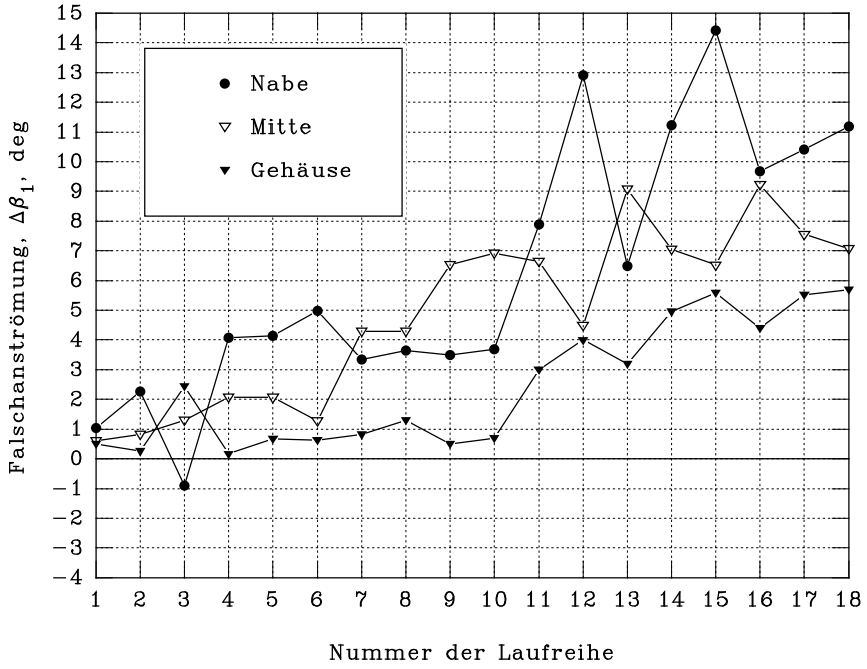


Abbildung 3.24: Falschanströmung der Laufreihen an der Pumpgrenze bei Auslegungsdrehzahl

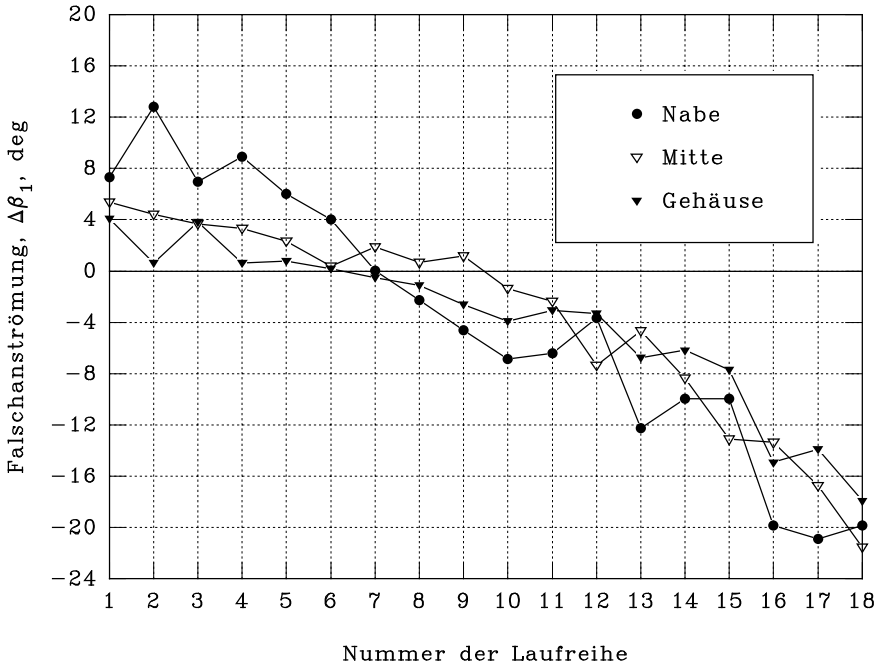


Abbildung 3.25: Falschanströmung an der Pumpgrenze bei 85 Prozent der Auslegungsdrehzahl

Diese zwei unterschiedlichen Verläufe beruhen allein auf der Tatsache, daß der Verdichter an der Pumpgrenze bei Auslegungsdrehzahl ein Totaldruckverhältnis $\Pi_t$ erreicht, das größer ist

als das im Auslegungspunkt $\Pi_t^{AP}$, an der Pumpgrenze bei 85 Prozent der Auslegungsdrehzahl jedoch ein Totaldruckverhältnis $\Pi_t$, das kleiner als das im Auslegungspunkt ist. Somit läßt sich die Pumpgrenze in zwei Abschnitte teilen, deren einer dadurch charakterisiert ist, daß die auf ihm liegenden Betriebspunkte ein höheres Totaldruckverhältnis $\Pi_t$ haben als das im Auslegungspunkt, der andere dadurch, daß seine Betriebspunkte ein kleineres besitzen.

Betrachtet man irgend einen Querschnitt $A$ entlang der Achse, so gilt sowohl im Auslegungs- als auch im Betriebspunkt an der Pumpgrenze die jeweilige Massenbilanz:

$$\dot{m}^{AP} = A\rho^{AP}c_m^{AP} \tag{3.12}$$

$$\dot{m} = A\rho c_m. \tag{3.13}$$

Setzt man diese beiden zueinander ins Verhältnis, erweitert mit $\frac{\rho_t^{AP}\rho_t}{\rho_t^{AP}\rho_t}$, fügt für die Dichte im Totalzustand den Zusammenhang aus der idealen Gasgleichung ein, betrachtet den Strömungsquerschnitt A als konstante Größe und erweitert die rechte Seite mit $\frac{p_{t0}}{p_{t0}}$, so erhält man mit der idealen Gasgleichung

$$\frac{p_t}{\rho_t} = RT_t \tag{3.14}$$

folgenden Zusammenhang:

$$\frac{c_m}{c_m^{AP}} = \frac{\dot{m}}{\dot{m}^{AP}}\frac{\rho^{AP}}{\rho_t^{AP}}\frac{\rho_t}{\rho}\frac{\Pi_t^{AP}}{\Pi_t}\frac{T_t}{T_t^{AP}} \tag{3.15}$$

$R$ bezeichnet die ideale Gaskonstante, $T_t$ die absolute Totaltemperatur, $p_t$ den Totaldruck, $p_{t0}$ den Totaldruck am Verdichtereintritt, $\Pi_t$ das erzielte Totaldruckverhältnis, $\rho$ die statische und $\rho_t$ die Dichte des Fluids im Totalzustand.

Für das Verhältnis der Dichte im Totalzustand $\rho_t$ zu der statischen Dichte $\rho$ gilt

$$\frac{\rho_t}{\rho} = \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2}M^2\right)^{\frac{1}{\kappa-1}}. \tag{3.16}$$

Darin stehen $\kappa$ für das Verhältnis der spezifischen Wärmekapazitäten, $M$ für die Machzahl, die wie folgt definiert ist:

$$M = \frac{c}{a} \tag{3.17}$$

$a$ steht für die Schallgeschwindigkeit und errechnet sich mit der statischen Temperatur $T$ wie folgt:

$$a^2 = \kappa RT \tag{3.18}$$

Der erste Term der Gleichung 3.15, $\frac{\dot{m}}{\dot{m}^{AP}}$, nimmt im unteren Ast der Pumpgrenze und im Bereich bis etwa der Auslegungsdrehzahl Werte kleiner 1,0 an, darüber zwar auch Werte größer als 1,0, die Größe selbst bleibt jedoch beschränkt, da die mechanische Belastung der rotierenden Teile mit zunehmender Drehzahl stark ansteigt.

Der Term $\frac{\Pi_t^{AP}}{\Pi_t}$ nimmt im unteren Ast der Pumpgrenze einen Wert größer 1,0, im oberen einen kleiner 1,0 an.

Betrachtet man den gesamten Verdichtungsprozeß als einstufigen Vorgang, so kann man folgenden Zusammenhang zwischen der Totaltemperatur und dem erzielten Totaldruckverhältnis aufstellen:

$$\frac{T_t}{T_{t0}} = \Pi_t^{\frac{1}{\eta_P}\frac{\kappa-1}{\kappa}} \tag{3.19}$$

$T_{t0}$ steht für die Totaltemperatur am Verdichtereintritt, $\eta_P$ für den polytropen Verdichterwirkungsgrad, der mit den Totalzuständen definiert ist, und $\Pi_t$ für das erzielte Totaldruckverhältnis. Die Temperatur nimmt mit steigendem Druckverhältnis zu, wodurch das Verhältnis der Temperaturen $\frac{T_t}{T_t^{AP}}$ im unteren Ast der Pumpgrenze Werte kleiner 1,0, im oberen Ast Werte größer 1,0 annimmt.

Der Term $\frac{\rho^{AP}}{\rho_t^{AP}}$ ist für den entsprechenden Querschnitt eine konstante Größe, im Term $\frac{\rho_t}{\rho}$ steckt implizit über die Gleichung 3.16 die Meridiangeschwindigkeit $c_m$.

Somit ergeben sich beispielsweise für den Austritt aus der letzten Laufreihe die in der Tabelle 3.4 zusammengefaßten Ergebnisse:

Tabelle 3.4: Verhältnis der Meridiangeschwindigkeiten $\frac{c_m}{c_m^{AP}}$

| | Auslegungspunkt | Pumpgrenze bei 85 Prozent | Pumpgrenze bei 100 Prozent |
|---|---|---|---|
| Totaldruckverhältnis $\Pi_t$ | 13,0 | 3,9 | 18,0 |
| Massenstrom $\dot{m}$ in $kg/s$ | 312 | 240 | 309 |
| polytroper Wirkungsgrad $\eta_p$ | 0,89 | 0,75 | 0,90 |
| Totaltemperatur $T_t$ in $K$ | 634 | 484 | 721 |
| Schallgeschwindigkeit $a$ in $m/s$ | 506,5 | 442,5 | 540,2 |
| Machzahl $M$ | 0,30 | 0,64 | 0,22 |
| $\frac{c_m}{c_m^{AP}}$ | 1,00 | 1,89 | 0,78 |

Für den polytropen Wirkungsgrad $\eta_p$ wurde der entsprechende Wert des Gesamtverdichters in dem jeweiligen Betriebspunkt und für den Strömungswinkel $\alpha_1$ der konstante Wert von 30° gewählt.

