

# **Stabilitätsverbessernde Maßnahmen in Axialverdichtern**

Von der Fakultät für Maschinenbau  
der Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover  
zur Erlangung des Grades eines  
Doktors der Ingenieurwissenschaften

Dr.-Ing.

genehmigte Dissertation

von

Dipl.-Ing. Andreas Reißner

geboren am 07. Dezember 1971 in Neustadt am Rübenberge

Deutschland

2008

Referent: Prof. Dr.-Ing. J. Seume

Koreferent: Prof. Dr.-Ing. M. Gietzelt

Tag der Promotion: 01. Februar 2008

## **Danksagung**

Die vorliegende Arbeit ist das Ergebnis meiner beinahe fünfjährigen Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Turbomaschinen und Fluidodynamik der Gottlieb Wilhelm Leibniz Universität Hannover.

Bei Prof. Dr.-Ing. Seume möchte ich mich für das in mich gesetzte Vertrauen sowie die Unterstützung bei meinen Entscheidungen bedanken.

Weiterhin möchte ich mich bei Prof. Dr.-Ing. Gatzert für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes sowie bei Prof. Dr.-Ing. Gietzelt für die Übernahme des Koreferats und die wertvollen Ratschläge und Lebensweisheiten bedanken.

Darüber hinaus möchte ich mich beim Kollegium bedanken, das mich oft mit großem Enthusiasmus unterstützt hat. Ich konnte hier teilweise auf Hilfe zählen, die die Kollegen auch unter erheblichen persönlichen Einschränkungen noch gerne gaben.

Ganz besonders möchte ich mich zum Schluss aber bei meiner Familie bedanken, die mich in diesen Jahren in einer Weise unterstützt hat, die durch eine einfache Danksagung nicht ausreichend zu schildern oder gar zu würdigen ist. Glücklicherweise ist, wer eine solche Familie hat.

## **Kurzfassung**

Das Überschreiten der Stabilitätsgrenze von hoch belasteten Turboverdichtern tritt mit sehr kurzen Vorwarnzeiten und einem hohen Schädigungspotential für den Verdichter und weitere Maschinenbereiche bis hin zur gesamten Anlage ein. Die Stabilitätsgrenze selbst ist abhängig von äußeren Faktoren wie z.B. Fluidtemperatur oder Feuchtigkeit oder auch Beschädigung oder Verschmutzung der Beschaukelung. Um Ausfälle oder Beschädigungen zu verhindern, wird derzeit der unsichere Betriebsbereich des Verdichters von der Nutzung ausgeschlossen (Pumpgrenzabstand). Leider ist dieser Bereich auch der mit dem höchsten Totaldruckaufbau, und seine Nutzbarkeit wird damit angestrebt. Um dies zumindest teilweise zu erreichen wird seit einiger Zeit versucht, den Verdichter in diesem kritischen Bereich durch die Einblasung von Luft in den Blattspitzenbereich zu stabilisieren und so den Pumpgrenzabstand zu reduzieren. Im Rahmen dieser Arbeit wurde untersucht, inwieweit eine Stabilisierung des Verdichters durch Einblasung im Blattspitzenbereich in industriell genutzten Verdichtern eingesetzt werden kann. Zu dem Zweck wurde eine Einblasung in den Versuchsverdichter des Instituts für Strömungsmaschinen ohne invasive Einbauten in den Strömungskanal realisiert und experimentell und numerisch untersucht. Die experimentellen Ergebnisse zeigen keine nennenswerten Verbesserungen und auch die numerischen Ergebnisse zeigten nur geringe Aufweitungen des Kennfeldes. Ursächlich dafür ist, dass die Stabilitätsgrenze zwar zuerst im Blattspitzenbereich, unmittelbar darauf aber in der Nähe der Nabe überschritten wird. Somit zeigt sich eine Grenze der Einsetzbarkeit der Einblasung. Diese wird erreicht, sobald die Stabilität des Verdichters im Nabenbereich überschritten wird. Hier ist ein Einsatz von Einblasvorrichtungen nicht oder nur mit hohem Aufwand realisierbar.

Schlagworte: Verdichter, Rotating Stall, Stabilitätsgrenze

## **Abstract**

Exceeding the stability limit in turbo compressors occurs with very little advance warning time but has a very high potential of damaging the compressor and possibly for the rest of the machinery as well. The stability limit itself depends on different factors like fluid temperature and humidity or compressor status (e.g. damage or dirt encrustation). To avoid machinery shut downs or damage, a surge margin is defined that forbids operation of the compressor in the potentially damaging area of operation. Unfortunately in this forbidden area of operation, the highest pressure rise is attainable. Therefore much research is done to develop active surge control systems that restabilize the compressor by injection of air into certain blade tip regions and thus reduce the surge margin. In the present work the operability of such active surge control systems in compressors of industrial design has been investigated. Therefore a non-invasive air injection system for the research compressor of the Turbo Machinery Laboratory of the University of Hannover has been developed and experimentally and numerically tested. Experimental tests showed no improvements and numerical investigations showed only a small enlargement of the area of operation. The reason for this is the fact that the point of origination of instability is in the blade tip region of the compressor. But shortly afterwards instability develops near the hub where air injection has no effect. In this way the limit of usability of active surge control by air injection is shown. The limit is reached when instability develops in the hub area of the compressor where air injection is useless.

Key words: compressor, rotating stall, stability limit

# Inhaltsverzeichnis

Inhaltsverzeichnis .....	V
Formelzeichen .....	VIII
1 Einleitung .....	1
2 Allgemeine Grundlagen .....	4
2.1 Verdichterinstabilität .....	4
2.1.1 Rotating Stall .....	5
2.1.2 Verdichterpumpen .....	8
2.2 Beeinflussung von Verdichterinstabilitäten .....	9
2.2.1 Passive Systeme .....	9
2.2.2 Aktive Systeme .....	10
3 Active Stability Control .....	12
3.1 Auslegung .....	12
3.1.1 Einflussbereich der Einblasung .....	12
3.1.2 Einblasmassenstrom .....	18
3.1.3 Einblasimpuls .....	20
3.1.4 Im Einblasmassenstrom enthaltene Energie .....	20
3.1.5 Eigene Auslegung .....	20
3.2 2-dimensionale Berechnungen .....	25
3.3 Fertigung .....	33
3.4 Festigkeit .....	37
4 Versuchsanlage .....	40
4.1 Versuchsstand .....	40
4.2 Der Verdichter .....	41
4.3 Versuchsaufbau .....	44

---

5	Messtechnik .....	45
5.1	Stationäre Messtechnik .....	45
5.1.1	Drehzahl.....	46
5.1.2	Massenstrom.....	47
5.1.3	Eintrittsgrößen.....	48
5.1.4	Sondenmessungen .....	48
5.1.5	Wanddruck.....	51
5.1.6	Einblasmassenstrom.....	51
5.1.7	Statischer Taschendruck.....	51
5.2	Reduzierung der Messgrößen.....	52
5.3	Instationäre Messtechnik.....	53
5.3.1	Wanddruckmessungen .....	54
5.3.2	Sondenmessungen .....	56
5.3.3	Austrittsdrossel.....	57
6	Experimentelle Untersuchungen .....	58
6.1	Zielsetzung.....	58
6.2	Vorgehensweise und Ergebnisse.....	59
6.2.1	Vermessung einer Kennlinie .....	59
6.2.2	Vergleich mit dem Referenzzustand .....	60
6.2.3	Auswirkung der Modifikationen .....	62
6.3	Diskussion.....	69
7	Numerische Untersuchungen .....	73
7.1	Besonderheiten der Numerik.....	73
7.2	Turbulenz .....	74
7.3	Programm .....	76
7.4	Modell.....	78
7.4.1	Abweichungen des Modells von der realen Maschine .....	78
7.4.2	Aufbau des Modells.....	81
7.5	Randbedingungen.....	88

---

7.6	Ergebnisse .....	89
7.6.1	Auswirkungen auf den Gesamtverdichter .....	89
7.6.2	Lokale Effekte .....	94
8	Zusammenfassung .....	100
	Literaturverzeichnis .....	102
	Abbildungsverzeichnis .....	115
	Tabellenverzeichnis .....	118
A	Anhang: Auslegungsdaten für Einblasung .....	A



## Formelzeichen

### Große Buchstaben

A	m <sup>2</sup>	Querschnittsfläche	
APSD	dB	Autospektrale Leistungsdichte	Gl. 3.2
DF		Diffusionsfaktor	Gl. 3.1
FFT	-	Fast-Fourier-Transformation	
H	mm	Schaufelhöhe	
I	$\frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{s}}$	Impuls	
i	$\frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{s}^2}$	Impulsstrom	
Ma	-	Machzahl	Gl. 5.1
N	-	Anzahl	
R	J/kg*K	Gaskonstante	
Re	-	Reynolds-Zahl	
T	K	Temperatur	
$\dot{V}$	m <sup>3</sup> /s	Volumenstrom	

### Kleine Buchstaben

a	m/s	Schallgeschwindigkeit	Gl. 5.2
c	m/s	Absolutgeschwindigkeit	
d	mm	Durchmesser	
h	J/kg	spez. Enthalpie	
l	mm	Länge	
m	kg	Masse	

---

$\dot{m}$	kg/s	Massenstrom
$n$	$s^{-1}, \text{min}^{-1}$	Drehzahl
$p$	Pa	Druck
$r$	m	Radius
$s$	J/kg	spez. Entropie
$s$	mm	Spaltdicke
$u$	m/s	Umfangsgeschwindigkeit
$v$	m/s	Geschwindigkeit
$w$	m/s	Relativgeschwindigkeit im rotierenden System
$z$	-	Anzahl der Schaufeln

## Griechische Buchstaben

$\Delta$	-	Differenz	
$\Phi$	-	Auto-Korrelationsfunktion	Gl. 3.3
$\alpha$	$^{\circ}$	Umfangswinkel der Verdichterströmung	
$\alpha$	-	Vertrauensniveau	
$\beta$	$^{\circ}$	Umfangswinkel der Einlassschlitze	
$\gamma$	$^{\circ}$	radialer Winkel	
$\zeta$	-	Widerstandbeiwert von Rohreinbauten	
$\eta$	-	Wirkungsgrad	
$\kappa$	-	Isentropenexponent	
$\lambda$	-	Rohrreibungszahl nach Blasius	Gl. 3.27
$\nu$	$\text{m}^2/\text{s}$	kin. Viskosität	
$\pi$	-	Druckverhältnis	
$\rho$	$\text{kg}/\text{m}^3$	Dichte	
$\sigma$	-	Solidity	

## Indizes

1	vor dem Leitrad
1	Stufe 1
2	vor dem Laufrad
2	Stufe 2
3	Stufe 3
4	Stufe 4
GMZ	Gasmengenzähler
M	Metall
V	Verlust
V	Verdichter
a	außen
aus	im Austritt
ax	axial
e	einzelner Schlitz
ein	im Eintritt
dyn	dynamischer Anteil einer Messgröße
ges	gesamt
i	innen
i	Injektion, Einblasung
inst	instabiler Betriebspunkt
is	isentropie Zustandsänderung
La1	auf Höhe des ersten Laufrads
m	mittlere Größer
n	Nennpunkt
norm	Normbedingungen
opt	Optimalpunkt
red	reduzierte Größe
st	letzter stabiler Betriebspunkt

- stat statischer Anteil einer Messgröße
- tot Totalgröße (=statische + dynamische Messgröße)
- u Umfang
- x Anteil einer Größe in x-Richtung
- z in axialer Richtung

## 1 Einleitung

Der Betriebsbereich von Turboverdichtern ist auf der einen Seite begrenzt von der Schluckgrenze, an der der Massendurchsatz durch die Querschnittsfläche des Strömungskanals begrenzt wird. Mit steigender Belastung wandert der Betriebspunkt auf der Betriebskennlinie des Verdichters hinauf, bis er die Stabilitätsgrenze des Verdichters erreicht hat.

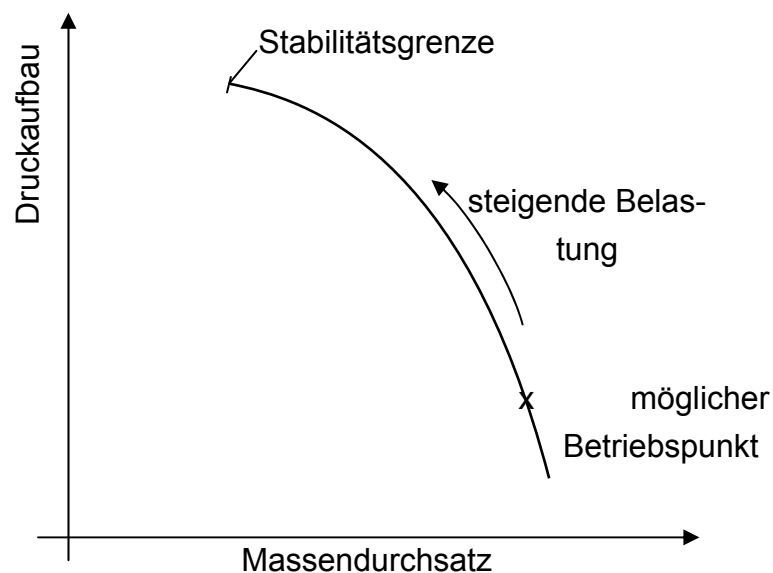


Bild 1.1: Prinzipskizze einer Betriebskennlinie eines Verdichters

Bei Erreichen und Überschreiten dieser Grenze wird der Verdichter instabil. Dabei wird entweder das Verdichterpumpen oder eine rotierende Strömungsablösung (Rotating Stall) ausgelöst. Beim Verdichterpumpen bricht der Massenstrom, der vom Verdichter gefördert wird, über den gesamten Verdichter zusammen.

Der Rotating Stall ist eine Form der Instabilität, die sich innerhalb einer Stufe über den Umfang bewegt. Die Bewegung verläuft im Relativsystem gegen die Drehrichtung. Rotating Stall ist häufig der Auslöser für Pumpstöße. Er entsteht durch eine zunehmende Fehlanströmung der Laufschaufeln, die durch die Reduzierung der Axialgeschwindigkeit bei steigender Belastung des Verdichters verursacht wird (vgl. Bild 2.1).

Diese Vorgänge werden in Abschnitt 2.1.1 beschrieben. Die Entstehungsmechanismen des Rotating Stall wurden von Walbaum [Walbaum 1999] ausführlich untersucht. Danach entwickelt sich der Rotating Stall aus kleinen Ablösestellen, die auf der Saugseite einzelner Laufschaufeln in der Nähe der Stabilitätsgrenze entstehen können. Auf der stabilen Seite der Stabilitätsgrenze werden diese Störungen in der Strömung noch schnell wieder aufgelöst. Ist die Stabilitätsgrenze aber überschritten, bleiben die Störungen bestehen und beginnen in der oben beschriebenen Weise in Gegenrotorrichtung umzulaufen. Dabei wachsen sie an und nehmen gegebenenfalls weitere Störungen in sich auf, mit denen sie zusammentreffen, bis sie den vollständigen Querschnitt der betroffenen Schaufelkanäle versperren und so einen voll ausgebildeten Rotating Stall bilden.

Der Zeitraum, den die Entstehung eines Rotating Stall in Anspruch nimmt, ist abhängig von der Belastung der Maschine. In niedrig belasteten Maschinen kann diese Entstehung einige zig Rotorumdrehungen benötigen, in hochbelasteten Maschinen nur wenige Umdrehungen.