Mit obigem Zusammenhang für die Meridiangeschwindigkeit $c_m$ errechnet sich nun die Falschanströmung einer Laufreihe nach folgendem Zusammenhang:

$$\beta_1 = \arctan\left[\frac{u}{c_m} - \tan\alpha_3\right] \tag{3.20}$$

$$\Delta\beta_1 = \beta_1 - (\beta_1^* + i) \tag{3.21}$$

Darin steht $\alpha_3$ für den Abströmwinkel der vorhergehenden Leitreihe, $u$ für die Umfangsgeschwindigkeit, die übrigen Größen sind wie oben.

Der Abströmwinkel $\alpha_3$ aus der vorherigen Reihe ändert sich nur gering, weshalb die Größe des Winkels der Falschanströmung $\Delta\beta_1$ in erster Linie nur vom Verhältnis $\frac{u}{c_m}$ und vom Strömungswinkel im Auslegungspunkt $(\beta_1^* + i)$ abhängt. Nimmt das Verhältnis von Umfangsgeschwindigkeit $u$ zur Meridiangeschwindigkeit $c_m$ - inzidenzfreie Anströmung vorausgesetzt - kleinere Werte an als im Auslegungspunkt, so kommt es zu einer Anströmung mit negativer Inzidenz, bei größeren Werten zu einer mit positiver Inzidenz.

Entsprechendes gilt natürlich auch für die Leitreihen.

### 3.7.3 Wahl der Inzidenz im Auslegungspunkt

Im allgemeinen wird man beim Entwerfen eines Verdichters vor dem Problem stehen, daß man einerseits einen möglichst hohen Wirkungsgrad im Auslegungspunkt und andererseits einen möglichst breiten nutzbaren Bereich im Verdichterkennfeld erzielen will. Wie im Kapitel 3.7.1 angeführt, erhält man einen hohen Wirkungsgrad, indem die Schaufelreihen inzidenzfrei angestellt werden, wodurch aber das Verdichterkennfeld schmal ausfällt. Möchte man ein breites Verdichterkennfeld erhalten, so muß man die Gitter auf Kosten des Wirkungsgrads mit negativer Inzidenz anstellen.

Da beide Forderungen nicht gleichzeitig erfüllt werden können, muß man nach einem geeigneten Kompromiß suchen. Hier soll die prinzipielle Vorgangsweise bei einer Verbreiterung des Verdichterkennfelds im Bereich der Auslegungsdrehzahl dargelegt werden, als Kriterium für die Pumpgrenze wird der Einfachheit halber der doppelte Profilverlustbeiwert herangezogen:

1. Inzidenzfreie Auslegung des Verdichters.
2. Ermittlung des Verhältnisses des Profilverlustbeiwerts im gewünschten Betriebspunkt, der oberhalb der Pumpgrenze liegt, zu dem bei inzidenzfreier Anströmung auftretenden Profilverlustbeiwert $\frac{\overline{\omega}_{1P}}{\overline{\omega}_{1P}^*}$.
3. Erneute Auslegung des Verdichters mit folgenden Kriterien für die Inzidenzen $i$:
   (a) Schaufelschnitte, deren Profilverlustbeiwert nicht größer als das Doppelte des Profilverlustbeiwerts im Auslegungspunkt ist, werden weiterhin inzidenzfrei angestellt.
   (b) Schaufelschnitte, deren Profilverlustbeiwert größer als das Doppelte des Profilverlustbeiwerts im Auslegungspunkt ist, werden mit genau jener Inzidenz $i$ angestellt, daß der zu erwartende Profilverlustbeiwert gerade das Doppelte des durch die geänderte Anstellung veränderten Profilverlustbeiwerts der neuen Auslegung beträgt.
4. Wiederholen der Schritte 2 und 3, bis die Auslegung den gewünschten Anforderungen entspricht.

## 3.8 Verlauf der Stromlinien

In den Abbildungen 3.26, 3.27 und 3.28 sind Teile der 25-, 50- und 75-Prozent-Stromlinien, der Nabe und des Gehäuses des Verdichters mit konstantem Nabenradius dargestellt. Die durchgezogenen Linien zeigen den Verlauf dieser Stromlinien im Auslegungspunkt, die strichlierten

den an der Pumpgrenze. Der Verlauf der Stromlinien an der Pumpgrenze bei Auslegungsdrehzahl im vorderen Verdichterteil wurde nicht dargestellt, da die Abweichungen der Stromlinien von denen im Auslegungspunkt nur gering sind.

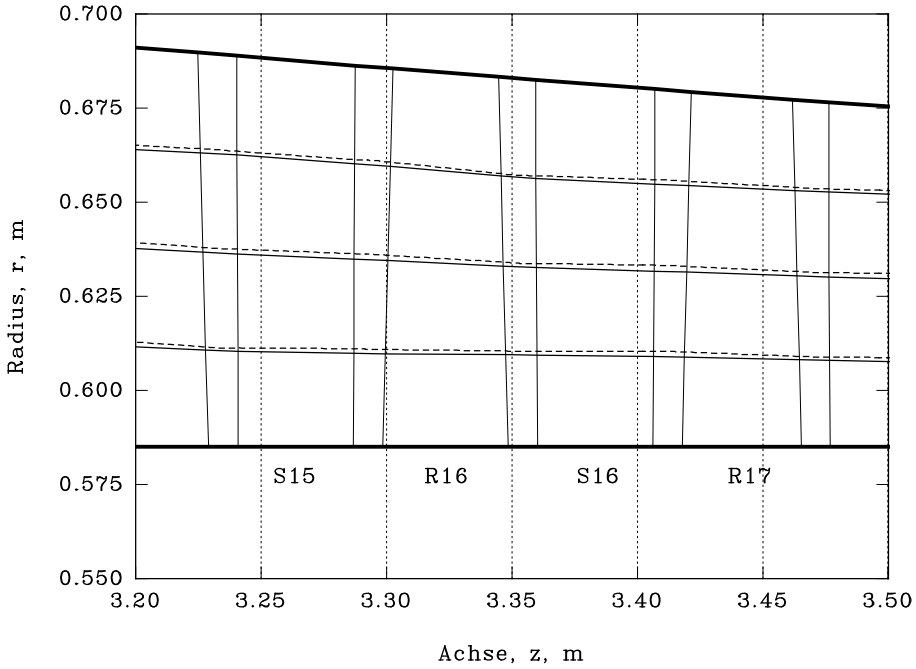


Abbildung 3.26: Verlauf der Stromlinien an der Pumpgrenze bei Auslegungsdrehzahl im hinteren Verdichterteil

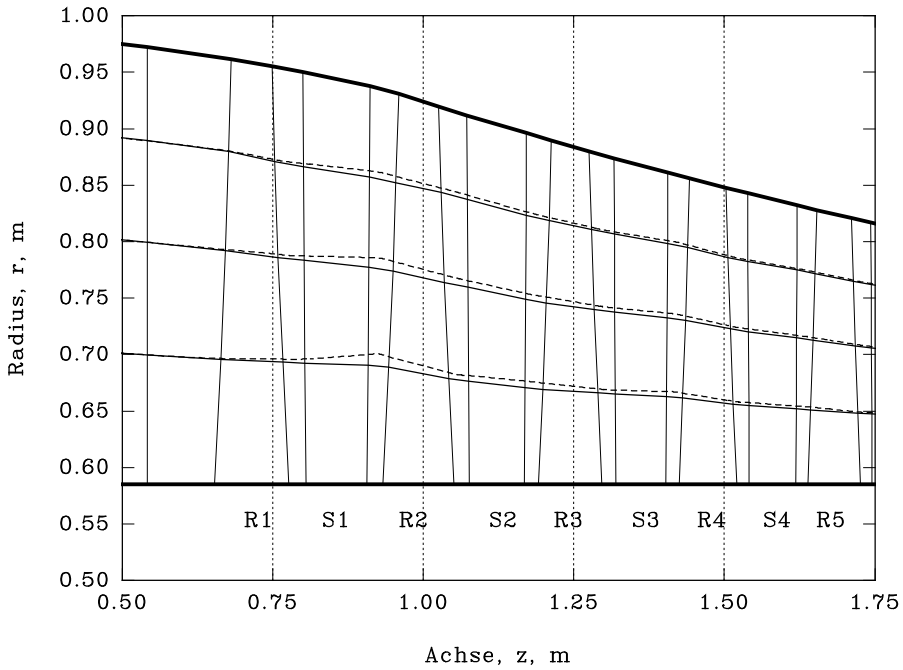


Abbildung 3.27: Verlauf der Stromlinien an der Pumpgrenze bei 85 Prozent der Auslegungsdrehzahl im vorderen Verdichterteil

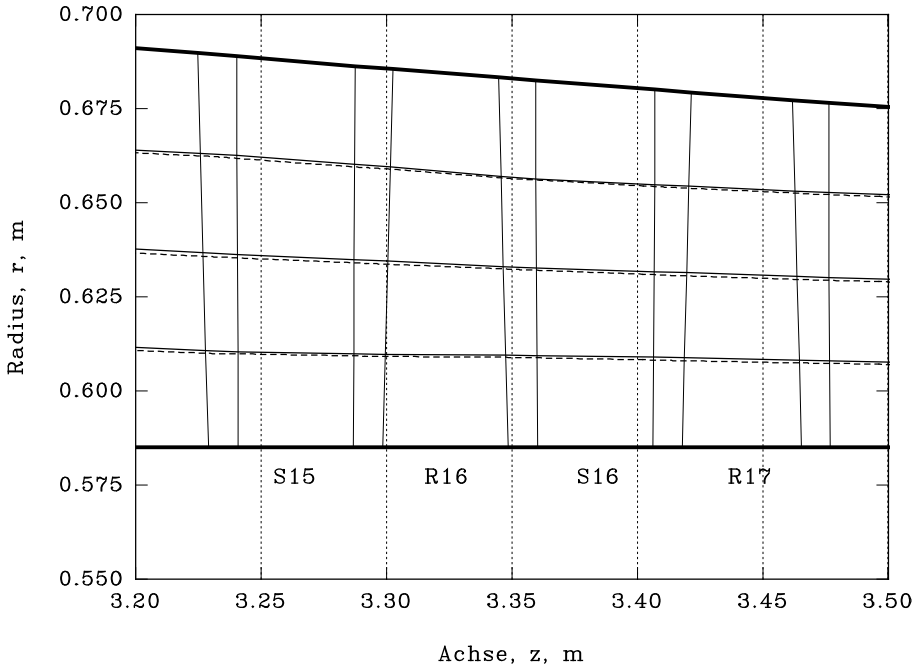


Abbildung 3.28: Verlauf der Stromlinien an der Pumpgrenze bei 85 Prozent der Auslegungsdrehzahl im hinteren Verdichterteil

Die Stromlinien an der Pumpgrenze bei Auslegungsdrehzahl weichen nur sehr wenig von denen im Auslegungspunkt ab und sind im hinteren Teil des Verdichters geringfügig nach außen - d. h. zum Gehäuse hin - verschoben (Abbildung 3.26).

Die Stromlinien an der Pumpgrenze bei 85 Prozent der Auslegungsdrehzahl weichen hingegen stark von denen im Auslegungspunkt ab. Im vorderen Teil des Verdichters - Rotor $R_1$ bis etwa Stator $S_4$ - werden die Stromlinien stark nach außen gedrängt - Abbildung 3.27. Bei der 25-Prozent-Stromlinie ist dies am deutlichsten, bei der 50- und 75-Prozent-Stromlinie bereits weniger stark ausgeprägt. Aufgrund der Definition der einzelnen Stromlinien ist die mittlere Merdiangeschwindigkeit $c_m$ im Bereich zwischen der Nabe und der 25-Prozent-Stromlinie geringer als beispielsweise im Bereich zwischen der 75-Prozent-Stromlinie und dem Gehäuse, wo sie am größten ist. Ob man aus diesem Verlauf der Meridiangeschwindigkeit den Beginn der Bildung einer Zelle, durch die der Durchsatz verschwindet, herauslesen kann, sei dahingestellt. Im hinteren Verdichterteil werden die Stromlinien nach innen - d. h. zur Nabe hin - gedrängt (Abbildung 3.28).

Auffallend ist die Tatsache, daß in allen Abbildungen die Stromlinien nach außen - d. h. zum Gehäuse - gedrängt werden, wenn die jeweiligen Schaufeln mit positiver Inzidenz, bzw. nach innen, wenn sie mit negativer Inzidenz angeströmt werden (siehe auch Abbildung 3.24 und 3.25).

Als Erklärung für dieses Abweichen der Stromlinien von denen im Auslegungspunkt soll das radiale Gleichgewicht an einer Verdichterstufe, bestehend aus einer Lauf- und einer Leitreihe, betrachtet werden. Diese Stufe soll als Repetierstufe ausgebildet sein. Die mittlere Stromlinie ($\Psi = 0{,}5$) soll als repräsentativ für das Strömungsfeld betrachtet werden. Das Geschwindigkeitsdreieck ist in Abbildung 3.29 dargestellt, worin der Anströmwinkel $\alpha_1$ im ruhenden und der Abströmwinkel $\beta_2$ im rotierenden System als konstante Größen betrachtet werden. $+$ steht für die Anströmung mit positiver, $-$ für die mit negativer Inzidenz und $*$ für inzidenzfreie Anströmung.

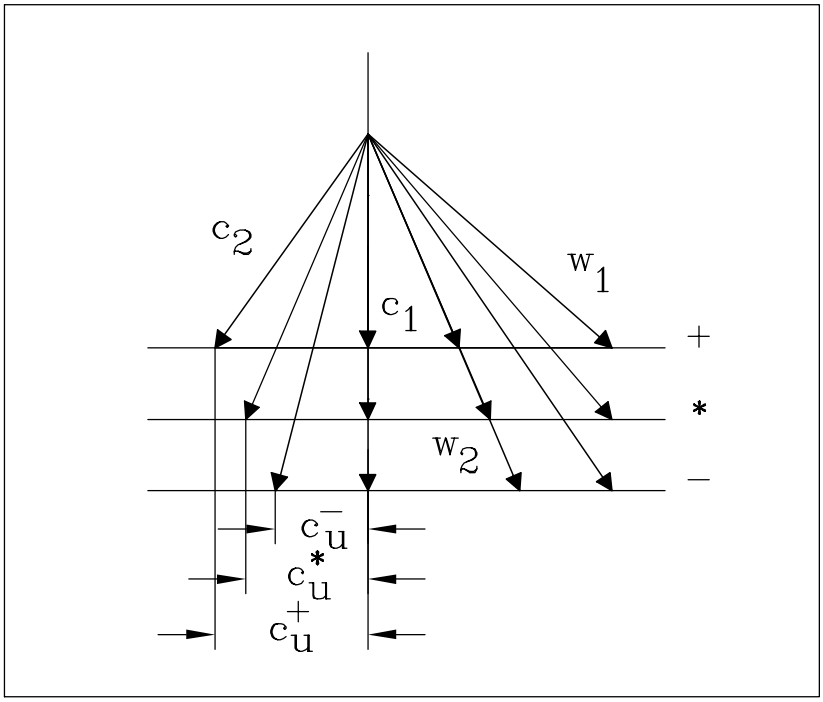


Abbildung 3.29: Geschwindigkeitsdreieck

Aus dem radialen Gleichgewicht ergibt sich folgender Zusammenhang zwischen dem radialen Verlauf des statischen Drucks $p$ und der Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit $c_u$:

$$\frac{c_u^2}{r} = \frac{1}{\rho}\frac{dp}{dr} \tag{3.22}$$

Mit der Definition der Schallgeschwindigkeit $a$,

$$a^2 = \frac{dp}{d\rho}, \tag{3.23}$$

erhält man den Zusammenhang zwischen dem radialen Verlauf des statischen Drucks $p$ und der Dichte $\rho$:

$$\frac{d\rho}{dr} = \frac{1}{a^2}\frac{dp}{dr} \tag{3.24}$$

Aufgrund der Definition der inzidenzfreien Anströmung gilt folgender Zusammenhang zwischen Anströmwinkel $\beta_1$, Anströmwinkel, bei dem minimale Verluste auftreten, $\beta_1^*$ und Inzidenz der Anströmung $i$:

$$\beta_1 = \beta_1^* + i \tag{3.25}$$

Ohne Einschränkung der Allgemeinheit soll die Anströmung der Laufreihe derart erfolgen, daß die Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit $c_u$ verschwindet. Dadurch ergibt sich aufgrund der Gleichung 3.22 ein konstanter Verlauf des Drucks $p$ in radialer Richtung und in weiterer Folge mit der Gleichung 3.24, daß die Dichte $\rho$ in radialer Richtung konstante Werte annimmt.

Im Auslegungspunkt kommt es zu einer inzidenzfreien Anströmung der Leitreihe, die von Null verschiedene Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit $c_u$ führt zu einem Anstieg des Drucks $p$ in radialer Richtung und damit auch zu einem Anstieg der Dichte $\rho$ in radialer Richtung. Da die mittlere Stromlinie $\Psi = 0{,}5$ derart definiert ist, daß der Massenstrom $\dot{m}$ durch den Kreisring außerhalb bzw. innerhalb der Stromlinie gleich groß ist, verschiebt sich die Stromlinie $\Psi = 0{,}5$ aufgrund der größeren Dichte $\rho$ im äußeren Kreisring nach außen.