Diese Entstehungsmechanismen bilden die theoretische Grundlage, auf der diese Arbeit basiert. Es soll im Rahmen dieser Arbeit im 4-stufigen Axialverdichter des Instituts für Strömungsmaschinen der Universität Hannover derart in den Entstehungsmechanismus des Rotating Stall eingegriffen werden, dass die Entwicklung eines voll ausgebildeten Rotating Stall in einem Betriebsbereich unterdrückt wird, der möglichst weit in den instabilen Kennfeldbereich des Verdichters hineinreicht. Zu diesem Zweck soll Fremdluft so von außen in den Verdichter eingeblasen werden, dass das Wachstum der Stallzelle verhindert und die Stallzelle ausgelöscht wird. Ziel dabei ist es, die Möglichkeiten zum Einsatz einer Einblasvorrichtung zu untersuchen.

An der Vorrichtung zur Beeinflussung der Verdichterstabilität, die dafür entwickelt werden muss, soll untersucht werden, wie die Einblasung von Fremdluft

beschaffen sein muss, damit eine möglichst große Kennfeldaufweitung bei möglichst geringem zusätzlichem Massenstrom erzielt werden kann. Die Vorrichtung ist so zu entwickeln, dass sie sich nicht in den Verdichterringraum erstreckt. So wird eine Störung der Strömung vermieden und die Möglichkeit zu einem platz sparenden Einbau in Verdichtern untersucht. Zu dem Zweck soll eine Einblasvorrichtung unter diesen Vorgaben realisiert und daran verschiedene Versuche durchgeführt werden, die zu einer optimalen Einblaskonfiguration führen.

Mit der so gefundenen optimalen Konfiguration sollen dann weitere Untersuchungen durchgeführt werden. Diese sollen dazu dienen, den Einfluss der Einblasung auf das stationäre Strömungsfeld im Verdichter zu erfassen. Aus dem Grund sollen mit dieser Konfiguration in der Nähe der erweiterten Stabilitätsgrenze Traversiermessungen mit einer invasiven pneumatischen 4-Loch-Halbpyramidensonde durchgeführt werden.

Weiterhin werden numerische Untersuchungen durchgeführt. Diese sollen die Strömungsverhältnisse im Verdichter mit und ohne Einblasung untersuchen und auch an den Stellen verdeutlichen, die messtechnisch nicht erfasst werden können.

Von besonderer Bedeutung für diese Untersuchungen ist die Stabilitätsgrenze des Verdichters. Diese muss wiederholt ermittelt werden, da sie ein entscheidendes Kriterium zur Beurteilung der Qualität der Einblasvorrichtung ist. Dazu werden instationäre Druckaufnehmer verwendet, die sowohl wandbündig als auch in einer invasiven Traversiersonde eingesetzt werden

## 2 Allgemeine Grundlagen

Grundlage und Vorbedingung für die Konzeption einer Vorrichtung zur Beeinflussung des Stabilitätsverhaltens von axialen Turboverdichtern ist die Kenntnis der Vorgänge, die zur Verdichterinstabilität führen.

### 2.1 Verdichterinstabilität

Die Problematik aerodynamischer Instabilität in Turboverdichtern ist bereits seit den Anfängen der Entwicklung von Turbomaschinen bekannt und durch eine ausgeprägte Veränderung der akustischen Emissionen des Verdichters gut erkennbar. Sie entsteht, wenn der Betriebspunkt des Verdichters zu niedrigen Massenströmen hin verschoben wird. Der Betriebspunkt des Verdichters wandert dabei auf der Kennlinie zu höheren statischen Druckverhältnissen und niedrigeren Massenströmen hin, bis er die Stabilitätsgrenze überschreitet. Sobald das geschieht, kommt es entweder zum Verdichterpumpen oder zum Rotating Stall. Die beiden Formen von instabilen Strömungsvorgängen, die weiter unten genauer beschrieben werden, haben ein erhebliches Schädigungspotential für den Verdichter und bei Gasturbinen für die gesamte Maschine. Darüber hinaus ist zu beachten, dass die Betriebskennlinie einer Hysterese unterliegt. Fällt also ein Axialverdichter in einen instabilen Betriebszustand, so muss der Betriebspunkt weit über den Punkt der Stabilitätsgrenze hinaus in den Bereich höherer Massenströme verschoben werden. So eine Betriebspunktverlagerung kann jedoch so viel Zeit beanspruchen, dass die Zerstörung der Maschine vor der Verschiebung des Betriebspunktes erfolgt. Deshalb bleibt häufig nur noch die Notabschaltung der Maschine.

Als Maßnahmen zur Vermeidung der Verdichterinstabilitäten werden z.B. von Traupel [Traupel 1960] verschiedene mögliche Regelmechanismen (z.B. die Ab- bzw. Umblasung von verdichtetem Fluid) genannt, die allesamt den Arbeitspunkt auf der Verdichterkennlinie von der Pumpgrenze weg verschieben. Ziel ist dabei, den Ver-



dichter zu schonen oder zu retten – wenn auch mit teilweise drastischen Einbußen für den Wirkungsgrad.

In der Anfangszeit der Turbomaschinen war die Natur der Instabilitäten jedoch noch weitgehend unbekannt. Seit Ende der 50er Jahre sind viele Untersuchungen durchgeführt worden, die das Verständnis der Entstehung und der Natur der Verdichterinstabilität zum Ziel hatten.

Von Greitzer wurde 1979 [Greitzer 1997] ein Modell zur Vorhersage entwickelt, ob ein Verdichter eher zu Pumpstößen oder zur Ausbildung von Rotating Stall neigt. Er stellte fest, dass dafür das Volumen des Druckspeichers entscheidend ist, das durch den Verdichter gespeist wird. Ist das Volumen hinter dem Verdichter groß, wird der Verdichter Pumpstöße ausbilden. Bei kleinem Volumen hinter dem Verdichter ist dagegen Rotating Stall zu beobachten. Diese beiden Formen von Verdichterinstabilität werden nun im Folgenden beschrieben.

### 2.1.1 Rotating Stall

Um den Mechanismus Rotating Stall zu beschreiben, wird zunächst von dem Zustand der Verdichterströmung unter Idealbedingungen ausgegangen. Diese liegen in etwa unter Nennlast vor, also unter den Betriebsbedingungen, für die der Verdichter ausgelegt worden ist. Wird von diesem Zustand ausgehend der Verdichter stärker belastet (der Gegendruck steigt), reduziert sich der durch den Rotor geförderte Massenstrom. Durch diese Massenstromverringern sinkt die axiale Geschwindigkeit des Fluids ab (vgl. Bild 2.1). Dagegen bleibt die Umfangskomponente der Strömung weitgehend erhalten, da sie ungefähr durch den Metallwinkel des vorhergehenden Leitgitters bestimmt wird. So dreht die Anströmrichtung des Rotors in druckseitige Richtung. Dies führt bei Annäherung an die Stabilitätsgrenze zu Ablösegebieten auf der Saugseite der Schaufelprofile. Wird die Belastung der Verdichterstufe weiter erhöht, vergrößern sich die Ablösegebiete auf den Schaufeln. Wird die Stabilitätsgrenze erreicht und überschritten, kommt es in einem radialen Teilbereich eines oder mehrerer Strömungskanäle des Laufrades zu einer Versperrung des Kanalquerschnitts, die sich über die gesamte Breite des Strömungskanals erstreckt. Das Fluid, das diesen Bereich anströmt, wird abgeblockt und verteilt sich auf die vor- und nachlaufenden beiden benachbarten Strömungskanäle.

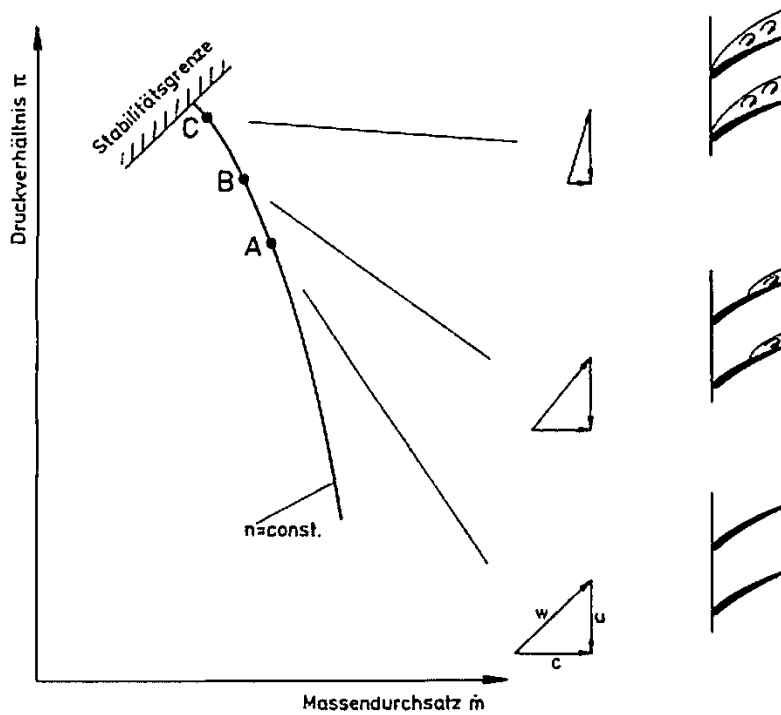


Bild 2.1: Kanalströmung bei Annäherung an die Stabilitätsgrenze [Walbaum 1999]

Dadurch wird der in Umfangsrichtung vorseilende Strömungskanal durch den zusätzlichen Massenstrom stabilisiert, da sich durch die Strömungsablenkung vor dem

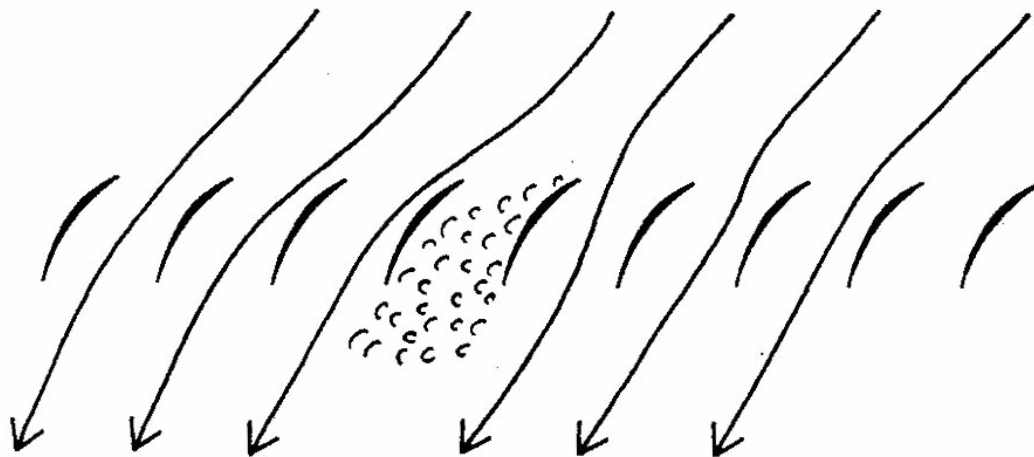


Bild 2.2: Blockage eines Kanalquerschnitts und Umleitung der Strömung in die Nachbarkanäle [Day 1993]

versperrten Kanal eine Verdrehung der Anströmrichtung zur Saugseite hin ergibt. Im nacheilenden Strömungskanal jedoch wird durch den zusätzlichen Massenstrom die Inzidenz der Strömung noch weiter verstärkt. So wird im nacheilenden Strömungskanal eine Versperrung und damit eine Umleitung des anströmenden Fluids begünstigt. Dies führt in dem Kanal, der gerade noch versperrt gewesen ist, nun zu einer Stabilisierung der Strömung. So ist die Ablösezone um einen Strömungskanal in Gegenumfangsrichtung gewandert.

In unterschiedlichen Untersuchungen ([Hellmich und Seume 2004], [Hellmich u.a. 2003], [Hellmich u.a. 2002], [Walbaum 1999], [Gravdahl und Egeland 1999]) wurden Anstrengungen unternommen, die Ursachen dafür zu finden, warum diese unterschiedlichen Entstehungsmechanismen existieren und teilweise in unterschiedlichen Drehzahlbereichen der selben Maschine auftreten können. So fanden Camp und Day [Camp und Day 1998] heraus, dass die Ursachen für diese beiden Mechanismen in der Frage liegen, ob der Verdichter lokal überlastet ist oder bereits über größere Bereiche in axialer Richtung. Bei einer lokalen Überlastung treten danach zweidimensionale Störungen auf, die zur Entstehung von Modalwellen führen. Spikes hingegen sind danach Anzeichen für einen Zusammenbruch der Strömung in einem größeren Raum.

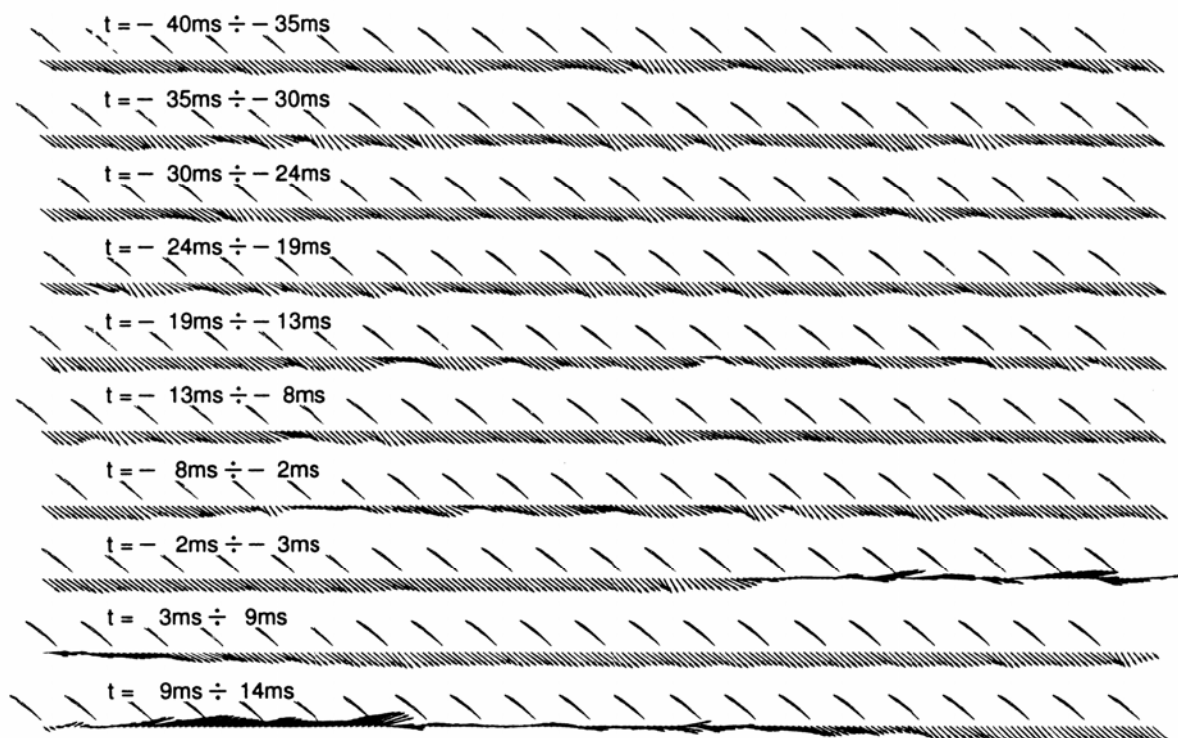


Bild 2.3: Entstehungsmechanismen des Rotating Stall [Walbaum 1999]

### 2.1.2 Verdichterpumpen

Eine andere Form instabiler Verdichterströmung ist das Verdichterpumpen. Dies wird in der internationalen Literatur auch als Surge bezeichnet. In Abschnitt 4.2 wird dargestellt, dass diese Form der Instabilität an der Versuchsmaschine, die für die hier beschriebenen Arbeiten verwendet worden ist, nicht möglich ist. Aus diesem Grunde ist sie für diese Arbeit nicht von Bedeutung und wird hier nur der Vollständigkeit halber aufgeführt und beschrieben. Auf den Stand des Wissens zu diesem Thema wird hier jedoch nicht tiefer eingegangen.