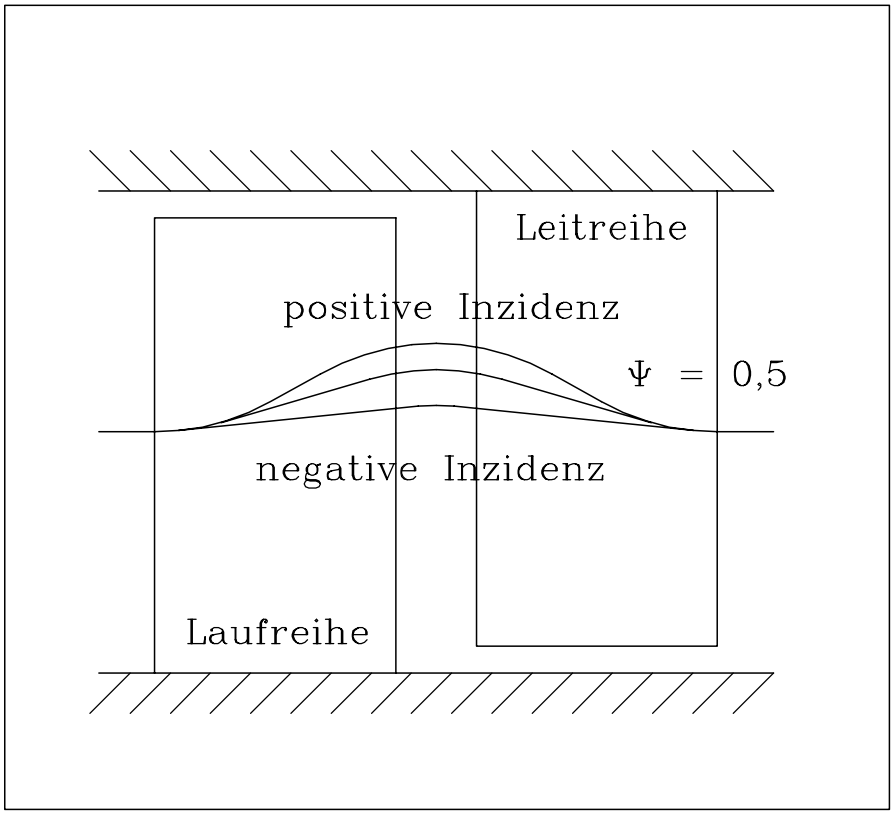


Abbildung 3.30: Verlauf der Stromlinie $\Psi = 0{,}5$ in einer Verdichterstufe

Nimmt die Lieferzahl $\varphi$ ab, wie es beispielsweise bei Absinken der Meridiangeschwindigkeit $c_m$ und bei gleichbleibender Umfangsgeschwindigkeit $u$ der Fall ist, so wird die Leitreihe mit positiver Inzidenz angeströmt, und die Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit $c_u^+$ nimmt größere Werte als im Auslegungspunkt an. Dadurch steigt der Druck $p$ und damit auch die Dichte $\rho$ in radialer Richtung verstärkt an. Aufgrund der Definition der Stromlinie $\Psi = 0{,}5$ und der noch größeren Dichte $\rho$ im äußeren Kreisring verschiebt sich die Stromlinie noch weiter nach außen als im Auslegungspunkt.

Ähnliches gilt im Fall, daß die Lieferzahl $\varphi$ zunimmt. Die Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit $c_u^-$ nimmt kleinere Werte als im Auslegungspunkt an, der Druck $p$ bzw. die Dichte $\rho$ steigt in radialer Richtung langsamer an, und die Stromlinie $\Psi = 0{,}5$ verschiebt sich im Vergleich mit derselben Stromlinie im Auslegungspunkt nach innen.

Aufgrund der Repetierbedingung ist der Austritt aus der Leitreihe gleich dem Eintritt in die Laufreihe.

Der Verlauf der Stromlinie $\Psi = 0{,}5$ ist in Abbildung 3.30 dargestellt.

## 3.9 Verlauf des Diffusionsfaktors D

In den Abbildungen 3.31 bis 3.36 sind die Verläufe der Diffusionsfaktoren $D$ des Verdichters mit konstantem Nabenradius dargestellt, die im Auslegungspunkt bzw. in den Betriebspunkten an der Pumpgrenze auftreten. Als Kriterium für die Pumpgrenze wurde das des doppelten Profilverlusts verwendet, weshalb einzelne Diffusionsfaktoren auch Werte größer 0,6 erreichen. Die Diffusionsfaktoren $D$ der Lauf- und Leitreihen sind getrennt abgebildet. In den Abbildungen sind jeweils die Diffusionsfaktoren $D$ des Naben-, Mittel- und des Gehäuseschnitts dargestellt.

In Abbildung 3.31 ist der Diffusionsfaktor $D$ der Laufreihen im Auslegungspunkt über der Laufreihennummer aufgetragen. Der Diffusionsfaktor $D$ hat mit Ausnahme der letzten Reihe ungefähr konstante Größe. Die Werte der letzten Reihe sind etwas kleiner. In den ersten Laufreihen ist der Wert des Diffusionsfaktors $D$ im Gehäuseschnitt am kleinsten, der im Nabenschnitt am größten. Ab etwa der sechsten Reihe nehmen die Gehäuseschnitte die größten, die Nabenschnitte die kleinsten Werte an. Der größte Wert des Diffusionsfaktors $D$ beträgt etwa 0,47 im Mittelschnitt der ersten, der kleinste 0,25 im Nabenschnitt der letzten Laufreihe. Der erhöhte Wert im Mittelschnitt der ersten Laufreihe ist auf die verstärkte Profilwölbung desselben zurückzuführen. Diese Änderung wurde durchgeführt, um den Massenstrom $\dot{m}$ zu erhöhen.

Die Diffusionsfaktoren $D$ der Leitreihen im Auslegungspunkt über der Leitreihennummer sind in Abbildung 3.32 dargestellt. Wie bei den Laufreihen tritt erneut ein gleichmäßiger Verlauf auf, eine Zuordnung der relativen Größe zueinander kann jedoch nicht mehr durchgeführt werden. Der größte Wert liegt knapp über 0,5 im Spitzenschnitt der 16., der kleinste bei 0,32 ebenfalls im Spitzenschnitt der sechsten Leitreihe.

Das Schwanken des Diffusionsfaktors $D$ in den einzelnen Schnitten der Lauf- und der Leitreihen ist erneut auf die diskrete Stufung der Profilwölbung zurückzuführen. Einzelne lokale Spitzen bewirken, daß die mit dem Kriterium $D = 0{,}6$ ermittelte Pumpgrenze im Kennfeld bei höheren Massenströmen $\dot{m}$ zu liegen kommt, als dies bei einer gleichmäßigeren aerodynamischen Belastung der Gitter der Fall wäre.

In den Abbildungen 3.33, 3.34, 3.35 und 3.36 sind die Verläufe der Diffusionsfaktoren $D$ in den beiden Betriebspunkten an der Pumpgrenze bei 85 und 100 Prozent der Auslegungsdrehzahl dargestellt. Bei den Verläufen bei Auslegungsdrehzahl nimmt die Größe des Diffusionsfaktors $D$ mit zunehmender Reihennummer zu und erreicht in den hinteren Leitreihen Werte größer 0,6. Die Schwankungen aus dem Auslegungspunkt bleiben erhalten. Bei 85 Prozent der Auslegungsdrehzahl sind die ersten Reihen hoch belastet, die ersten drei Leitreihen haben Diffusionsfaktoren $D$ größer bzw. knapp unter 0,6. Die Schaufelreihen im hinteren Teil des Verdichters haben negative Diffusionsfaktoren $D$. Dies ist auf die Expansion der Luft in diesen Reihen zurückzuführen. Auch hier ist zu erkennen, daß in den Betriebspunkten an der Pumpgrenze, die ein kleineres Totaldruckverhältnis $\Pi_t$ als das im Auslegungspunkt $\Pi_t^{AP}$ besitzen, die Ursache für das Erreichen der Betriebsgrenze in den vorderen Schaufelreihen liegt, in den Betriebspunkten an der Pumpgrenze mit einem größeren Totaldruckverhältnis $\Pi_t$ als das im Auslegungspunkt $\Pi_t^{AP}$ hingegen in den hinteren Reihen.

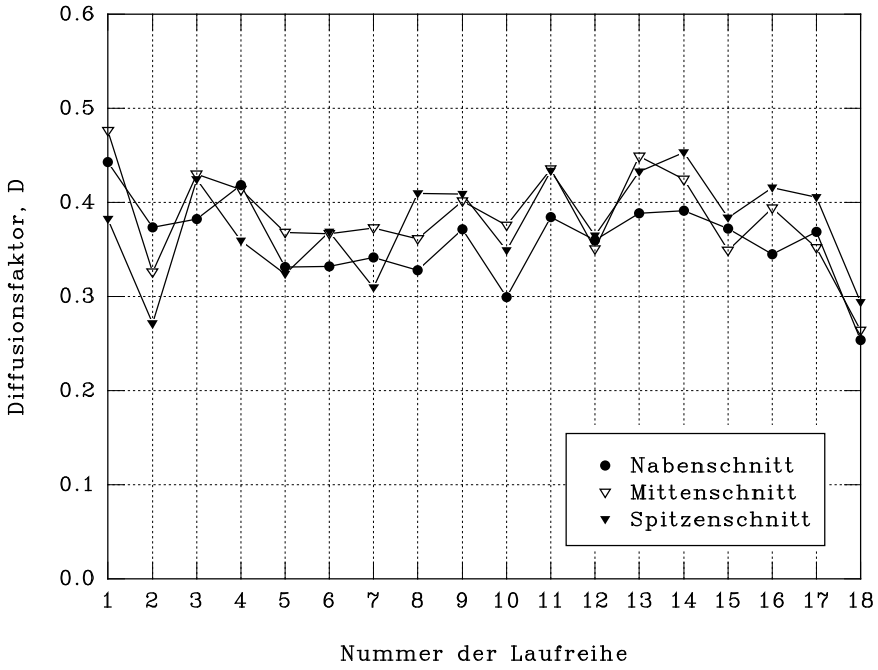


Abbildung 3.31: Diffusionsfaktor $D$ der Laufreihen im Auslegungspunkt

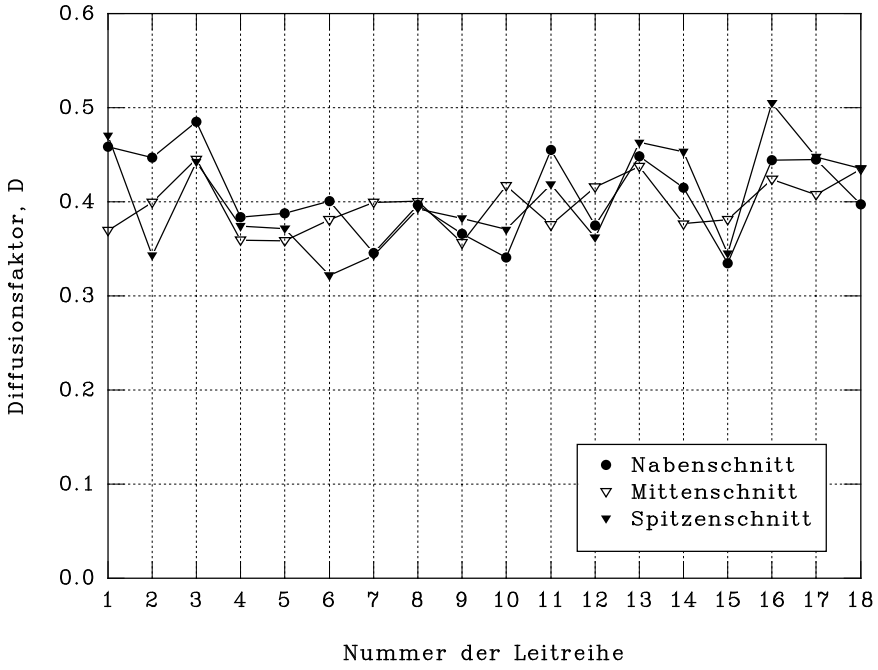


Abbildung 3.32: Diffusionsfaktor $D$ der Leitreihen im Auslegungspunkt

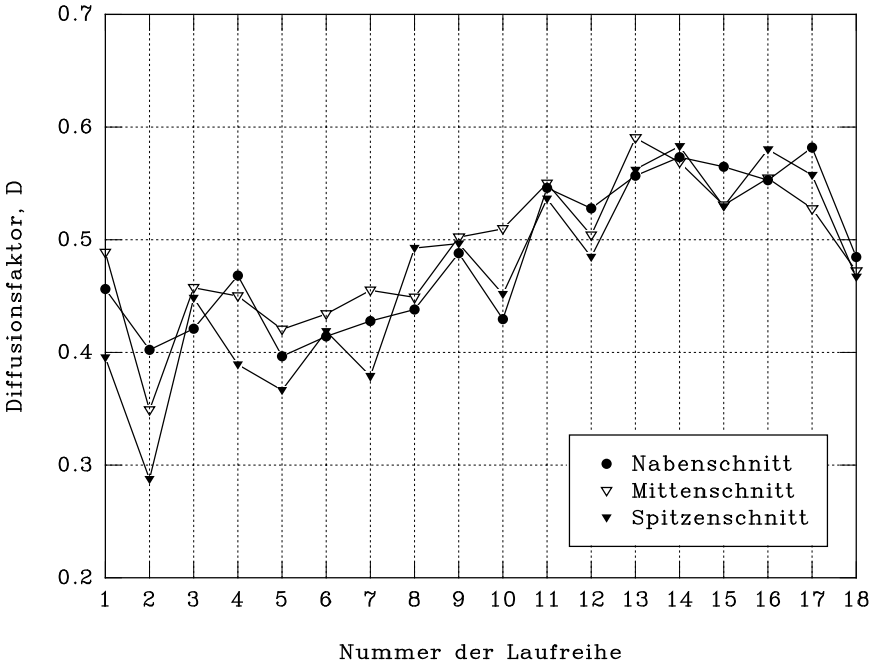


Abbildung 3.33: Diffusionsfaktor $D$ der Laufreihen an der Pumpgrenze bei Auslegungsdrehzahl

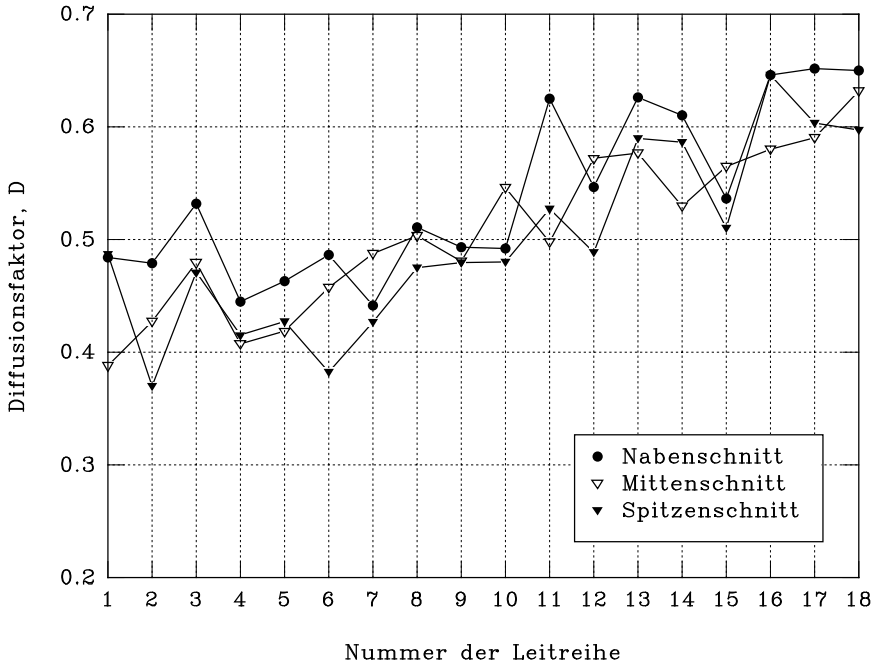


Abbildung 3.34: Diffusionsfaktor $D$ der Leitreihen an der Pumpgrenze bei Auslegungsdrehzahl

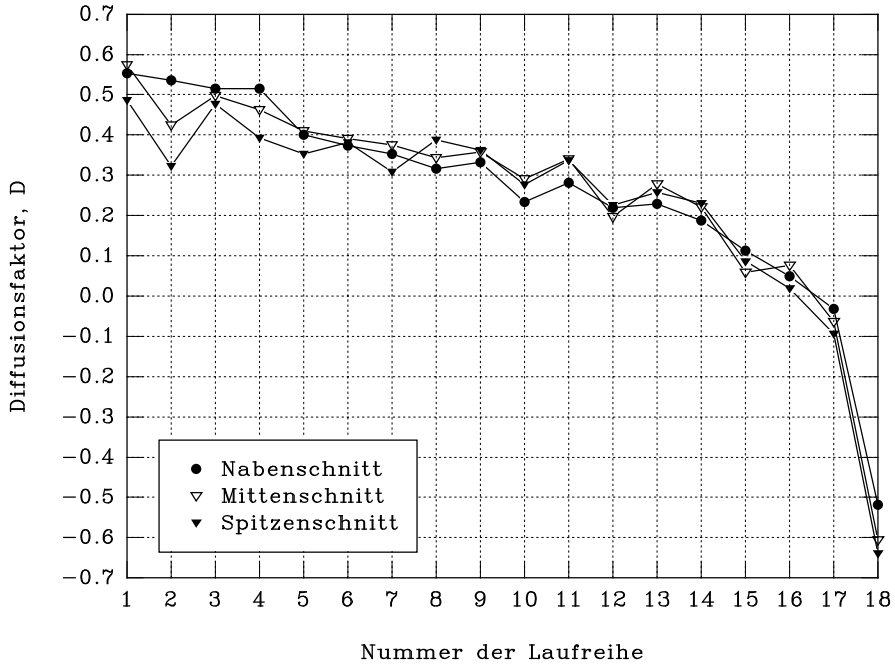


Abbildung 3.35: Diffusionsfaktor $D$ der Laufreihen an der Pumpgrenze bei 85 Prozent der Auslegungsdrehzahl

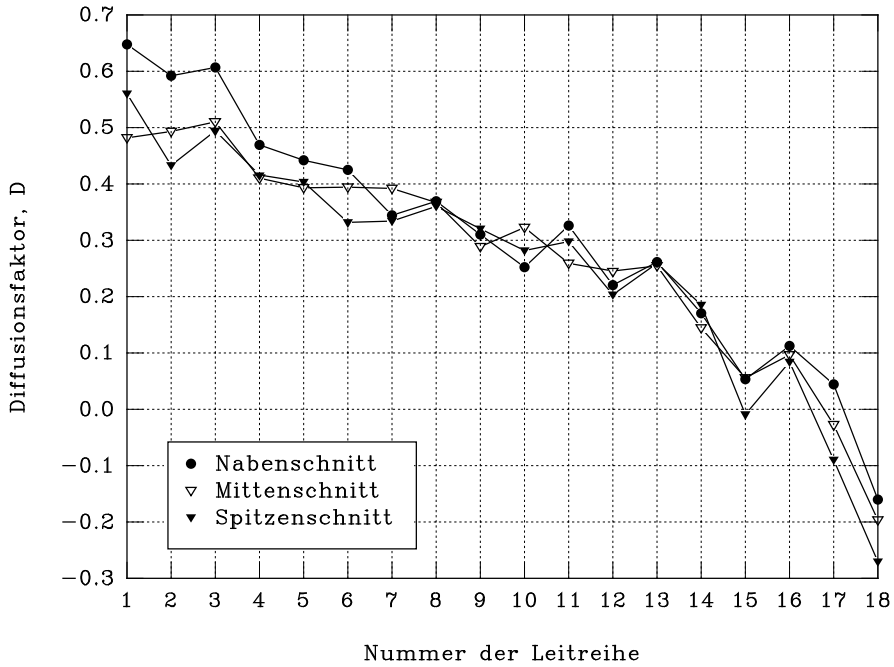


Abbildung 3.36: Diffusionsfaktor $D$ der Leitreihen an der Pumpgrenze bei 85 Prozent der Auslegungsdrehzahl

## 3.10 Expansion an der Pumpgrenze bei 85 Prozent der Drehzahl

Betrachtet man in Abbildung 3.37 den Verlauf der statischen Enthalpie $h$ und des statischen Drucks $p$ des Verdichters mit konstantem Nabenradius als auf den Verdichtereintritt bezogene Größen vor der jeweiligen Schaufelreihe, so tritt im hinteren Bereich sowohl im Druck- als auch im Enthalpieverlauf ein relatives Maximum und sodann ein Abfall in beiden Verläufen auf.