Beim Verdichterpumpen handelt es sich um eine Form der Instabilität, die sich nicht wie der Rotating Stall vornehmlich in Umfangsrichtung durch den Verdichter bewegt, sondern in Hauptströmungsrichtung durch den gesamten Axialverdichter. Wie bereits von Greitzer [Greitzer 1976] beschrieben worden ist, benötigt diese Instabilitätsform ein möglichst großes, dem Verdichter nachgeschaltetes Volumen, in dem die komprimierte Luft aus dem Verdichter gesammelt wird. Ist dieses Volumen groß genug, führt eine Überlastung des Verdichters zu einem Zusammenbruch der Strömung über den gesamten Verdichter. Folge davon ist dann eine starke Reduzierung des mittleren geförderten Massenstroms (Mild Surge) oder sogar ein Umkehrung der Förderrichtung (Deep Surge). Dieser Einbruch im geförderten Massenstrom tritt periodisch und in Stößen auf. Die Frequenz dieser Stöße ist deutlich niedriger als die Umlauffrequenz des Rotating Stall. Da beim Pumpen aber der gesamte Verdichter betroffen ist und nicht nur einzelne Stufen, hat auch ein sehr viel größeres Fluidvolumen Teil an den einzelnen Pumpstößen. Dadurch ist die resultierende Kraft solcher Pumpstöße erheblich größer als beim Rotating Stall. Das Verdichterpumpen wird i.A. durch einen Rotating Stall eingeleitet.

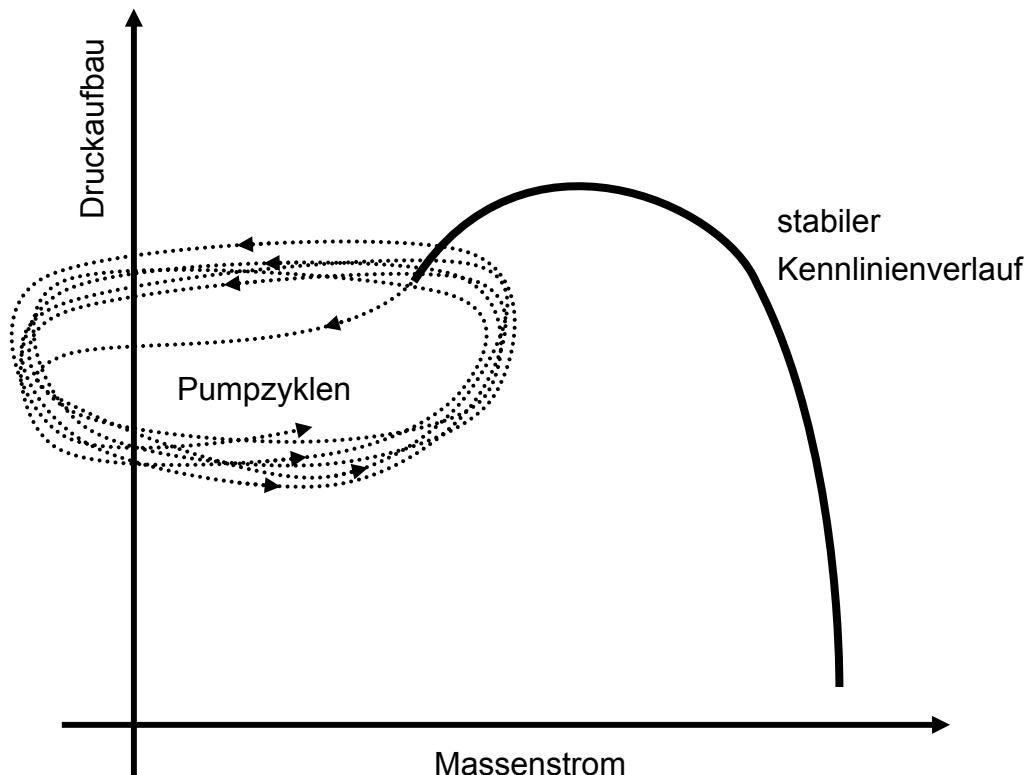


Bild 2.4: Pumpzyklus bei Deep Surge

## 2.2 Beeinflussung von Verdichterstabilitäten

Die bisher gängige Praxis zur Vermeidung von Zwischenfällen, die durch diese Verdichterstabilitäten hervorgerufen werden, ist bisher die Einrichtung eines großen Pumpgrenzabstands, also eines Abstands des zulässigen Betriebsbereichs des Verdichters von der Stabilitätsgrenze. Als eine Alternative zu einem großen Pumpgrenzabstand kann die Beeinflussung der Stabilität dienen. Hierbei wird prinzipiell zwischen zwei Arten von Systemen unterschieden.

### 2.2.1 Passive Systeme

Das sind zum einen passive Systeme, die den Verdichter durch Einbauten so verändern, dass die Stabilitätsgrenze damit verändert bzw. verschoben wird. Diese Einbauten sind dann fest in die Maschine integriert und können während des Betriebs von außen nicht verändert werden (z.B. durch Regelsysteme). Zu diesen Systemen zählen in erster Linie spezielle Rillen, die im Laufschaufelbereich in das Gehäuse

eingesetzt werden (Casing Treatment) ([Ghila und Tournlidakis 2001], [Wilke und Kau 2002], [Rabe und Hah 2003], [Schobeiri 2001]). Ziel ist dabei die Ablenkung und Umleitung von gehäusenahen Strömungen, die die Entstehung von Verdichterinstabilität verursachen oder begünstigen. Solche Systeme verursachen aber selbst Verluste und setzen somit den Wirkungsgrad des Verdichters herab. Ein weiteres passives System ist die Umblasung über dem Rotor [Akhlaghi u.a. 2003]. Hier wird durch gezielte Kanalführung die Rückströmung über dem Rotor, die z.B. von Saathoff und Stark beschrieben wird [Saathoff und Stark 2000], in ihrer axialen Richtung umgekehrt und auf die Vorderkante der Schaufelspitze gelenkt. Bei diesem System werden sowohl eine Ausweitung des Betriebsbereichs als auch eine Erhöhung des Wirkungsgrades berichtet.

### 2.2.2 Aktive Systeme

Dem gegenüber stehen die aktiven Systeme. Solche Systeme haben die Aufgabe die Strömungszustände im Verdichter dem jeweiligen Betriebspunkt bestmöglich anzupassen. Dafür werden bereits seit einiger Zeit unterschiedliche Verfahren untersucht. Bereits in den späten 70er Jahren wurden erste Untersuchungen über aktive Stabilitätsbeeinflussung durchgeführt. Diese Arbeiten waren aber noch theoretisch und beschäftigten sich mit der Entwicklung von Regelsystemen [Vaidya 2000], die auf den Arbeiten von Greitzer [Greitzer 1976] sowie Moore und Greitzer [Moore, Greitzer 1986] aufbauten. Praktische Erfolge wurden zuerst mit Abblasung erzielt, die bereits von Traupel als Maßnahmen zur Vermeidung von Verdichterüberlastung vorgeschlagen wird. Diese schützt zwar den Verdichter, führt aber zu erheblichen wirtschaftlichen Einbußen, da das hochwertige komprimierte Fluid entweder in einen teuren Auffangbehälter umgeleitet wird oder sogar vollständig an die Umgebung verloren geht.

Ein weiteres Verfahren zur aktiven Stabilitätsbeeinflussung ist die Leitschaufelverstellung. Hierbei werden die Leitschaufeln so um ihre radiale Achse gedreht, dass die durch die Belastung des Gitters entstehende Inzidenz (vgl. [Walbaum 1999]) wieder ausgeglichen wird. Dies Verfahren wurde in vielen Arbeiten untersucht. Walbaum untersuchte z.B. die instabilen Vorgänge in einem Verdichter mit aktiver Leitschaufelverstellung. Mittlerweile ist dieses Verfahren in Turbomaschinen, besonders in Triebwerken verbreitet.

Als weiteres Verfahren kam Ende der 80er Jahre die Einblasung von Fluid in den Verdichter zur Stabilisierung der Strömung auf. Ziel ist hierbei, die Entstehung von instabilen Vorgängen im Verdichter bereits in kleinem Rahmen zu stören und so die Destabilisierung der Verdichterströmung zu verhindern. D'Andrea, Behnken und Murray [Behnken 1994], [D'Andrea u.a. 1996] entwickelten 1996 eine Vorrichtung zur Stabilisierung der Verdichterströmung mit Hilfe von 3 diskreten Düsen und zusätzlich einer gesteuerten nichtkontinuierlichen Einblasung. Aber auch von anderen wurden verschiedene Vorrichtungen zur Stabilisierung von Verdichterströmungen entwickelt ([Katz 2002], [Nie u.a. 2002], [Suder, 2000]). Diese Vorrichtungen waren jedoch alle invasiv, da sie auf einen maximalen Effekt abzielten und dieser nur mit einer Strömung ohne Radialkomponente zu erreichen ist. Durch diese invasiven Einbauten ergibt sich jedoch eine Versperrung im Strömungskanal und somit eine kontinuierliche Störung der Strömung. Neuhaus u.a. [Neuhaus u.a. 2003] und Weigl u.a. [Weigl u.a. 1997] entwickelten jedoch Einblssysteme, deren Einbauten in den Verdichter wandbündig waren und somit nicht den Strömungskanal versperrten. Beide Arbeiten wurden jedoch an einstufigen Versuchsmaschinen, die nur einen begrenzten Teil von realen Turboverdichtern darstellen können, durchgeführt. Die Untersuchungen von Neuhaus u.a. fanden sogar an einem Ventilator statt, dessen Radialspalt zur Hervorufung eines Rotating Stall im Blattspitzenbereich stark vergrößert ( $>5\%$ ) worden ist. Die Realisierbarkeit in einem mehrstufigen Verdichter im industriellen Einsatz konnte durch diese Arbeiten jedoch nicht bestimmt werden. Das ist die Zielsetzung dieser Arbeit. In den Untersuchungen von Neuhaus u.a. konnte allerdings eine Erhöhung des Wirkungsgrades durch die Einblasung von Fremdluft beobachtet werden. In den anderen Arbeiten blieben die Wirkungsgrade jedoch unberücksichtigt. Allen Untersuchungen gemeinsam ist jedoch eine erfolgreiche Ausweitung des stabilen Betriebsbereichs der Maschine. Die dabei eingesetzten Massenströme, die unterstützend in den Strömungskanal eingeblasen werden, sind dabei sehr gering. Sie bewegen sich in Größenordnungen von  $<0,02\%$  des Verdichternennmassenstroms bis zu ca.  $5\%$  des max. Verdichtermassenstroms. Das hat entsprechend aber auch Auswirkungen auf die mit der Vorrichtung erzielte Wirkung. Während im ersten Fall eine Ausweitung der Kennlinie auf ca.  $8\%$  des Minimalmassenstroms erzielt wird, wird im zweiten Fall (max. Einblasmassenstrom) eine Ausweitung um bis zu ca.  $35\%$  erreicht.

## 3 Active Stability Control

### 3.1 Auslegung

Einen besonderen Schwerpunkt in der Durchführung dieser Arbeit bildete die Auslegung einer realisierbaren Einblasung. Diese erforderte ein hohes Maß an Sorgfalt, da eine unzureichend ausgelegte Einblasvorrichtung zu einer zusätzlichen aerodynamischen Belastung der Beschaukelung des Versuchsverdichters führen könnte. Dies kann zu Schädigungen bis hin zur vollständigen Zerstörung der Beschaukelung führen.

Um das zu vermeiden, wurden andere, bereits veröffentlichte Einblssysteme betrachtet. Besonders berücksichtigt wurde dabei das Einblssystem, das von Behnken [Behnken 1997] beschrieben wird. Hier wurden speziell vier Parameter ermittelt, die für die Realisierung einer Einblasung von grundlegender Bedeutung sind. Diese Parameter sind:

- der von der Einblasung beeinflusste Bereich
- der Einblasmassenstrom
- der Einblasimpuls
- die im Einblasmassenstrom enthaltene Energie.

#### 3.1.1 Einflussbereich der Einblasung

Bei der von Behnken verwendeten Anlage handelt es sich um einen einstufigen Axialverdichter. Dessen Beschaukelung ist so ausgelegt, dass sie im Schaufelspitzenbereich besonders hoch belastet ist. Entsprechend liegt in dem Bereich auch die Entstehungsstelle für die Verdichterinstabilität. In anderen Versuchsanlagen wie z.B. bei Neuhaus u.a. [Neuhaus u.a. 2003] wird der



Schaufelspitzenbereich durch Vergrößerung des Radialspalts künstlich destabilisiert und so die Entstehung des Rotating Stall an die Schaufelspitze verlagert, um eine Einblasung von außen realisieren zu können, ohne den Verdichterströmungskanal durch Zuleitungen für die Einblasluft zu versperren und so die Arbeitsfähigkeit des Verdichters zu beeinträchtigen. In der von Behnken beschriebenen Anlage erstreckt sich der Einflussbereich auf die oberen 20% der Schaufelkanäle. Andere Veröffentlichungen (z.B. Suder [Suder u.a. 2000]) zeigen mit unterschiedlichen anderen Einblasesystemen ebenfalls einen Beeinflussungsbereich von ca. 20% der Kanalhöhe im gehäusenahen Bereich.

Zur Reduzierung der Nachteile der meist invasiven Einblasesysteme (vgl. Abschnitt 2.2.2) sind diese meist sehr weit vor dem Rotor angeordnet, der durch diese Einblasung stabilisiert werden soll.

### **Lokalisierung des Rotating Stall**

Um am Axialverdichter des IfS die richtige Positionierung zu erreichen, war es erforderlich, die Stelle zu lokalisieren, an der der Rotating Stall entsteht. Nur so kann eine Stabilisierungsvorrichtung den Entstehungsmechanismus stören und so die Destabilisierung der gesamten Verdichterströmung hinauszögern. Zwar wird in den meisten Quellen die Meinung vertreten, dass eine Einblasung im Eintritt der Maschine in jedem Fall vorteilhaft ist, doch vermutlich ist die Einblaseeffektivität deutlich höher, wenn die Einblasung am Entstehungsort des Rotating Stall stattfindet, da der zusätzliche Einblasmassenstrom nicht unnötig durch die vorausgehenden Schaufelräder des Verdichters gefördert (und verdichtet) werden muss.

Für diese Lokalisierung wurden am Versuchsverdichter des IfS verschiedene Messungen und Auswertungen durchgeführt.

Im ersten Schritt wurden aus den stationären Messdaten des Versuchsverdichters die Diffusionszahlen ermittelt (Bild 3.1). Diese stellen ein Maß für die aerodynamische Belastung der jeweiligen Schaufelkanäle und somit die Neigung zur Überlastung dar. Sie ist definiert durch

Diffusionszahl: 
$$DF = \left[ 1 - \frac{w_2}{w_1} \right] + \frac{\Delta w_u}{2\sigma w_1}$$
 Gl. 3.1

Danach liegt die höchste aerodynamische Belastung im Bereich des dritten Laufrades.

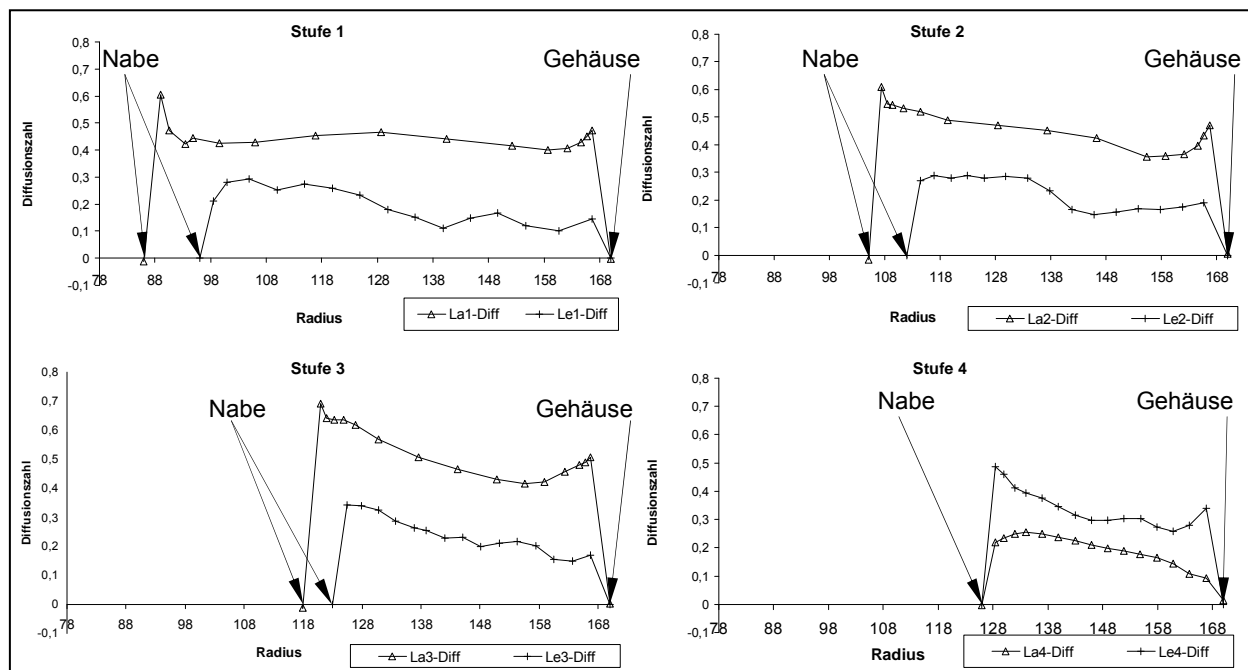


Bild 3.1: Diffusionszahlverläufe der einzelnen Stufen des Versuchsverdichters

Ähnliche Beobachtungen wurden auch von Fischer [Fischer und Seume 2003] veröffentlicht. Dieser zeigt, dass das maximale Stufendruckverhältnis in Stufe 3 schon sehr früh erreicht wird.

Darüber hinaus wurden weitere Messungen mit instationären Druckaufnehmern der Fa. Kulite durchgeführt. Diese Druckaufnehmer wurden wandbündig an verschiedenen Stellen des Verdichtergehäuses installiert (vgl. Abschnitt 5.3.1).

Es wurden Messungen mit zwei unterschiedlichen Konfigurationen der Druckaufnehmer durchgeführt. Bei der einen Konfiguration wurden die fünf Druckauf-

nehmerpositionen hinter dem Vorleitrad zusammen mit einer Reihe durchgeführt, die sich parallel zur Verdichterachse erstreckt. In der axialen Reihe wurden dabei nur die Messstellen hinter den Leiträdern verwendet.

In der zweiten Konfiguration wurden nur Messpositionen entlang der axialen Reihe verwendet, in dem Fall aber sowohl die hinter den Leiträdern als auch die hinter den Laufrädern.

In beiden Fällen wurden zusätzlich das Drehzahlsignal und ein Störsignal mit aufgenommen, das den in der Messkette leider vorhandenen Netzstörungen (Netzbrummen) entspricht. So konnten die Netzstörungen hinterher aus den Messdaten eliminiert werden.

Diese Messungen wiesen darauf hin, dass der Entstehungsort des Rotating Stall im Bereich des ersten Laufrads liegt. In beiden Konfigurationen waren die ersten Anzeichen von Rotating Stall deutlich im vorderen Bereich des Verdichters zu erkennen und zwar jeweils in den Sensoren vor dem ersten Laufrad. Dass in den Sensoren vor dem Laufrad die Signale früher zu erkennen sind als in denen nach dem Laufrad ist auf die Stauwirkung der Versperrung zurückzuführen, die der Rotating Stall bildet. Der Zeitverlauf der Druckdaten von einer der beiden Konfigurationen wird hier nun beispielhaft gezeigt. In diesem ist deutlich der zeitliche Entwicklungsverlauf des Rotating Stall zu erkennen.

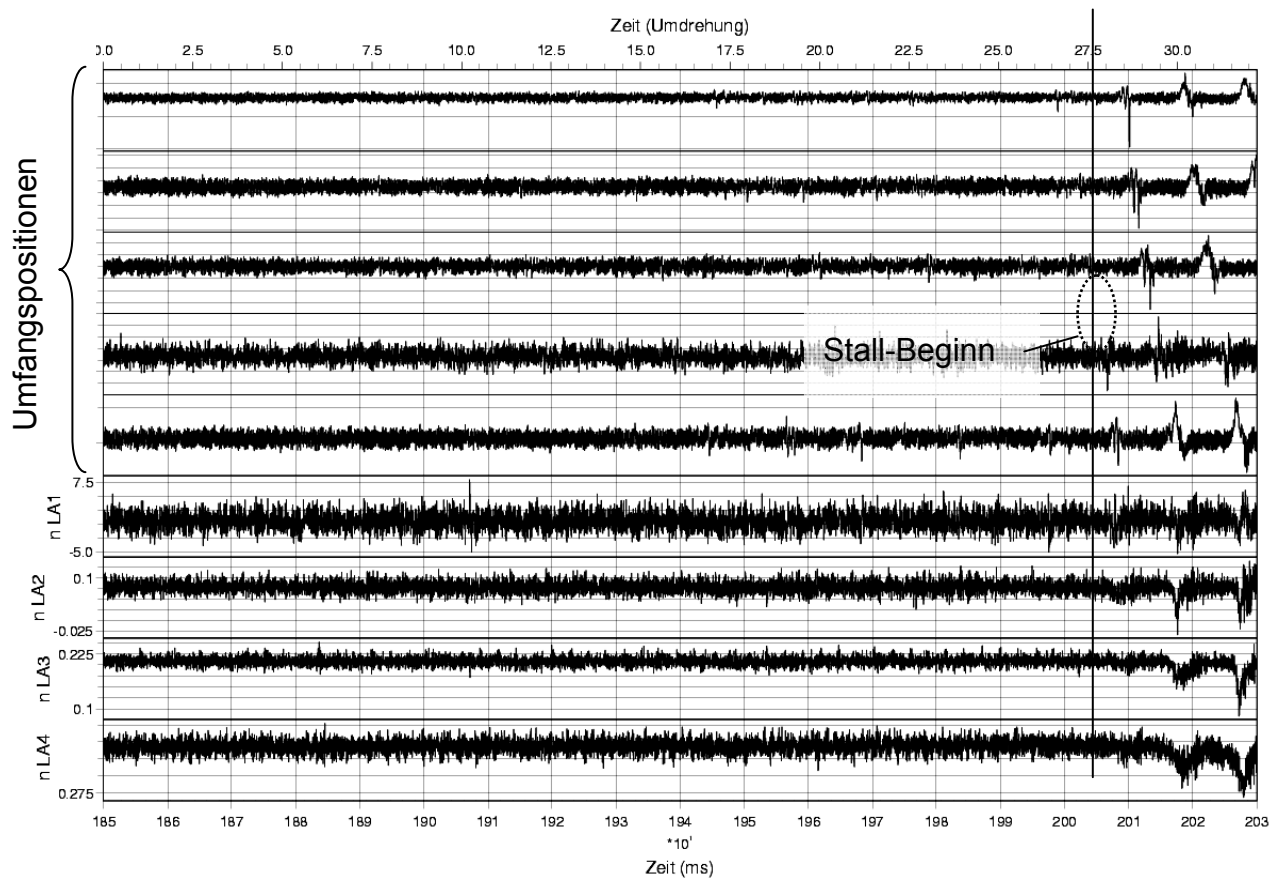


Bild 3.2: Wandbündige Messung zur Detektion des Stallentstehungsortes

Für die Ermittlung der radialen Position wurde eine invasive instationäre Vierlochsonde, die am Institut für Strömungsmaschinen neu entwickelt worden ist [Braun und Rieß 2002], eingesetzt. Diese Sonde wurde auf 5 unterschiedlichen radialen Positionen hinter dem ersten Laufrad eingesetzt. Dort wurden dann Messungen unter langsamem Schließen der Austrittsdrossel des Verdichters (vgl. Abschnitt 3) bis hin zum Überschreiten der Stabilitätsgrenze durchgeführt. Parallel dazu wurde auch die Position der Austrittsdrossel instationär mit erfasst.

Die so erhaltenen Daten wurden dann in Abschnitte unterteilt, die jeweils bei einer festgelegten Drosselposition entsprechen und von dort aus über eine Dauer von 1000 Umdrehungen reichen. Für jeden dieser Abschnitte wurde dann die Autospektrale Leistungsdichte (APSD) ermittelt. Diese ist definiert als:

Autospektrale Leistungsdichte: 
$$APSD_x = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \text{FFT} \{ \Phi_{xx,i} \}$$
 Gl. 3.2

Autokorrelationsfunktion mit 
$$\Phi_{xx,i} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x_i x_{j-i}$$
 Gl. 3.3

Sie entspricht der Autokorrelationsfunktion der Messdaten im Frequenzbereich und gibt damit Informationen über Veränderungen im Frequenzspektrum wieder.

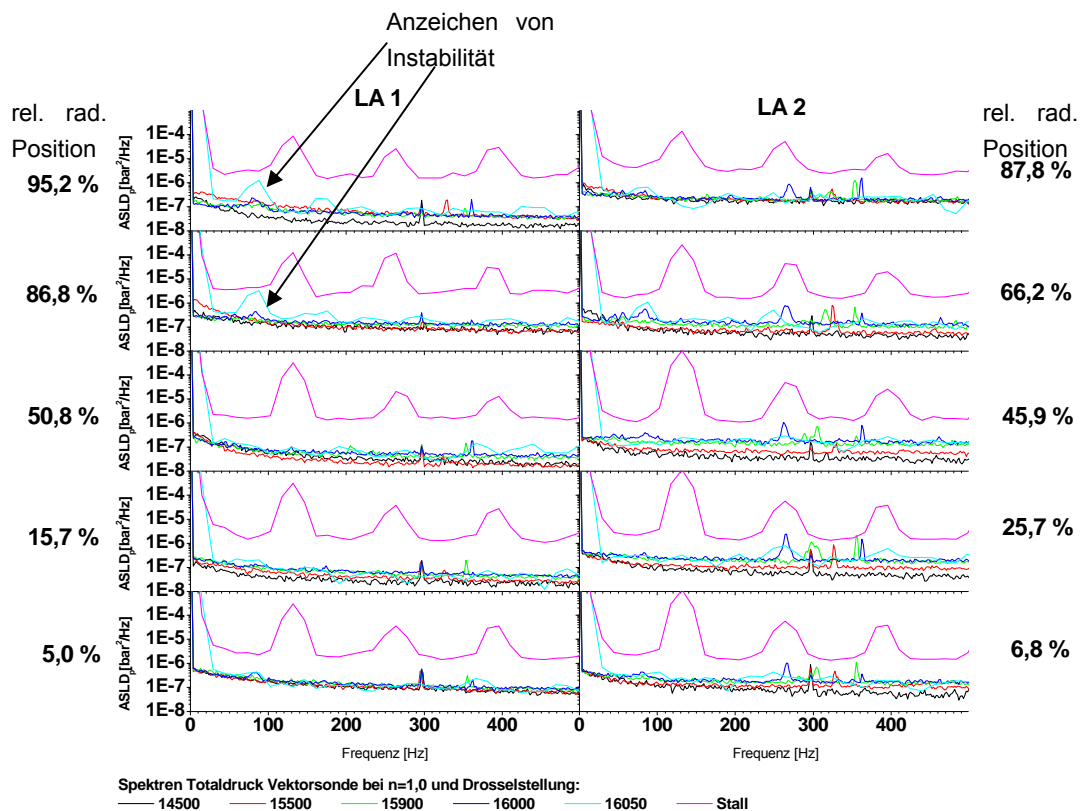


Bild 3.3: APSD-Verläufe bei verschiedenen Lastzuständen

Auf den Graphen, die in Bild 3.3 zu sehen sind, werden die APSD-Kurven einer Messung jeweils gemeinsam dargestellt. Sie erstrecken sich über einen Fre-

quenzbereich von 0Hz bis 500Hz. Dabei entsprechen die unterschiedlichen Kurven verschiedenen Drosselpositionen. Die radiale Position der Sonde bei der Messung wird relativ zur Gesamtschaufelhöhe links neben den Graphen für die Messungen hinter Laufrad 1 bzw. rechts neben denen von Laufrad 2 dargestellt. Die Kurven der Messungen hinter Laufrad 1 zeigen dabei deutlich, dass in den Messdaten von 95,2% und von 86,8% der Schaufelhöhe bereits in der Kurve für die Drosselstellung von 16050, also des letzten Abschnitts vor dem instabilen Betriebsbereich, Störungen mit Frequenzen im Bereich von 80Hz auftauchen, während diese bei den anderen radialen Positionen noch nicht feststellbar sind. Daraus ist deutlich erkennbar, dass die Entstehung des Rotating Stall im Schaufelspitzenbereich des ersten Laufrads stattfindet. Somit muss für diesen Bereich auch eine Auslegung der Einblasvorrichtung erfolgen.

### 3.1.2 Einblasmassenstrom

Der Einblasmassenstrom zur Stabilisierung der Strömung in der Nähe der Stabilitätsgrenze des Verdichters muss für eine sinnvolle Auslegung von zwei Standpunkten aus betrachtet werden. Zum einen ist ein möglichst großer Massenstrom vorteilhaft, da so eine weit reichende Stabilisierung der Verdichterströmung erzielt werden kann. Zum anderen ist aber zu beachten, dass bei einer Einblasvorrichtung, die in industriellen Bereichen genutzt werden soll, dieser Massenstrom nur aus weiter hinten liegenden Stufen des Verdichters bereitgestellt werden kann, da der erforderliche Druck nur dort vorzufinden ist.

Aufgrund der höheren vorausgegangenen Verdichtung hat dieser Massenstrom eine erheblich höhere Temperatur, als der zu stabilisierende. Dadurch führt aber eine Einblasung dieser Luft zu einer Erhöhung der mittleren Temperatur im zu stabilisierenden Bereich des Verdichters und somit zu einer Erhöhung des Energiebedarfs, um den Verdichtermassenstrom auf das erforderliche Druckniveau zu komprimieren (Bild 3.4).