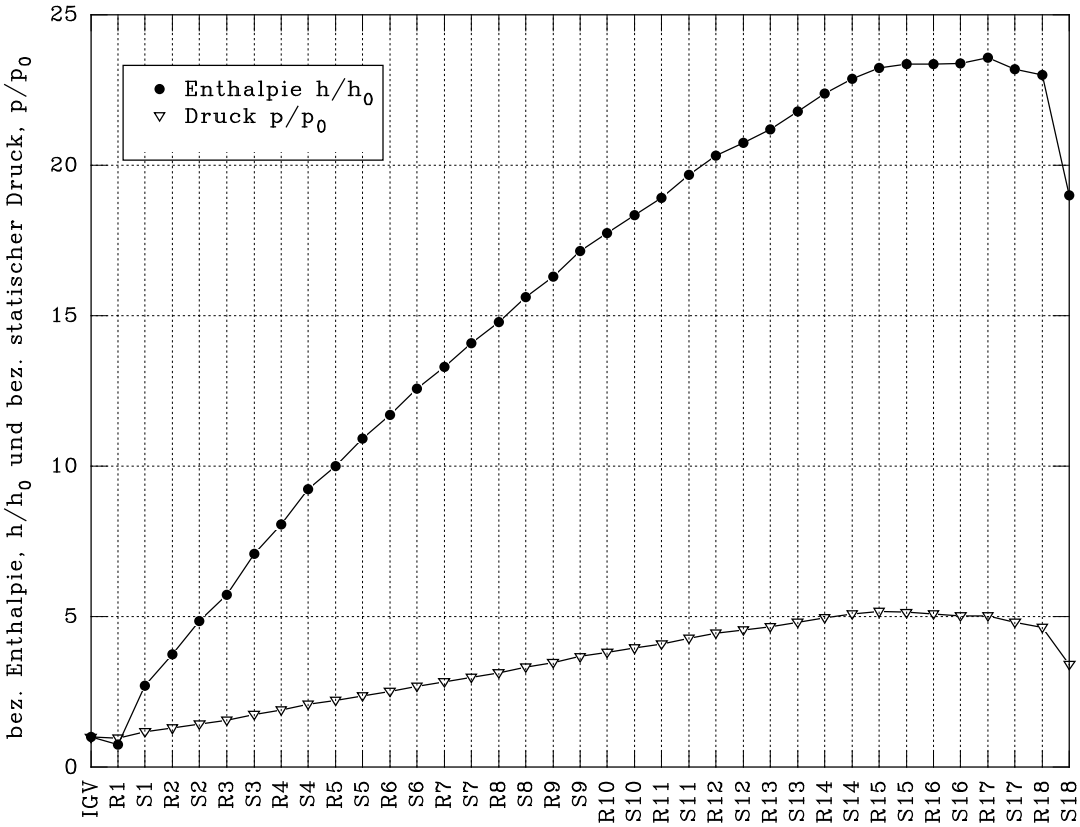


Abbildung 3.37: Bezogene Enthalphie und bezogener Druck an der Pumpgrenze bei 85 Prozent der Drehzahl

In den Schaufelreihen im Bereich des Maximums stimmen die Strömungswinkel $\beta_1$ ungefähr mit den Staffelungswinkeln $\gamma$ überein, in der letzten Laufreihe nehmen die Strömungswinkel $\beta_1$ größere Werte als die der Staffelungswinkeln $\gamma$ an.

Zur Erklärung dieser Verläufe betrachte man eine ebene Platte als Profil in einem Gitterverband, das mit dem Staffelungswinkel $\gamma$ angestellt ist - Abbildung 3.38 -, und nehme zunächst eine konstante Meridiangeschwindigkeit $c_m$ vor bzw. nach dem Gitterverband an. Der Abströmwinkel $\beta_2^*$ habe ungefähr den Wert des Staffelungswinkels $\gamma$ und sei von der Richtung der Anströmung unabhängig. Es treten keinerlei Verluste auf. Nimmt nun der Anströmwinkel $\beta_1$ ausgehend von dem Wert mit minimalen Verlusten $\beta_1^*$ ab, so nehmen die Inzidenzen in negativer Richtung zu, bis der Anströmwinkel $\beta_1$ mit dem Staffelungswinkel $\gamma$ übereinstimmt. Liegt dieser Fall vor, so strömt das Fluid ohne Umlenkung durch den Gitterverband, handelt es sich um eine Laufreihe, so verschwindet die Umfangsarbeit $a_u$. Nimmt der Anströmwinkel noch kleinere Werte an, so wird die Strömung in Richtung von der Achse weg gelenkt und

wegen der gleichbleibenden Meridiangeschwindigkeit $c_m$ beschleunigt. Dadurch kommt es zu einer Expansion, die Enthalpie $h$ nimmt ab.

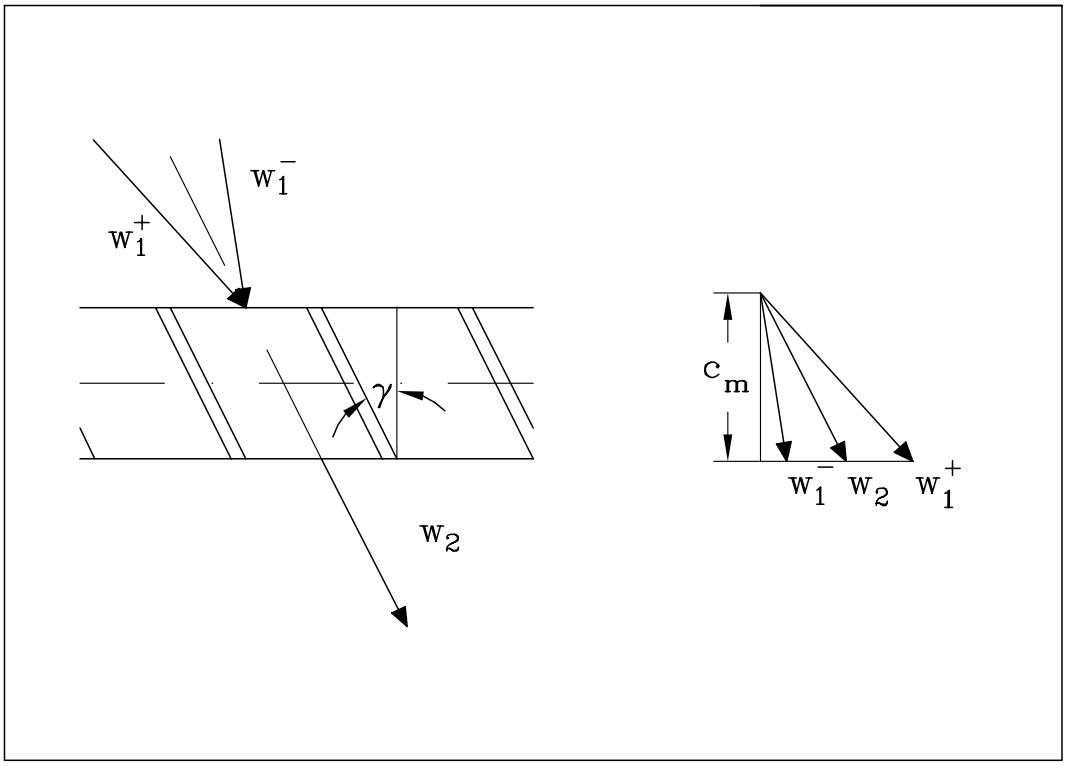


Abbildung 3.38: Plattengitter in der Strömung mit dazugehörendem Geschwindigkeitsdreieck

In der Realität ist die Strömung nicht verlustfrei, der Abströmwinkel $\beta_2^*$ stimmt nicht mit dem Staffelungswinkel $\gamma$ überein, das Profil besitzt eine Wölbung, und die Meridiangeschwindigkeit $c_m$ wächst an (siehe auch Kapitel 3.7.2). Sowohl die verlustbehaftete Strömung als auch die anwachsende Meridiangeschwindigkeit $c_m$ bewirken, daß bereits bei größeren Anströmwinkeln $\beta_1$ als des Staffelungswinkels $\gamma$ die Enthalpie $h$ konstant bleibt bzw. abnimmt.

# Kapitel 4

# Zusammenfassung

Um eine Gasturbine im Kraftwerksbetrieb erfolgreich betreiben zu können, müssen ihre Komponenten wirtschaftlich sein, so auch der Verdichter. Die Wirtschaftlichkeit äußert sich jedoch nicht nur in einem möglichst hohen Wirkungsgrad, dessen Realisierung meist hohe Investitionskosten bedarf, sondern in den Gesamtkosten. Diese bestehen unter anderem aus den Investitionskosten und den Kosten, die beim Betrieb und bei der Wartung entstehen.

Die Konstruktion eines Verdichters ist immer ein Kompromiß zwischen dem Streben nach einem hohen Wirkungsgrad, dem Versuch, die Investitionskosten zu verringern, und der Notwendigkeit, einen genügend großen Abstand von der Pumpgrenze zu erreichen.

Eine wichtige Größe für die wirtschaftliche Herstellung und Wartung des Verdichters ist die Schaufelzahl. Der Verdichter mit konstantem Nabenradius besteht unter anderem aus 2445, der mit konstantem mittleren Radius aus 2572 und der Verdichter mit konstantem Gehäuseradius aus 2726 Schaufeln. Der Wirkungsgrad des Verdichters spielt ebenfalls eine wichtige Rolle, und zwar sowohl im Auslegungspunkt als auch im Teillastbereich. Im Auslegungspunkt weist der Verdichter mit konstanter Nabenkontur einen isentropen Wirkungsgrad von 0,8474, der mit konstantem mittleren Radius einen von 0,8323 und der mit konstanter Gehäusekontur einen von 0,8194 auf. Im Teillastbereich ist es schwierig, eine Größe anzugeben, die die Effizienz des Verdichters widergibt. Es soll daher der maximale isentrope Wirkungsgrad im Kennfeld angegeben werden, der beim Verdichter mit konstantem Nabenradius bei 0,868, beim Verdichter mit konstantem mittleren Radius bei 0,856 und beim Verdichter mit konstanter Gehäusekontur bei 0,843 liegt.