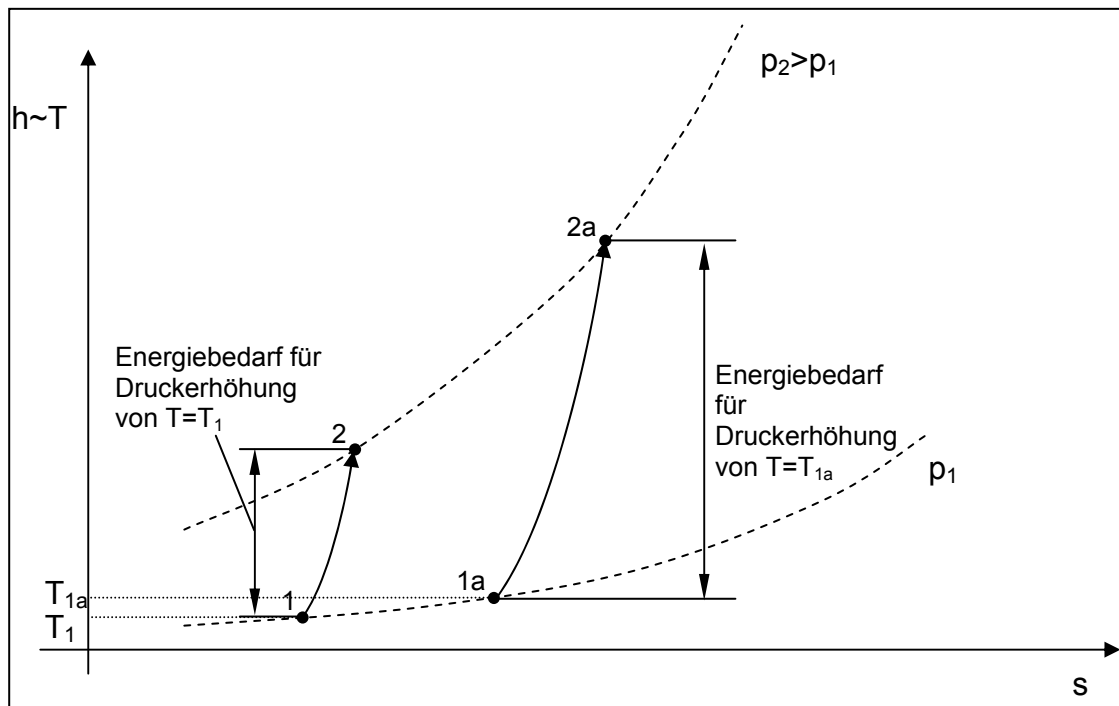


Bild 3.4: h-s Diagramm

Damit ist aber ein möglichst geringer Einblasmassenstrom von Vorteil. Darüber hinaus ist ein geringer Einblasmassenstrom auch von wirtschaftlichem Vorteil, da die benötigte Einblasluft nur unter Aufwendung von Energie erzeugt werden kann, die dann aber nicht mehr als technische Arbeit zur Verfügung steht. Somit muss also ein Massenstrom gefunden werden, der ausreicht, eine Stabilisierung des Versuchsverdichters zu bewirken, aber nicht zu groß um wirtschaftliche Aspekte außer Acht zu lassen.

Eine Betrachtung der Daten, die von Behnken veröffentlicht worden sind, lässt auf ein Verhältnis des Einblasmassenstroms zu dem vom Verdichter geförderten Massenstrom schließen, das bei 1,7% liegt. In den meisten anderen Veröffentlichungen liegt dieser Wert zwischen 1,5% und 6% [Suder u.a. 2000], [Weigl u.a. 1998]. Nie, Xu u.a. [Nie, Xu u.a. 2002] berichten von sog. Micro-Injection mit Verhältnissen von 0.019%-0.056%. In dem Fall wird jedoch ein Niedergeschwindigkeitsaxialverdichter verwendet. So ist es möglich, den benötigten Impuls der Einblasung durch hohe Strömungsgeschwindigkeit zu erzielen und so den benötigten Massenstrom entsprechend klein zu halten.

### 3.1.3 Einblasimpuls

Eine zentrale Frage, die für die sinnvolle Auslegung eines Einblasungssystems von grundlegender Bedeutung ist, muss sein, welche Eigenschaften der einzublasende Massenstrom haben muss, damit er in der Lage ist, die Verdichterströmung zu stabilisieren. Hier kommen zwei Größen in Betracht. Eine der beiden Größen ist der Impuls des Einblasmassenstroms. Dieser wird beim Ausmischen von Verdichtermassenstrom und Einblasmassenstrom an die Verdichterströmung übertragen. Leider gibt Behnken die Impulsmenge, die von ihm eingeblasen wird, nicht direkt an. Aus den angegebenen Daten lässt er sich aber errechnen. Danach beträgt das Verhältnis von Einblasimpuls zu Verdichterimpuls 2,4%.

### 3.1.4 Im Einblasmassenstrom enthaltene Energie

Die andere der beiden Größen ist die im Einblasfluid enthaltene kinetische Energie, die sich in ähnlicher Form aus den Daten von Behnken errechnen lässt. Danach beträgt das Verhältnis von Energieinhalt im Einblasmassenstrom zu dem im Verdichtermassenstrom 1,3%.

### 3.1.5 Eigene Auslegung

Für die eigene Auslegung wurde nun versucht, eine Vorgehensweise zu finden, die zu einer Übereinstimmung mit den Ergebnissen von Behnken führt. Entsprechend wären in dem Fall auch vergleichbare Ergebnisse bezüglich der Kennfelderweiterung zu erwarten, wenn die Einblasvorrichtung in der gleichen Weise betrieben würde. Auslegungsrechnungen, die darauf angelegt waren, die oben angeführten Größen auf eine eigene Auslegung für den Versuchsverdichter des IfS zu überführen, zeigten jedoch auch nach intensiven Bemühungen keine Übereinstimmung aller Größen mit den von Behnken ermittelten.

So wurde es erforderlich, sich von diesen Daten zu lösen und eine eigene Auslegung zu finden. Hier ergab sich die Fragestellung, welche Größe der Verdichterhauptströmung durch die Einblasung so beeinflusst wird, dass die Entstehung des Rotating Stall unterdrückt wird. Wird an dieser Stelle die Tatsache herangezogen, dass die Verdichterströmung durch die Aufweitung der



Schaufelkanäle über die Sehnenlänge verzögert wird, lässt sich schlussfolgern, dass jenseits der Stabilitätsgrenze der Impuls der Verdichterströmung nicht mehr ausreicht, um den Massenstrom gegen den im Verdichter aufgebauten Gegendruck zu fördern und gleichzeitig weiter zu verdichten. Dies legt nahe, dass der Impuls die entscheidende Größe ist, die durch die Einblasung von Zusatzluft beeinflusst werden muss. Ziel war also die Realisierung einer Einblasung, die die entstehende Instabilität daran hindert, sich voll zu entwickeln. indem der Impuls der Strömung im Entstehungsbereich der Instabilität regelmäßig soweit stabilisiert werden sollte, dass die Entwicklung der Instabilität verhindert wird. Die Vorgehensweise bei der Auslegung wird nun im Folgenden beschrieben. Die genaueren Daten dazu sind dem Anhang zu entnehmen.

1. Im ersten Schritt wurde ein Betriebspunkt des Verdichters als Referenzpunkt gewählt. Dies war der letzte stabile Punkt auf der Kennlinie des Versuchsverdichters des IfS bei 95% der Nenndrehzahl. Der Betriebspunkt bei 95% der Nenndrehzahl wurde deshalb verwendet, weil diese Drehzahl für alle experimentellen Arbeiten am Versuchsverdichter des IfS als Auslegungsdrehzahl betrachtet wird. Auch die Referenzmessungen am Verdichter finden an diesem Betriebspunkt statt. Für die Überprüfung der Berechnung der Übersichtsdaten durch einen Vergleich mit den Messdaten wird der Punkt besten Wirkungsgrades verwendet.
2. Die Messdaten an diesem Betriebspunkt wurden verwendet, um den Impulsstrom der gesamten Verdichterströmung (Impuls pro Sekunde) bei diesem Betriebszustand zu ermitteln.
3. Von diesem Betriebspunkt ausgehend wurde ein neuer, theoretischer Betriebspunkt definiert, der sich auf der gleichen Kennlinie bei einem um 5% reduzierten Massenstrom befindet (Bild 3.5).

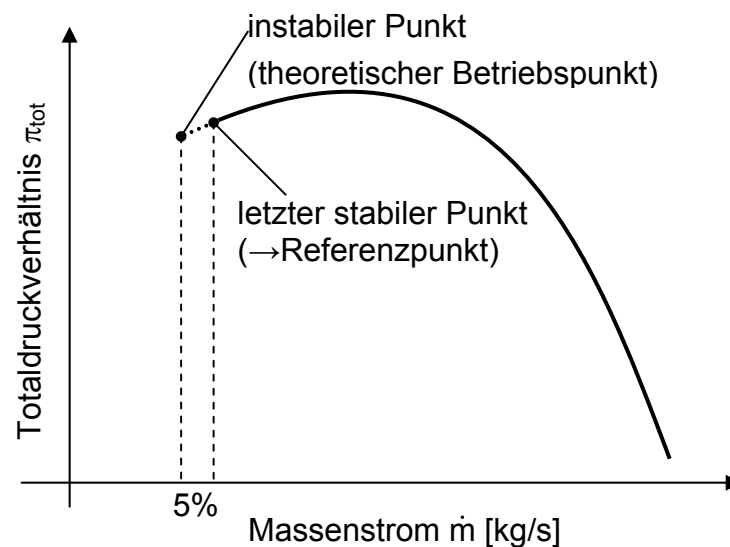


Bild 3.5: Verdichterkennlinie mit inst. Betriebspunkt

Dieser Punkt liegt somit eindeutig im instabilen Betriebsbereich des Verdichters. Die Massenstromreduzierung um 5% ist dabei eine willkürlich gewählte Größe, die aber in Bereichen liegt, die die Kennfelderweiterungen anderer bereits veröffentlichter Einblasvorrichtungen nicht überschreitet.

4. Für diesen theoretischen Betriebspunkt wurde ebenfalls der Impulsstrom der Verdichterströmung errechnet. Aus der Differenz dieser beiden Impulse ergibt sich entsprechend das Impulsdefizit, das zu einer Destabilisierung der Strömungsverhältnisse im Verdichter führt.
5. Dieses Impulsdefizit soll durch die Einblasung wieder aufgefüllt werden. Da die aerodynamische Belastung des Verdichters aber nicht überall gleich groß ist, muss das Impulsdefizit nur in dem kritischen Bereich aufgefüllt werden. Dieser wurde durch instationäre Messungen im Schaufelspitzenbereich des ersten Laufrads lokalisiert (vgl. Abschnitt 3.1.1). Aufgrund dieser Tatsache wurde die Einblasung auf die oberen 20% der Schaufelhöhe des ersten Rotors begrenzt.

Wie in der Einleitung bereits beschrieben worden ist, beschränkt sich die Entstehung einer Stallzelle allerdings auf einzelne Schaufelkanäle im gesamten Laufrad 1 und entwickelt sich daraus erst zu einem vollen Rotating

Stall. Da das Ziel dieser Arbeit darin besteht, in die Entstehung der Rotating Stall einzugreifen und die vollständige Ausbildung zu verhindern, ist es ausreichend, die Einblasung auf einen Teil des Umfangs zu beschränken. Aus diesem Grund wurde der gesamte Umfang des Verdichters in zwölf Sektoren unterteilt, die jeweils unabhängig voneinander durch eine Einblasung beeinflussbar sein sollten. Diese Einblasung sollte durch jeweils eine Tasche realisiert werden, die von außen mit Fremdluft gespeist wird und diese in den Strömungsbereich des Verdichters einleitet. Damit entspricht der Impulsstrom, der benötigt wird, um einen dieser Sektoren zu stabilisieren, 20% von einem Zwölftel, also einem Sechzigstel des Impulsstromdefizits des Verdichters bei der oben angesetzten Massenstromverringerung. So soll verhindert werden, dass der Verdichter in den instabilen Betrieb gerät. Zwar bleiben lokale Störungen vorhanden, die gefährden den Betrieb des Verdichters aber erst dann, wenn sie sich zu einem vollen Rotating Stall ausbilden können.

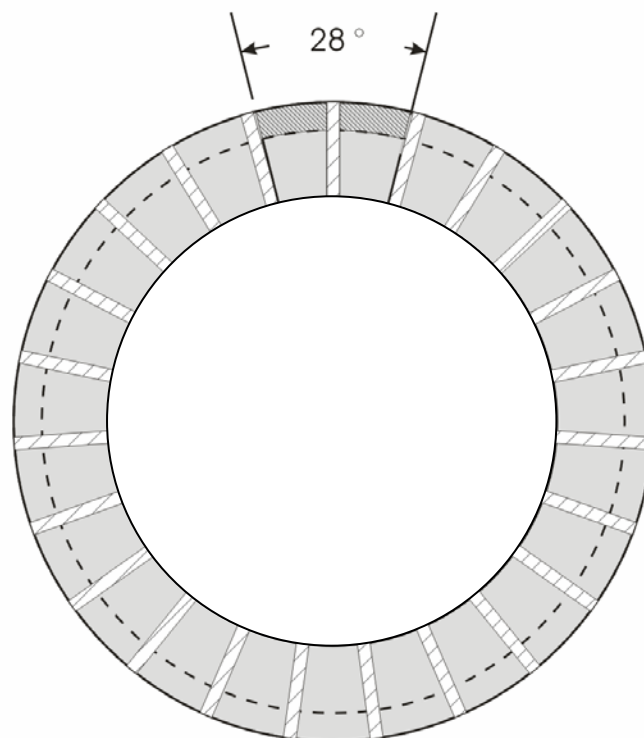


Bild 3.6: Einflussbereich einer Einblaskammer

6. Da sich der Impulsstrom eines Fluids aus dem Produkt seines Massenstroms und seiner Geschwindigkeit zusammensetzt, ergaben sich an dieser Stelle zwei Größen, die nicht unabhängig voneinander ermittelt werden konnten. Somit musste eine der beiden Größen gewählt werden. Hier wird zunächst bei der Wahl der Geschwindigkeit eine mögliche Grenze durch die Schallgeschwindigkeit gesetzt. Ein deutlicher Abstand von dieser Geschwindigkeit erschien zunächst wünschenswert, um Störungen der Verdichterströmung durch Stöße zu vermeiden.

Darüber hinaus ist die Wirtschaftlichkeit einer Einblasvorrichtung ein wichtiges Kriterium. In Anbetracht der sehr unterschiedlichen Werte aus den Veröffentlichungen (vgl. Abschnitt 3.1.2) wurde hier zunächst ein Einblasmassenstrom gewählt, der 0,5% des Verdichternennmassenstroms entspricht. Dieser Einblasmassenstrom sollte sich auf vier Taschen verteilen, um so die Positionierung der Einblasung über den Umfang untersuchen zu können. Auch die Realisierung einer Einblasung in mehr als vier Taschen (bei gleichzeitiger Erhöhung der verwendeten Einblasmenge) wurde offen gehalten.

7. Mit dieser Festlegung des Einblasmassenstroms konnte über eine Impulsbilanz die benötigte Einblasgeschwindigkeit berechnet werden. Die axiale Positionierung der Einblasung sollte eine Einleitung des Einblasmassenstroms von Laufrad 1 gewährleisten. Daraus ergab sich notwendigerweise ein radialer Einblaswinkel von  $30^\circ$  (vgl. Bild 3.7). Über die Bernoulli-Gleichung und die Kontinuitätsgleichung wurden die Querschnittsfläche und der statische Druck in der Tasche berechnet, mit denen der Massenstrom mit der festgelegten Geschwindigkeit in den Verdichter eingeführt wird.
8. Über die Rohrreibungsverluste im Zuleitungssystem wurde schließlich der erforderliche Versorgungsdruck in der Zuleitung zu den Einblastaschen ermittelt.

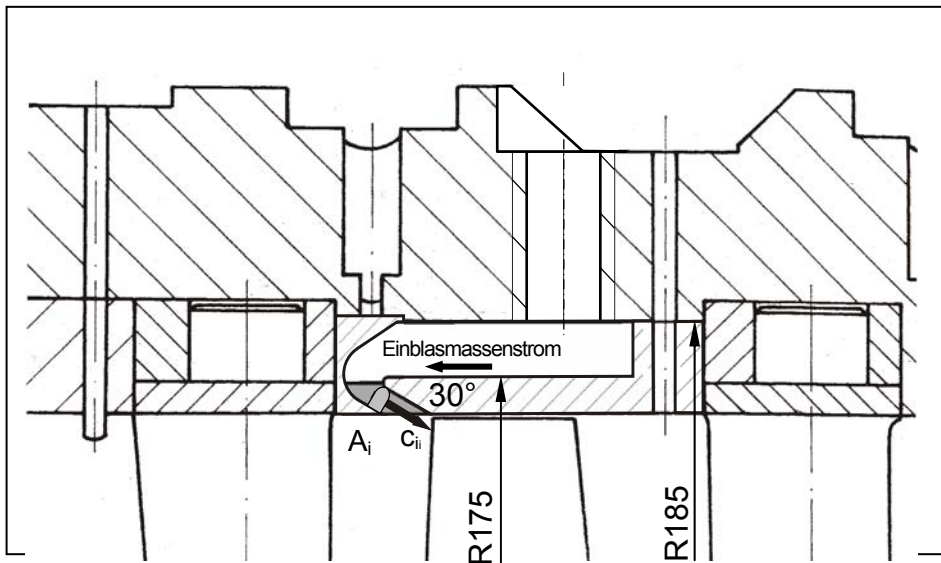


Bild 3.7: Querschnitt durch eine Einblassammelkammer

### 3.2 2-dimensionale Berechnungen

In der ersten Phase wurden 2-dimensionale Untersuchungen durchgeführt. Ziel war hier die Überprüfung der Geometrie der Einblasvorrichtung unter der besonderen Berücksichtigung folgender Fragen:

- Wie groß sind die im Bereich der verwendeten Taschen verursachten Druckverluste?
- Werden durch die starke Umlenkung der Strömung beim Übergang zwischen Sammelkammer und Schlitzöffnung in den Verdichterkanal Ablösungen verursacht, die den Schlitzkanal verengen und die Austrittsrichtung verändern?
- Wie groß ist der Bereich des Verdichterkanals, der voraussichtlich durch die Einblasvorrichtung beeinflusst wird?

Um diese Fragen beantworten zu können, wurde der Querschnitt der Sammelkammer zusammen mit der Zuleitung und einem Durchtrittsschlitz 2-dimensional modelliert. Darüber hinaus wurde ein Teil des Verdichterringraums dem Modell hinzugefügt.

Für die Modellierung sowie die Durchführung und Auswertung der Berechnungen wurde das numerische Programmpaket StarCD verwendet. Eine Darstellung des gesamten Modells für die 2-dimensionale Berechnung ist Bild 3.8 zu entnehmen.

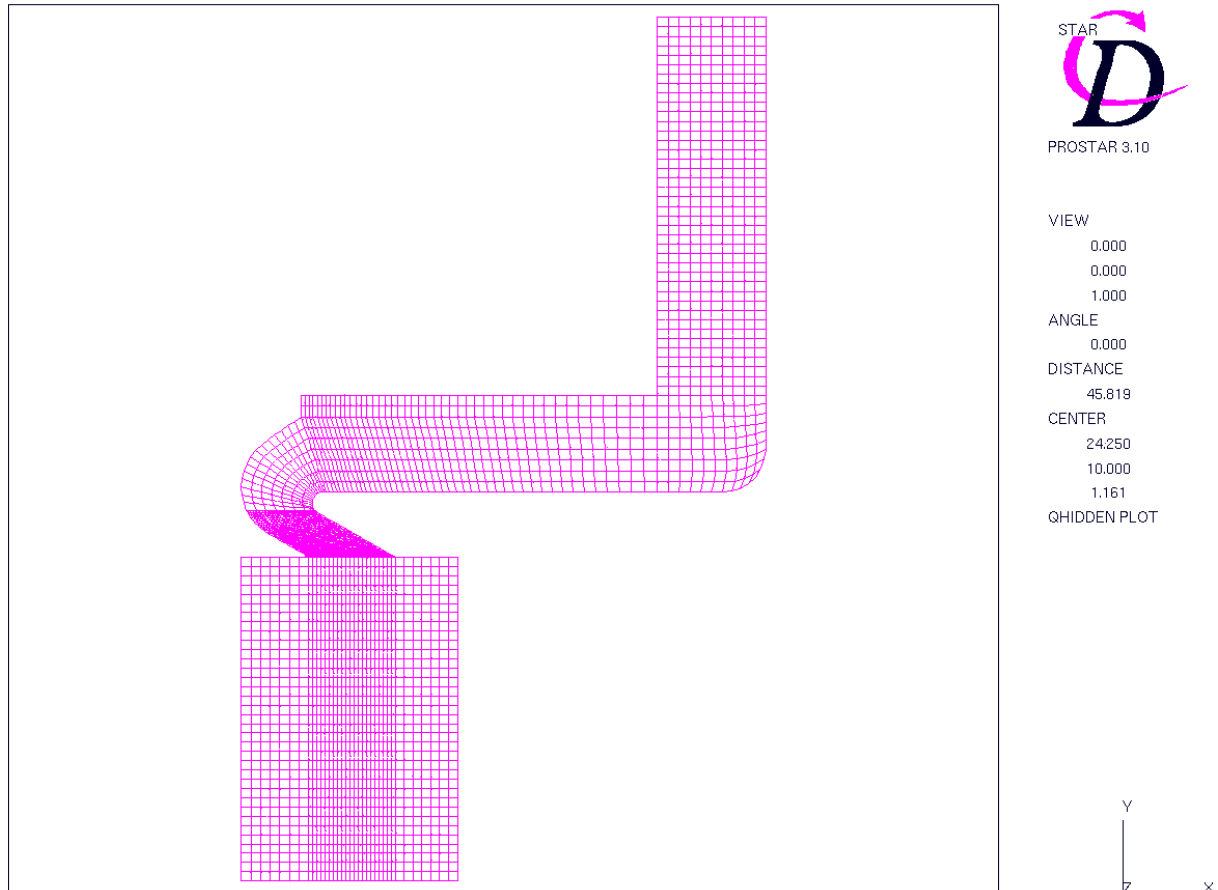


Bild 3.8: Netz für die 2D-Berechnung

Von besonderem Interesse ist in diesem Modell der Bereich der Einblasöffnung. Der Strömungsverlauf unterliegt direkt vor dem Eintritt in diesen Bereich einer sehr starken Umlenkung. Das könnte, wie bereits oben beschrieben, dazu führen, dass im Bereich der Einblasöffnung die Strömung ablöst und so den Strömungskanal in dem Bereich teilweise versperrt. Um solche Effekte besser aufzulösen, wurde hier das Netz des Modells stark verfeinert (Bild 3.9).

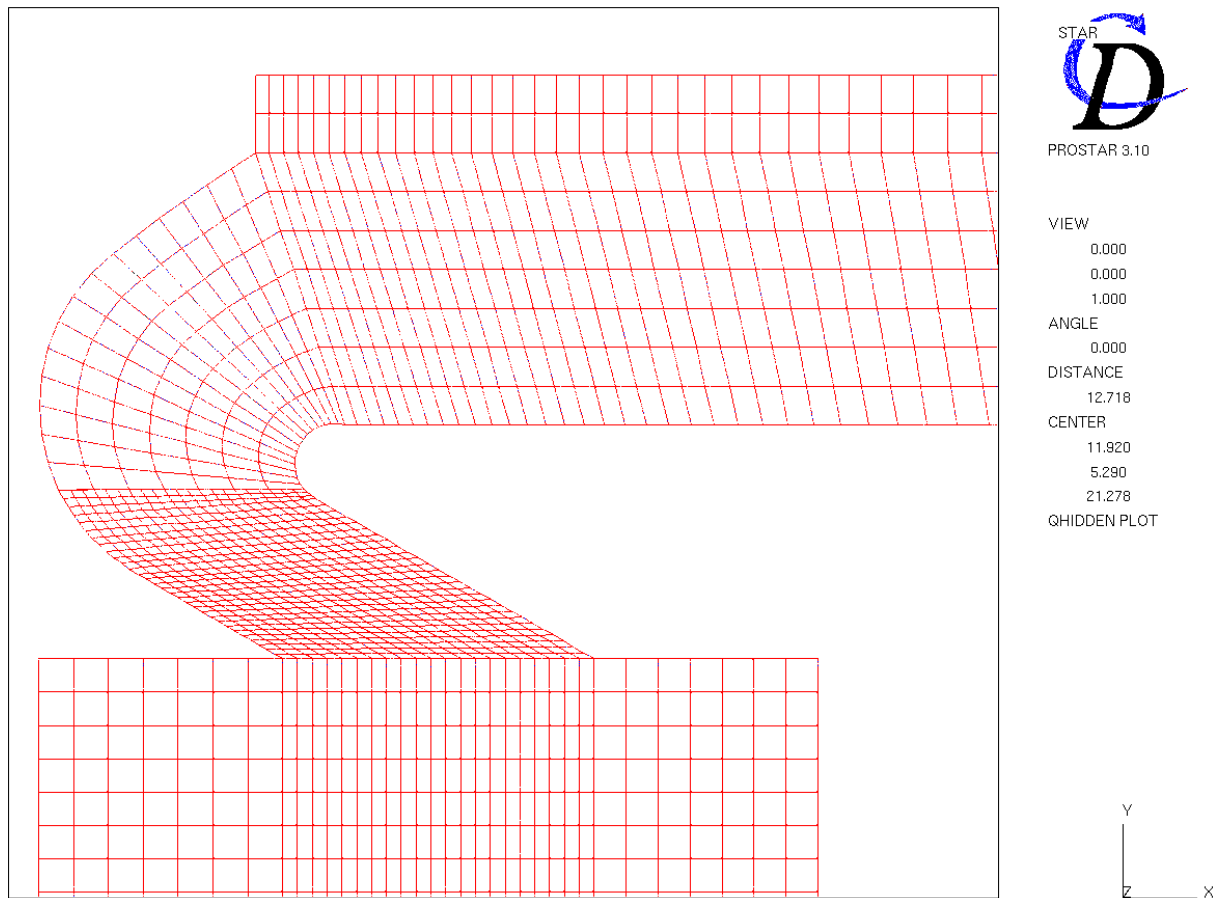


Bild 3.9: Numerisches Modell der Einblasvorrichtung – Vergrößerung des Bereichs der Einblasöffnung

Das gesamte Netz besteht dabei aus ca. 3000 Zellen. Trotz dieser vergleichsweise kleinen Anzahl von Zellen mussten einige Vereinfachungen durchgeführt werden.

Die Randbedingungen, die für die Rechnung aufgestellt wurden, sind im folgenden Bild dargestellt und werden im Anschluss erläutert:

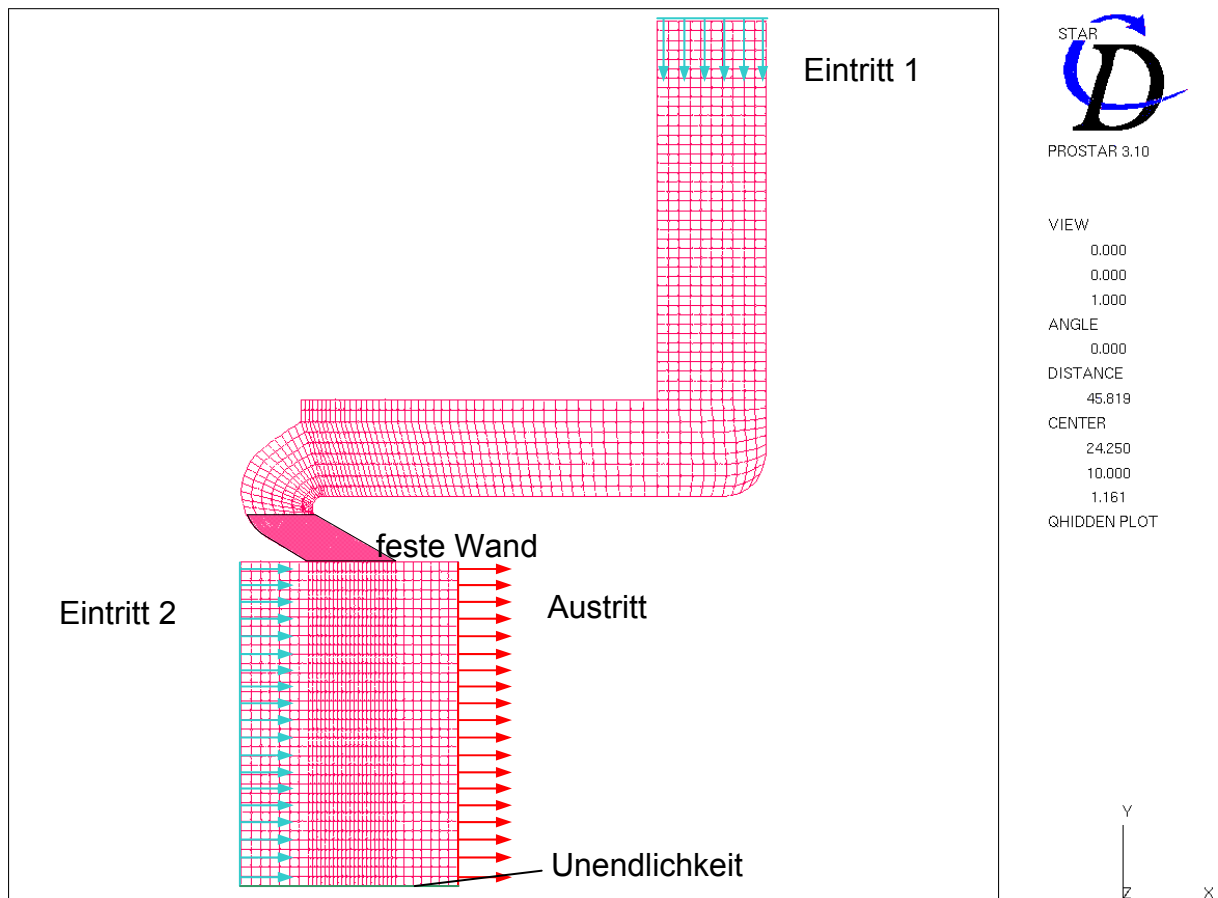


Bild 3.10: Randbedingungen

- Eintritt 1: Eintrittsbedingung für die Einblasluft. Hier wurde die Eintrittsgeschwindigkeit so gewählt, dass die Austrittsgeschwindigkeit aus der Einblasöffnung im Mittel ungefähr der in der Auslegung entspricht. Dafür ergab sich eine Eintrittsgeschwindigkeit von 60 m/s.
- Eintritt 2: Eintrittsbedingung für die Verdichterströmung. Die Verdichterströmung wird vereinfacht als über die Höhe des modellierten Kanals gleich verteilt betrachtet, um so den radialen Einflussbereich der Einblasströmung leicht beurteilen zu können. Die Geschwindigkeit entspricht der aus den Messdaten entnommenen Geschwindigkeit von 150 m/s.



---

Austritt:	In dieser Ebene liegt der Austritt aus dem Modell für alle in das Modell eingeführten Massenströme.
Unendlichkeit:	An dieser Stelle wird davon ausgegangen, dass sich die Verdichterströmung von dort aus bis in die Unendlichkeit fortsetzt. Der Strömungskanal wurde hier vereinfachend nicht bis zur Nabe hinunter modelliert.
Übrige Umrandung:	In den nicht speziell aufgeführten Randbereichen wird die Randbedingung „Feste Wand“ angesetzt, also Haftbedingung auf der Modellgrenze mit zugehöriger Grenzschicht.
feste Wand:	Im Bereich der Einblasöffnung wurde die kammähnliche Struktur der Einblaskonstruktion dadurch simuliert, dass die Ober- und Unterseite des Modells in diesen Zellen als feste Wand definiert wurde. In allen anderen Bereichen wird an den Entsprechenden Oberflächen die Symmetriebedingung angesetzt. D.h., dass dort die Bedingungen an Ober- und Unterseite des Modells die gleichen sein müssen. Daraus ergibt sich eine theoretische symmetrische Wiederholung des Modells.