Eine andere wichtige Eigenschaft für den erfolgreichen Einsatz eines Verdichters im Kraftwerksbetrieb ist ein möglichst breiter Betriebsbereich. Wiederum ist es schwer, eine für den gesamten Teillastbereich repräsentative Größe anzugeben. Es soll hier die oben definierte Pumpreserve verwendet werden. Die drei Kriterien für Lage der Pumpgrenze ergeben unterschiedliche Verläufe der Pumpgrenze. Das Kriterium des doppelten Profilverlusts und das Kriterium mit dem Diffusionsfaktor liefern ungefähr den gleichen Verlauf der Pumpgrenze. Die Pumpreserve liegt allerdings bei rund 40 Prozent, ein Wert, der für die gewählte einfache Auslegung des Verdichters (inzidenzfreie Anströmung der Schaufelprofile in allen Reihen) zu groß erscheint. Das Kriterium nach *Koch* liefert einen Pumpgrenzenverlauf, der von den zwei anderen besonders bei verringerter Drehzahl stark abweicht. Aus konservativen Gründen sollen die kleinsten Pumpreserven miteinander verglichen werden. Die Pumpreserve des Verdichters mit konstantem Gehäuseradius liegt bei 26,6 Prozent und die des Verdichters mit konstantem mittleren Radius bei 21,0 Prozent. Der Verdichter mit konstanter Nabenkontur wird hier nicht betrachtet, da der Auslegungspunkt jenseits der am konservativsten abgeschätzten Pumpgrenze liegt.

Wie man obiger Ausführung entnehmen kann, gibt es keine Konfiguration, die beide Bedingungen optimal erfüllt. Der Verdichter mit konstantem Nabenradius hat zwar den höchsten Wirkungsgrad, sein nutzbarer Bereich im Kennfeld ist jedoch sehr schmal. Auf der anderen Seite kann aber das Kennfeld eines Verdichters noch verbreitert werden, indem beispielsweise die Schaufeln im Auslegungspunkt mit negativer Inzidenz angeströmt werden, was aber gleichzeitig einen Abfall im Wirkungsgrad mit sich bringt. Ein Vergleich des Verdichters mit konstantem Nabenradius nach einer Kennfeldverbreiterung und des hier entworfenen Verdichters mit konstanter Gehäusekontur ist im Rahmen dieser Arbeit nicht möglich.

Der Vorteil des Verdichters mit konstantem Nabenradius liegt darin, daß die Schaufelhöhen in den letzten Stufen größer sind, als dies bei einem Verdichter mit konstantem Gehäuseradius der Fall ist. Dadurch sind die Sekundärverluste, die indirekt proportional der Schaufelhöhe sind, geringer, wodurch der Wirkungsgrad höher ausfällt. Weiters sind die Spannungen im Rotor geringer, da die Umfangsgeschwindigkeit kleiner ist.

Der Vorteil des Verdichters mit konstanter Gehäusekontur liegt in der höheren Umfangsgeschwindigkeit des Mittelschnitts, die aufgrund des anwachsenden Nabenradius von Stufe zu Stufe zunimmt. Dadurch steigt die Umfangsarbeit an. Die erhöhte Umfangsarbeit bewirkt ein höheres Stufendruckverhältnis, ohne die aerodynamische Schaufelbelastung zu erhöhen.

Neu entwickelte Verdichter weisen meist keinen konstanten Naben-, mittleren oder Gehäuseradius über deren gesamte Länge auf, sondern lassen sich in mehrere Teilbereiche mit einer konstanten Auslegungsgröße, wie zum Beispiel der Gehäuseradius oder das Verhältnis des Nabenradius zum Gehäuseradius, unterteilen. Dadurch versucht man die Vorteile einzelner Verdichtergeometrien zu nutzen, ohne deren Nachteile in Kauf nehmen zu müssen.

# Kapitel 5

# Empfehlungen und Anregungen

Bevor auf Themenbereiche für weitere vertiefende Arbeiten eingegangen werden soll, seien noch drei wesentliche Punkte erwähnt, die in dieser Arbeit nicht berücksichtigt werden konnten:

1. Vergleichmäßigung der Belastungsverteilung:
   Bei weiterführenden Arbeiten, die erneut einen oder mehrere Verdichter auslegen, sollte darauf Rücksicht genommen werden, daß die lokal auftretenden Belastungsspitzen einzelner Schaufelreihen bzw. Stufen abgeschwächt werden. Dafür ist ein geändertes Kriterium für die Wahl der Profilwölbung der einzelnen Gitter notwendig, das mehrere bzw. sogar alle Reihen des Verdichters gleichzeitig berücksichtigt. Durch diese Vergleichmäßigung der Belastungsverteilung kann bereits ein breiteres Kennfeld erzielt werden.

2. Kennfeldverbreiterung:
   Das verbreiterte Kennfeld, das durch die Vergleichmäßigung der Belastungsverteilung erhalten wird, kann außerdem noch durch entsprechendes Anstellen der Schaufeln einzelner Reihen verbreitert werden. Hier sei nur auf das Kapitel 3.7.3 verwiesen.

3. Definierte Anströmung:
   Wie in Kapitel 2.6.2.2 erwähnt, treten bei den hier entworfenen Verdichtern unbeabsichtigte Falschanströmungen von $\pm$ 4° auf. Diese Ungenauigkeiten in der Anströmung sind bereits zu groß, möchte man das Kennfeld auf kontrollierte Art und Weise verbreitern.

Ein wichtiger Punkt für weitere vertiefende Arbeiten ist die Festigkeitsrechnung der Schaufeln inklusive einer dynamischen Analyse. Die Schaufelgeometrien liegen nun vollständig vor. Sowohl für die Festigkeitsrechnung als auch für die dynamische Analyse bietet sich eine Finite Elemente Analyse an. Aus den Ergebnissen dieser Untersuchungen können dann die Werkstoffe für die einzelnen Schaufeln bestimmt werden.

Bei modernen Gasturbinen wird bis zu 20 Prozent des eintretenden Luftmassenstroms im Betriebszustand ausgeblasen und für die Kühlung der ersten Stufen der Turbine verwendet. Im hinteren Teil des Verdichters tritt somit ein verringerter Massenstrom auf, der bei ungeänderter Geometrie zur Ablösung der Strömung führen kann.

Ausblasung kann auch für kontrolliertes Anfahren bzw. für den Betrieb bei Teildrehzahlen verwendet werden. Bei modernen Gasturbinen findet aber diese Regelungsart nur mehr selten Anwendung, es werden vielmehr verstellbare Leitreihen verwendet. Je nach Ausführung

kommt eine verstellbare Vorleitreihe zum Einsatz, oder es werden mehrere Leitreihen verstellbar ausgeführt. Durch diese verstellbaren Leitreihen können sowohl ein kontrolliertes Anfahren, der Betrieb bei Teildrehzahlen und im kombinierten Gas- und Dampfturbinenbetrieb hohe Temperaturen am Austritt der Gasturbine erreicht werden.

Aus dem nun vorliegenden Strömungsfeld im Verdichter können ausgewählte Bauteile herausgenommen und mittels CFD genauer analysiert werden. So könnte der Einfluß der Geometrie bei Ausblasestellen oder beim Austrittsdiffusor untersucht, die räumliche Strömung im Verdichter vor der Vorleitreihe genauer festgelegt, die Charakteristiken von Gitterverbänden aus NACA 65-Profilen mit denen von CDA-Profilen verglichen, die unterschiedlichen Ausführungen der letzten Leitreihe in Form eines Tandemleitgitters untersucht und verglichen werden.

Beim Stromlinienkrümmungsverfahren Hearsey 75 wird zur Berechnung der Seitenwandgrenzschichten das *Jansen*-Verfahren verwendet. Dieses berücksichtigt nur die Verteilung der Meridiangeschwindigkeit an den Seitenwänden, nicht jedoch die Rotation des Läufers. Verschiedene Modelle zur Berechnung der Seitenwandgrenzschichten könnten untersucht und miteinander verglichen werden.

# Literaturverzeichnis


[1] Anschütz, J. Auslegungsorientierte, numerische Aufbereitung der Messungen aus NACA-Report 1368. *Strömungsmechanik und Strömungsmaschinen, Nr. 39*.

[2] Cumpsty, N. A. *Compressor Aerodynamics*. Longman Scientific & Technical, 1989.

[3] de Haller, P. Das Verhalten von Tragflügelgittern in Axialverdichtern und im Windkanal. *Brennstoff + Wärme + Kraft* (Oktober 1953).

[4] Emery, J. C., Herrig, L. J., Erwin, J. R., und 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.

[5] Fux, M. *Vergleich verschiedener aerodynamischer Lastverteilungskonzepte in vielstufigen Axialverdichtern*. Diplomarbeit, TU Wien, 1995.

[6] 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.

[7] 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.

[8] Hearsey, R. M. *A Revised Computer Program for Axial Compressor Design*. Techn. Rep. AD-A009273, Aerospace Research Laboratories, 1975.

[9] Horlock, J. H. *Axial Flow Compressors - Fluid Mechanics and Thermodynamics*. Butterworths Scientific Publications, London, 1958.

[10] Johnsen, I. A., und Bullock, R. O. *Aerodynamic Design of Axial-Flow Compressors*. Scientific and Technical Information Division NASA, 1965.

[11] Koch, C. C. Stalling Pressure Rise Capability of Axial Flow Compressor Stages. *Journal of Engineering for Power* (October 1981).

[12] Koch, C. C., und Smith Jr., L. H. Loss Sources and Magnitudes in Axial-Flow Compressors. *Journal of Engineering for Power* (July 1976).

[13] Lieblein, S., und Roudebush, W. H. Theoretical Loss Relations for Low-Speed Two-Dimensional Cascade and Isolated Airfoil Sections. *NACA TN 3662* (1956).

[14] Lieblein, S., Schwenk, F. D., und Broderick, R. L. Diffusion Factor for Estimating Losses and Limiting Blade Loadings in Axial-Flow-Compressor Blade Elements. *NACA RM E53D01* (June 1953).

[15] Möhle, H. Untersuchungen über den Einflußs des Abstandes zwischen Lauf- und Leitrad auf das Betriebsverhalten von einstufigen axialen Strömungsmaschinen. *Konstruktion im Maschinen-, Apparate- und Gerätebau, Heft 6, 1961*.

[16] Müller, K. *Vorlesungen über Grundzüge der thermischen Turbomaschinen.* Institut für thermische Turbomaschinen und Energieanlagen, TU Wien, 1991.

[17] Schlichting, H. *Grenzschicht-Theorie.* Verlag G. Braun, Karlsruhe, 1965.

[18] Sehra, A., Bettner, J., und Cohn, A. Design of a High-Performance Axial Compressor for Utility Gas Turbine. *Journal of Turbomachinery* (April 1992).

[19] Sovran, G., und D., K. E. Experimentally Determined Optimum Geometries for Rectilinear Diffusers with Rectangular, Conical or Annular Cross-Section. *Fluid Mechanics of Internal Flow, Elsevier Publishing, Amsterdam* (1967).

[20] Traupel, W. *Thermische Turbomaschinen, Erster Band, Thermodynamisch-strömungstechnische Berechnung.* Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York, 1977.

[21] Traupel, W. *Thermische Turbomaschinen, Zweiter Band, Geänderte Betriebsbedingungen, Regelung, Mechanische Probleme, Temperaturprobleme.* Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York, 1982.

[22] Trenker, M. *Berechnung der ebenen turbulenten Strömung in einem NACA 65-Verdichtergitter.* Diplomarbeit, TU Wien, 1997.

[23] Vavra, M. *Aero- Thermodynamics and Flow in Turbomachines.* John Wiley & Sons, 1960.

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

[25] Wisler, D. C., Koch, C. C., und Smith Jr., L. H. Preliminary Design Study of Advanced Multistage Axial Flow Core Compressors. *Final Report NASA-CR-135 133, NASA* (February 1977).

# Abbildungsverzeichnis


2.1 Bezeichnungen im Gitterverband [10] . . . . . 6

2.2 Skelettlinie eines zur NACA 65-($A_{10}$)-Serie äquivalenten Kreisbogenprofils [10] 7

2.3 Inzidenzwinkel $(i_0)_{10}$ von ungewölbten Profilen der NACA 65-($A_{10}$)-Serie für minimale Verluste [10] . . . . . 8

2.4 Tangentensteigung $n$ von der NACA 65-($A_{10}$)-Serie äquivalenten Kreisbogenprofilen für minimale Verluste [10] . . . . . 9

2.5 Tangentensteigung $m$ von der NACA 65-($A_{10}$)-Serie äquivalenten Kreisprofilen für minimale Verluste [10] . . . . . 10

2.6 Deviationswinkel $(\delta_0^0)_{10}$ von ungewölbten Profilen der NACA 65-($A_{10}$)-Serie für minimale Verluste [10] . . . . . 11

2.7 Wert des Exponenten $b$ in der *Carter*-Regel für der NACA 65-($A_{10}$)-Serie äquivalente Kreisbogenprofile [10] . . . . . 12

2.8 Wert von $m_{\sigma=1}$ in der *Carter*-Regel für der NACA 65-($A_{10}$)-Serie äquivalente Kreisbogenprofile [10] . . . . . 13

2.9 Tangentensteigung $\frac{d\delta^0}{di}$ von Profilen der NACA 65-($A_{10}$)-Serie [10] . . . . . 14

2.10 Umlenkung; analytisch und nach NACA ($\beta_1^* = 60°$) [1] . . . . . 15

2.11 Zusammenhang von $\beta_1^*$, $\beta_2^*$ und $\Delta\beta$ . . . . . 16

2.12 Zusammenhang Abströmwinkel $\beta_2$ - Anströmwinkel $\beta_1$ . . . . . 17

2.13 Geschwindigkeitsdreieck . . . . . 21

2.14 Einfluß der relativen Eintrittsmachzahl auf den Totaldruckverlustbeiwert für eine typische Verdichterbeschaufelung [12] . . . . . 23

2.15 Schematischer Verlauf des Totaldruckverlustbeiwerts . . . . . 24

2.16 Anstellwinkel; analytisch und nach NACA [1] . . . . . 25

2.17 Datenfluß bei der Auslegung . . . . . 29

2.18 $\lambda$ - $\varphi$ - Zusammenhang für $\alpha_1 = 20°$ und $\beta_2 = 20°$ bzw. $\beta_2 = 30°$ . . . . . 31

2.19 Falschanströmung ohne Korrektur, Verdichter mit konstantem Nabenradius . 32

2.20 Falschanströmung mit Korrektur, Verdichter mit konstantem Nabenradius . . 33

3.1 Rotierende Abreißströmung mit mehreren Zellen . . . . . 35

3.2 Rotierende Abreißströmung mit einer Zelle . . . . . 35
3.3 Pumpen . . . . . 35
3.4 Effektiver statischer Druckanstiegskoeffizient [11] . . . . . 38
3.5 Verdichter mit konstantem Nabenradius: isentroper Wirkungsgrad . . . . . 44
3.6 Verdichter mit konstantem Nabenradius: Totaldruckverhältnis . . . . . 44
3.7 Verdichter mit konstantem mittleren Radius: isentroper Wirkungsgrad . . . . 45
3.8 Verdichter mit konstantem mittleren Radius: Totaldruckverhältnis . . . . . 45
3.9 Verdichter mit konstantem Gehäuseradius: isentroper Wirkungsgrad . . . . . 46
3.10 Verdichter mit konstantem Gehäuseradius: Totaldruckverhältnis . . . . . 46
3.11 Verdichter mit konstantem Nabenradius: Verlauf der Druckziffer . . . . . 48
3.12 Verdichter mit konstantem mittleren Radius: Verlauf der Druckziffer . . . . . 48
3.13 Verdichter mit konstantem Gehäuseradius: Verlauf der Druckziffer . . . . . 49
3.14 Verdichter mit konstantem Nabenradius: Stufendruckverhältnis . . . . . 50
3.15 Verdichter mit konstantem mittleren Radius: Stufendruckverhältnis . . . . . 50
3.16 Verdichter mit konstantem Gehäuseradius: Stufendruckverhältnis . . . . . 51
3.17 Verdichter mit konstantem Nabenradius: Geometrie und Versperrung . . . . . 53
3.18 Verdichter mit konstantem mittleren Radius: Geometrie und Versperrung . . 54
3.19 Verdichter mit konstantem Gehäuseradius: Geometrie und Versperrung . . . . 55
3.20 Verdichter mit konstantem Nabenradius: Totaldruck und statischer Druck . . 56
3.21 Verdichter mit konstantem mittleren Radius: Totaldruck und statischer Druck 57
3.22 Verdichter mit konstantem Gehäuseradius: Totaldruck und statischer Druck . 58
3.23 Totaldruckverlust $\overline{\Delta p_t}$ über Meridiangeschwindigkeit $c_m$ . . . . . 59
3.24 Falschanströmung der Laufreihen an der Pumpgrenze bei Auslegungsdrehzahl 61
3.25 Falschanströmung an der Pumpgrenze bei 85 Prozent der Auslegungsdrehzahl 61
3.26 Verlauf der Stromlinien an der Pumpgrenze bei Auslegungsdrehzahl im hinteren Verdichterteil . . . . . 65
3.27 Verlauf der Stromlinien an der Pumpgrenze bei 85 Prozent der Auslegungsdrehzahl im vorderen Verdichterteil . . . . . 65
3.28 Verlauf der Stromlinien an der Pumpgrenze bei 85 Prozent der Auslegungsdrehzahl im hinteren Verdichterteil . . . . . 66
3.29 Geschwindigkeitsdreieck . . . . . 67
3.30 Verlauf der Stromlinie $\Psi = 0{,}5$ in einer Verdichterstufe . . . . . 68
3.31 Diffusionsfaktor $D$ der Laufreihen im Auslegungspunkt . . . . . 70
3.32 Diffusionsfaktor $D$ der Leitreihen im Auslegungspunkt . . . . . 70
3.33 Diffusionsfaktor $D$ der Laufreihen an der Pumpgrenze bei Auslegungsdrehzahl 71

3.34 Diffusionsfaktor $D$ der Leitreihen an der Pumpgrenze bei Auslegungsdrehzahl 71

3.35 Diffusionsfaktor $D$ der Laufreihen an der Pumpgrenze bei 85 Prozent der Auslegungsdrehzahl . . . . . 72

3.36 Diffusionsfaktor $D$ der Leitreihen an der Pumpgrenze bei 85 Prozent der Auslegungsdrehzahl . . . . . 72

3.37 Bezogene Enthalphie und bezogener Druck an der Pumpgrenze bei 85 Prozent der Drehzahl . . . . . 73

3.38 Plattengitter in der Strömung mit dazugehörendem Geschwindigkeitsdreieck . 74

# Tabellenverzeichnis


2.1 Auslegungsparameter von *Fux* [5] . . . . . 4

2.2 Gewählte Entwurfsgrößen für die Berechnung der Geschwindigkeitsdreiecke und der Geometrie [5] . . . . . 5

2.3 Zur Auswahl stehende Profile . . . . . 5

3.1 Totaldruckverhältnis $\Pi_t$ für die Betriebspunkte an der Pumpgrenze . . . . . 41

3.2 Ausgangswerte für die Auslegung . . . . . 41

3.3 Zusammenfassung der Ergebnisse . . . . . 42

3.4 Verhältnis der Meridiangeschwindigkeiten $\frac{c_m}{c_m^{AP}}$ . . . . . 63