## Vereinfachungen

Trotz der geringen Anzahl von Gitterzellen im Modellierten Gitter wurde das Problem in dieser Berechnungsstufe noch stark vereinfacht, da die 2D-Rechnungen nur als Verifikation der eindimensionalen Auslegung dienen sollten. Deshalb wurde bei den Simulationen mit StarCD z.B. auf die Modellierung der Beschaufelung verzichtet. Stattdessen wurde ein aus den Messungen erhaltener Eintrittszustand in den modellierten Bereich des Verdichters eingesetzt und auf einen Druckanstieg bis hin zum Austrittsbereich verzichtet. Entsprechend blieben auch Fliehkräfte, die sich durch ein rotierendes System ergeben, unberücksichtigt.

Auch die Modellierung von Geschwindigkeitsprofilen in den Eintrittsebenen wurde vereinfachend unterlassen. Da die Geschwindigkeitsverhältnisse in der Zuleitung zur Einblastasche nicht gut bekannt sind, wurde der Eintrittsbereich in die Tasche

weit nach oben verlängert, um so die Einstellung der Strömungsverhältnisse über dessen Länge zu ermöglichen. So ist denn auch in dem Bereich zu erkennen, dass sich ein Profil ausbildet, das dem einer Rohrströmung entspricht.

In der Eintrittsebene im Verdichterringraum erleichtert die gleichförmige Eintrittsgeschwindigkeit die Bewertung des Einflussbereichs der Einblasung in den Verdichter.

## Ergebnisse

Im Folgenden werden nun die Ergebnisse der numerischen Simulation der Geschwindigkeitsvektoren gezeigt. Die Betrachtung der Geschwindigkeitsvektoren

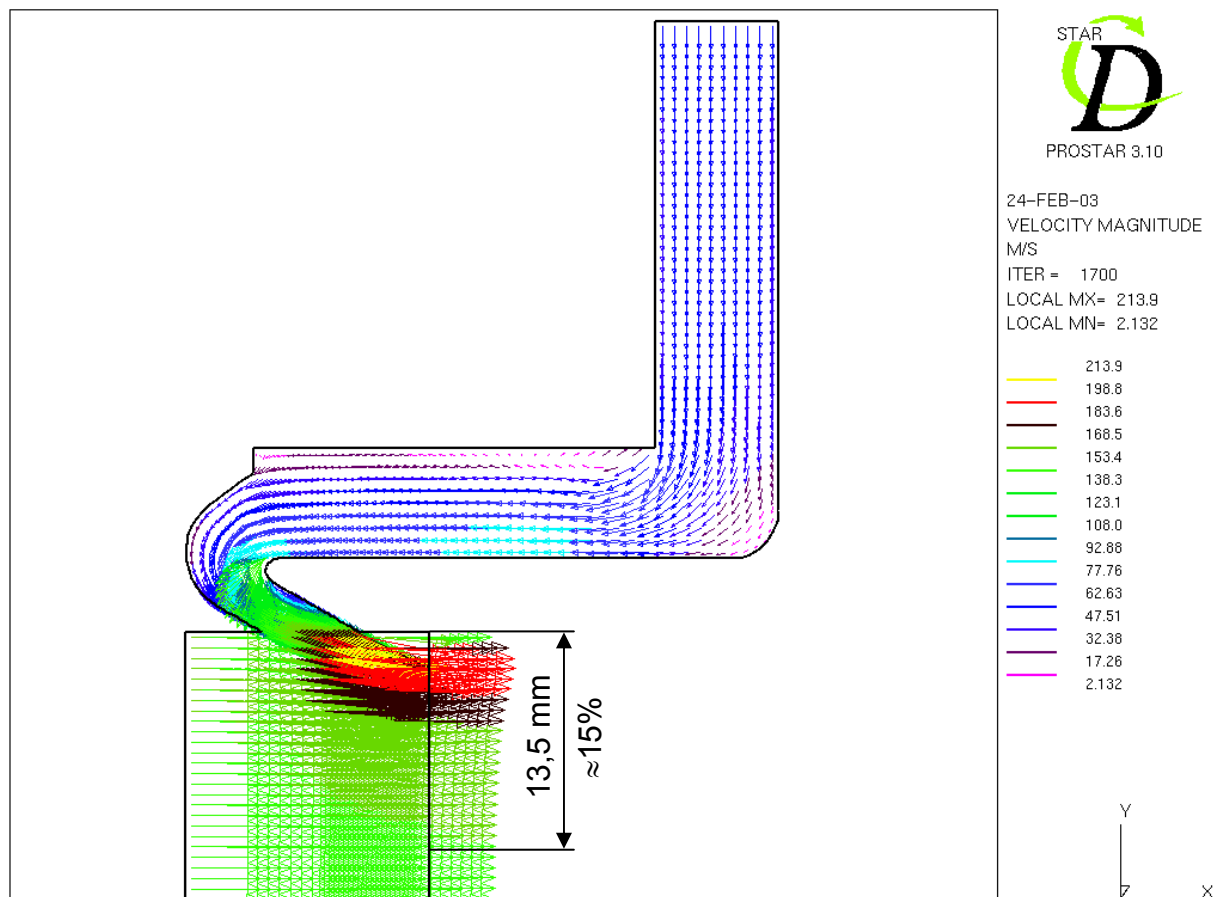


Bild 3.11: Geschwindigkeitsverteilung

zeigt dabei für die Strömungsverhältnisse in dem Bereich plausible Ergebnisse. So ist z. B. erkennbar, dass die Strömung in der Zuleitung eine Grenzschicht ausbildet.

In der Tasche selbst sind in der Umgebung des Tascheneintritts Bereiche mit sehr niedriger Geschwindigkeit zu sehen. Im oberen Bereich direkt neben dem Eintritt ist sogar eine Ablösestelle zu erkennen. Diese beiden Bereiche haben jedoch auf die Funktionsfähigkeit der Einblasung keinen wesentlichen Einfluss.

Da die kritische Stelle hinsichtlich der Frage der Funktionsfähigkeit durch die starke Umlenkung nach der Sammelkammer im Bereich der Einblasöffnung angesiedelt ist, wird diese in einer vergrößerten Darstellung betrachtet. Dort ist deutlich zu erkennen, dass die Strömung bereits vor der Umlenkung in Wandnähe auf hohe Geschwindigkeiten beschleunigt wird und mit dieser Geschwindigkeit um die Umlenkstelle geführt wird. Zwar ist in dem Bereich direkt nach der Umlenkstelle ein

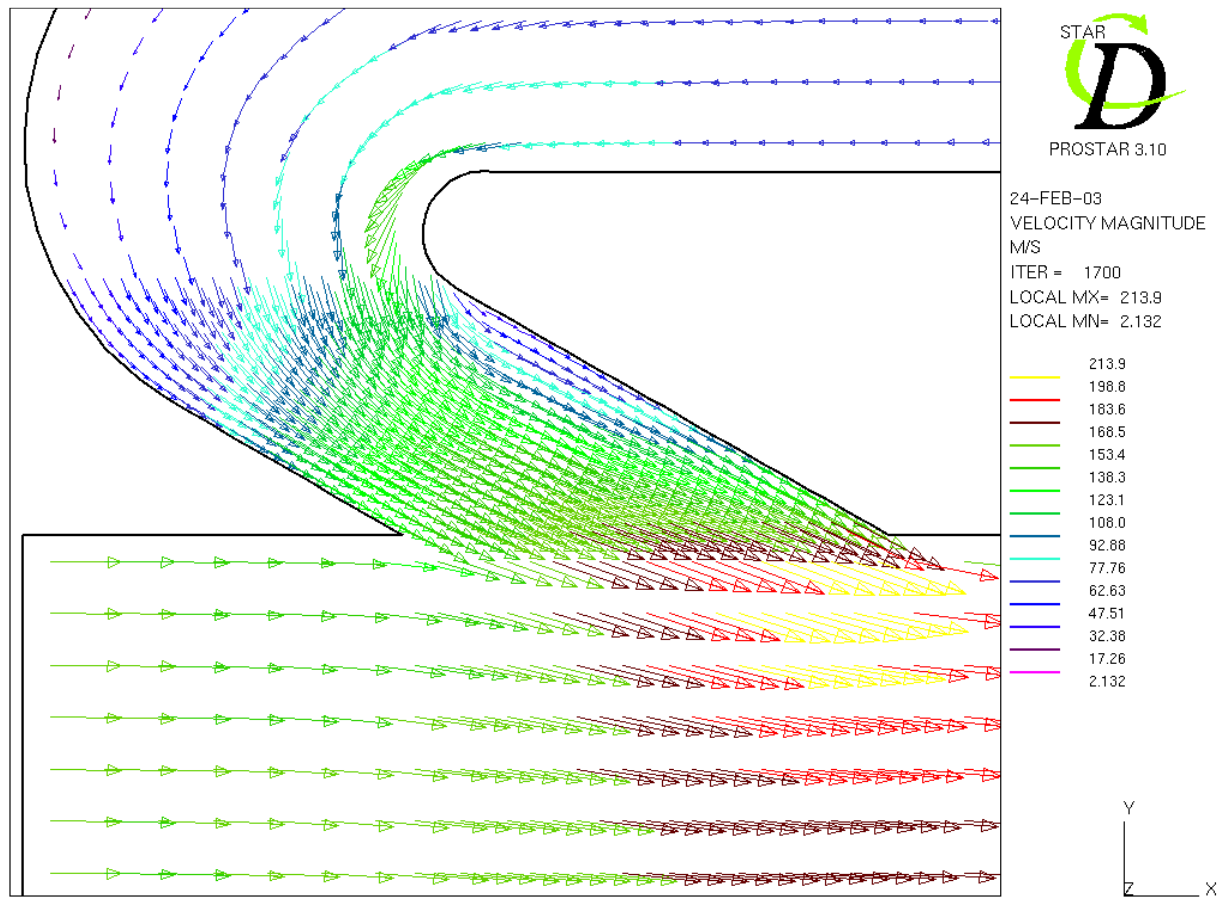


Bild 3.12: Geschwindigkeitsverteilung im Bereich der Einblasöffnung

Bereich mit deutlich geringeren Geschwindigkeiten zu erkennen, die Geschwindigkeitsvektoren zeigen jedoch alle in die Richtung entlang der Wand der Einblasöffnung und folgen somit dort der gewünschten Richtung. Eine Ablösung liegt in dem Bereich also nicht vor.

Eine Betrachtung der Geschwindigkeiten im Bereich des Austritts aus der Einblasöffnung zeigt einen mittleren Wert, der ungefähr im Bereich von 180m/s liegt. Im Bereich des Verdichterkanals unmittelbar hinter der Einblasöffnung ist die Geschwindigkeit der Strömung sogar noch deutlich höher und geht auf Werte bis beinahe 215 m/s hinauf.

Der Einfluss der Einblasung auf die Verdichterströmung kann jedoch besser in dem folgenden Bild betrachtet werden. Dort ist zu sehen, dass der durch die Einblasung beeinflusste Bereich der Verdichterströmung sich über einen Kanalhöhe

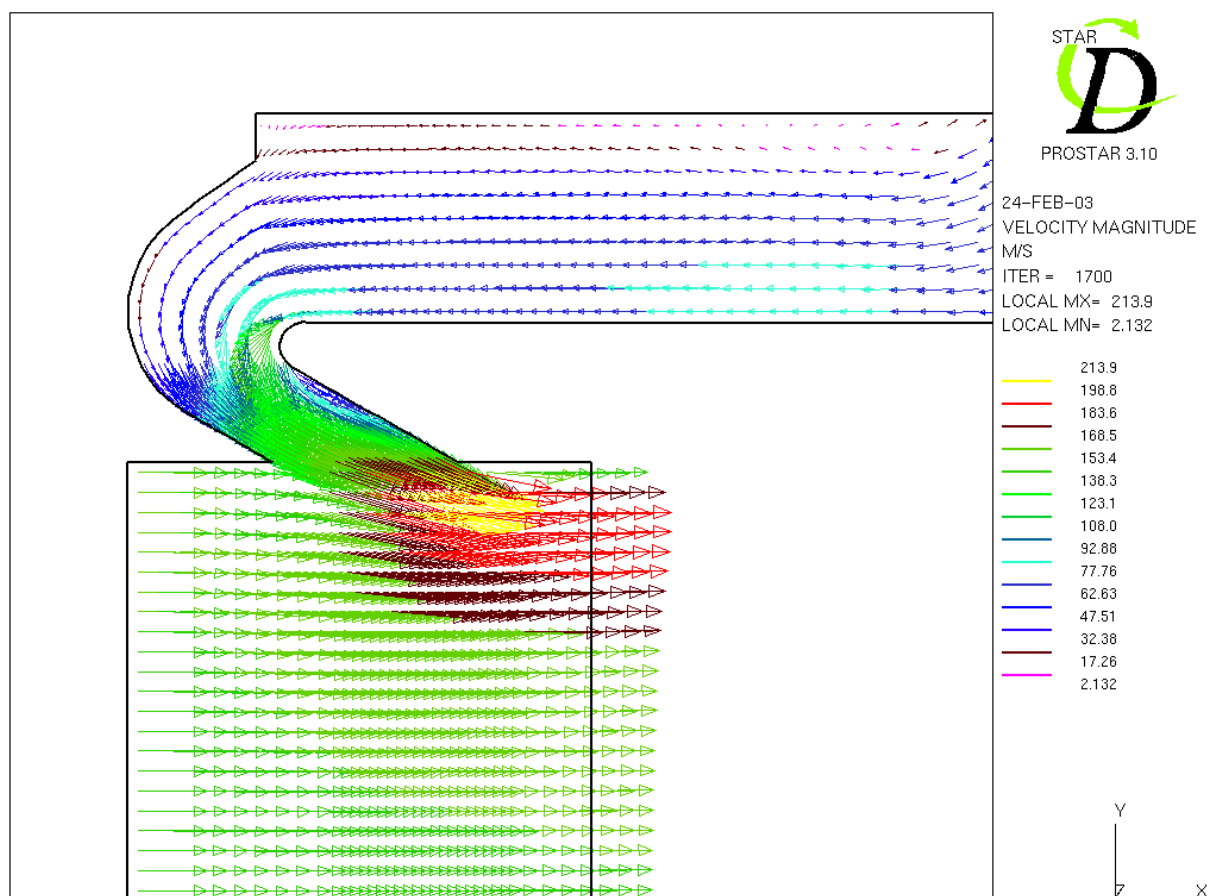


Bild 3.13: Einfluss der Einblasung auf die Verdichterströmung

von ca. 13,5 mm erstreckt. Das entspricht einem Anteil an der Kanalhöhe von 16%. Im unteren Teil dieses Bereichs ist der Einfluss der Einblasung allerdings nur noch sehr gering. Der größte Einfluss ist in den oberen 8% der Kanalhöhe zu beobachten. Entsprechend dürfte dort der Einfluss auf die Verdichterströmung deutlich höher sein.

### 3.3 Fertigung

Ein wichtiges Kriterium bei der Festlegung der Geometrie war die Möglichkeit zur Fertigung der Einblasvorrichtung. Zu beachtende Rahmenbedingungen ergaben sich dabei aus folgenden Vorgaben:

- Die Vorrichtung zur Stabilitätsbeeinflussung muss geeignet sein, die im Blattspitzenbereich von Laufrad 1 entstehenden Instabilitäten zu beeinflussen. Eine Störung der Verdichterströmung durch Einbauten in den Ringkanal ist nicht zulässig. Damit beschränkt sich der zur Verfügung stehende Raum für die Realisierung der Einblasvorrichtung auf einen Ring mit einer Dicke von 15 mm und einer Breite von 53 mm.

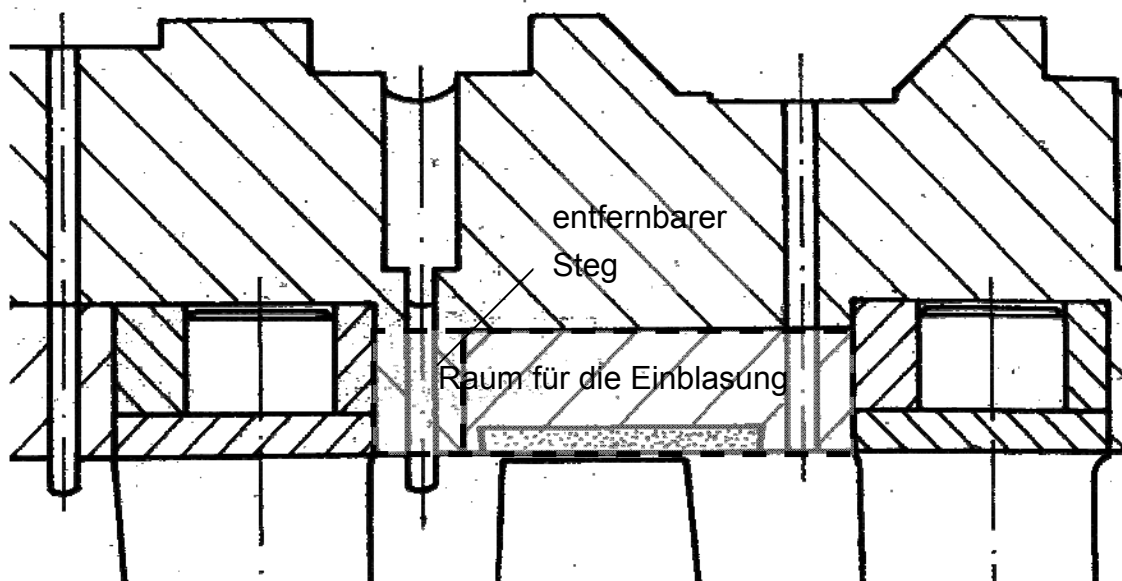


Bild 3.14: Bereich im Versuchsverdichter, der für die Einblasungseinbauten zur Verfügung steht

- Eine Führung der Strömung in den Verdichter mit einer speziellen Richtung ist erforderlich, um so den Blattspitzenbereich des Laufrades gezielt beeinflussen zu können.

- Die Einblasung von Fremdluft zur Beeinflussung der Verdichterinstabilitäten muss vor dem Laufrad an der Vorderkante angreifen. Dies ist eine spezielle Anforderung vom Industriepartner, der MTU in München, da durch eine Einblasung über den Blattspitzen des ersten Laufrads eine Begünstigung der Strömungsdestabilisierung befürchtet wurde.  
Diese Vorgabe lässt sich mit den bisherigen Randbedingungen so nicht vereinbaren, da der zur Verfügung stehende ringförmige Bereich im Gehäuse des Axialverdichters eine Einblasung vor dem Laufrad nicht ermöglichte. Deshalb muss im Rahmen dieser Arbeit ein Steg vor dem Ring aus dem Verdichtergehäuse entfernt werden. So erhöht sich allerdings auch die Breite des zur Verfügung stehenden Raums auf 65 mm in axialer Richtung.
- Eine möglichst freie Variation der Parameter, unter denen Fremdluft zur Verdichterstabilisierung eingeblasen werden soll.
- Eine axiale Entkopplung der Einblasluft von der Versorgung von außen. So kann eine gleichmäßigere Verteilung der Einblasluft auf die zu verwendenden Öffnungen in den Verdichterringraum ermöglicht werden.
- Aufgrund der letzten beiden Anforderungen wird der gesamte Ringbereich in 12 Sektoren unterteilt, die unabhängig voneinander ansteuerbar sein sollen. Durch die Wahl von 12 Sektoren wird eine große Zahl von Variationsmöglichkeiten gewährleistet, denn es ergibt sich auch für 2, 3 und 4 gleichzeitig verwendete Sektoren eine Vielzahl von symmetrischen sowie unsymmetrischen Kombinationsmöglichkeiten. Diese 12 Sektoren werden mit Kammern ausgerüstet, die jeweils den Einblasmassenstrom auf die für die Verdichterstabilisierung modellierten Einblasschlitze verteilen.
- Wegen der axialen Entkopplung von Zuströmung in die Sammelkammer und Abströmung in die Einblasschlitze sowie die sehr weit vorn in der Kammer angesiedelten Schlitze (Einblasung vor dem Laufrad) ist eine starke Umlenkung der Strömung im Übergangsbereich zwischen Sammelkammer und Schlitzen erforderlich. Bei einem radialen Einblaswinkel von  $30^\circ$  ergibt sich ein Umlenkungswinkel von beinahe  $150^\circ$ .

Um diese Anforderungen realisieren zu können, ist es erforderlich, den zur Verfügung stehenden Raum mit einem Ring zu versehen, der die 12 Kammern mit den für die Einblasung zu verwendenden Schlitzen enthält. Aufgrund der starken Umlenkung beim Übergang in die Schlitze muss dieser Bereich möglichst sorgfältig modelliert

werden, da sonst Ablösungen und damit starke Verluste sowie eine unzureichend funktionierende Einblasung unvermeidbar wären. Dafür ist eine Aufteilung des Rings in zwei Teilringe erforderlich. Die Trennfuge zwischen diesen Ringen enthält dabei eine Kontur mit der für die Umlenkung des Einblasmassenstroms notwendigen Form. Sie kann in beide Teilringe mit einer CNC-Drehbank eingearbeitet werden, so dass diese beim Zusammenfügen problemlos aufeinander passen. Die Trennung in Teilringe ist auch erforderlich, um die Fertigung der Schlitze für die Einblasung der Zusatzluft zu ermöglichen. Nach der Trennung können diese stirnseitig in einen der beiden Teilringe eingefräst werden.

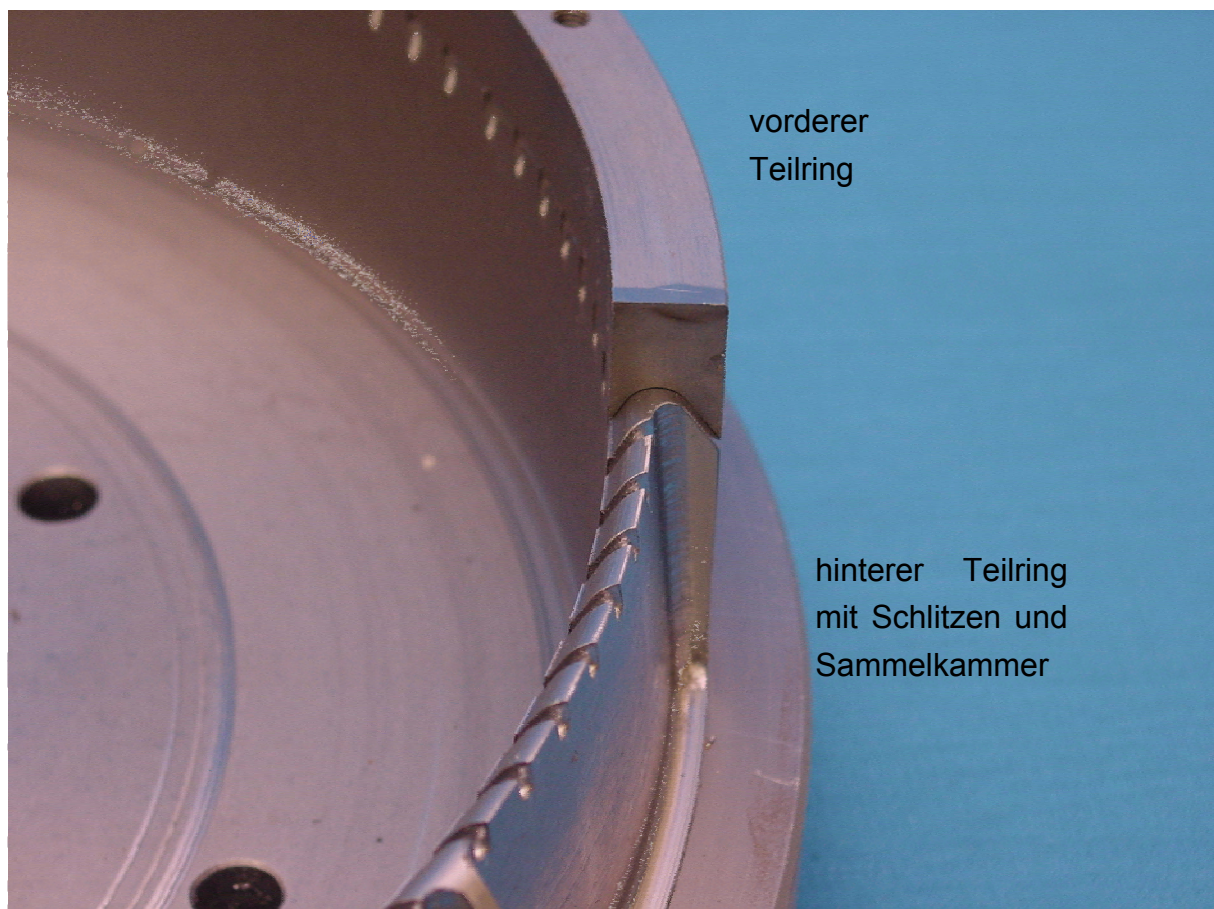


Bild 3.15: Teilringe mit Umlenkkontur, Sammelkammer mit Schlitzen

Zu beachten bei der Formgebung der Schlitze war, dass für die Modellierung wenig Raum zur Verfügung stand. Durch die starke Umlenkung war aber eine enge Führung der Strömung erforderlich. Notwendige Folge war deshalb, dass die Schlitze



einen kleinen Querschnitt haben mussten, damit diese beiden Einschränkungen berücksichtigt blieben. Radial stand eine Tiefe von ca. 6mm für die Schlitzte zur Verfügung. Der radiale Einblaswinkel war möglichst flach zu wählen, um nicht zu hohe Anteile des Impulses des Einblasmassenstroms in radiale Richtung zu vergeuden. Deshalb wurde die Querschnittsfläche der Schlitzte mit 3x4mm gewählt. Die Form dieser Querschnittsfläche ergibt sich dabei aus der Fertigung. Die wurde mit einem Fingerfräser mit einem Durchmesser von 3mm durchgeführt, da ein solcher Fräser vergleichsweise gute Tiefen erzielen kann, ohne zu breit zu sein, um die Strömung bei der Einblasung in die gewünschte Richtung zu führen. Die Tiefe der Öffnungen wird mit 4mm festgelegt.

Die Fertigung der Sammelkammern erfolgte ebenfalls von der Stirnseite des Teilrings aus. Hier wurde ein Fräser mit einem Durchmesser von 8mm gewählt. Hier wurde darauf geachtet, dass zwischen zwei benachbarten Sammelkammern ein Steg von 3mm breit stehen blieb. Dieser Steg diente nicht nur zur Trennung der benachbarten Sektoren sondern erhöhte auch die Stabilität des Rings.

Im Anschluss an die Fräsarbeiten wurden die Teilringe wieder miteinander verschweißt.



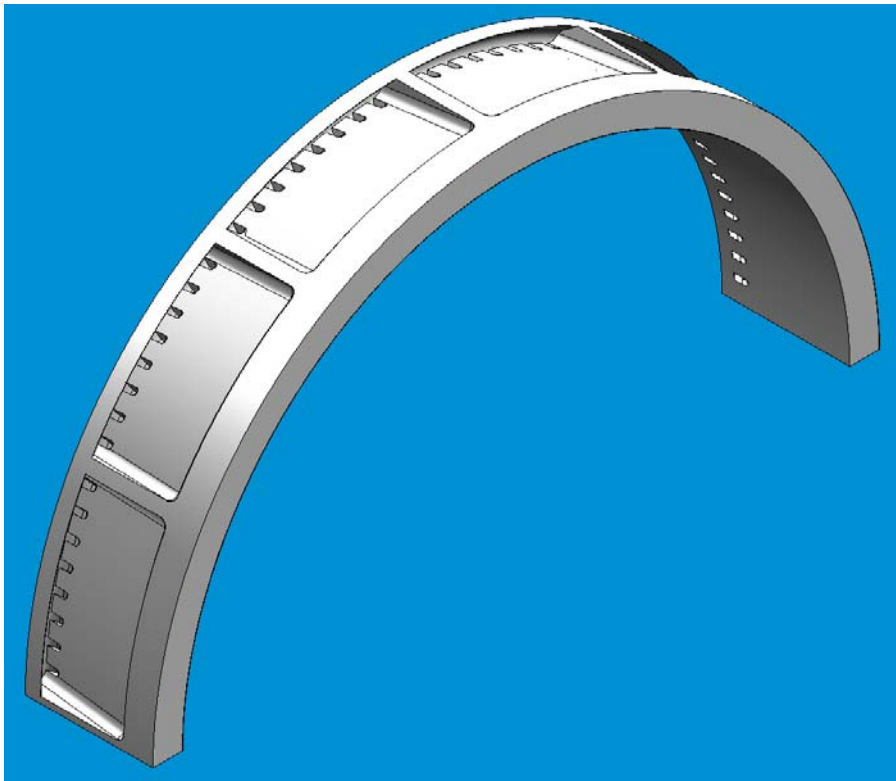


Bild 3.16: 3D-Modell eines halben Rings mit Sammelkammern und Einblasschlitzern

Die Versorgung der Kammern mit Einblasluft erfolgte von außen. Dafür wurden alle Sammelkammern von außen mit jeweils zwei Leitungen für die Zuführung verbunden. Zu dem Zweck wurde das Gehäuse über den Umfang verteilt mit 24 Bohrungen versehen.

### 3.4 Festigkeit

Wie bereits in Abschnitt 3.2 deutlich geworden ist, ist durch die Implementierung der Sammelkammern über den Laufschaufeln des Laufrads 1 nur noch eine geringe Materialstärke übrig geblieben. Dies ist von besonderer Bedeutung, da der für die Einblasung modifizierte Ring über den Laufschaufeln angeordnet ist und von diesen nur durch den Radialspalt über den Laufschaufeln getrennt wird. Dieser beträgt im Stillstand der Maschine 0,4 mm und reduziert sich im Betrieb durch Erwärmung und Fliehkräfte auf ca. 0,12 mm. Da ein evtl. Anstreifen der Laufschaufeln am Ring zur Zerstörung der gesamten Beschau felung führen könnte, war es erforderlich sicherzustellen, dass die Druckdifferenz zwischen Verdichterkanal und Sammelkammer nicht

---

zu einer Deformation des Rings führt, die zur Berührung mit der Beschaukelung während des Betriebs führt. Deshalb wurde eine Berechnung dieses Problems mit Hilfe der Finite-Elemente-Methode (FEM) durchgeführt. Hierfür wurde vereinfachend nur der Boden der Sammelkammer als Platte mit einem Rundungsradius modelliert und betrachtet. Dieser wurde als an drei Seiten fest eingespannt betrachtet. Lediglich an der Seite, an der die Schlitze in den Verdichterringraum führen, wurde keine Einspannung festgelegt. Dieses Modell wurde dann mit einer flächigen Belastung beaufschlagt, die einer Druckdifferenz von  $5 \cdot 10^4$  Pa entspricht. Die Ergebnisse dieser Berechnungen sind Bild 3.18 zu entnehmen. In diesem Bild ist ersichtlich, dass selbst bei der Belastung von  $5 \cdot 10^4$  Pa, denen das reale Bauteil kaum ausgesetzt sein dürfte, lediglich eine Durchbiegung von max.  $2,5 \mu\text{m}$  zu erwarten ist. Eine Durchbiegung in dieser Größenordnung liegt aber deutlich unter den  $0,12 \text{ mm}$  des Radialspalts bei Betrieb der Maschine und kann daher als vernachlässigbar betrachtet werden.

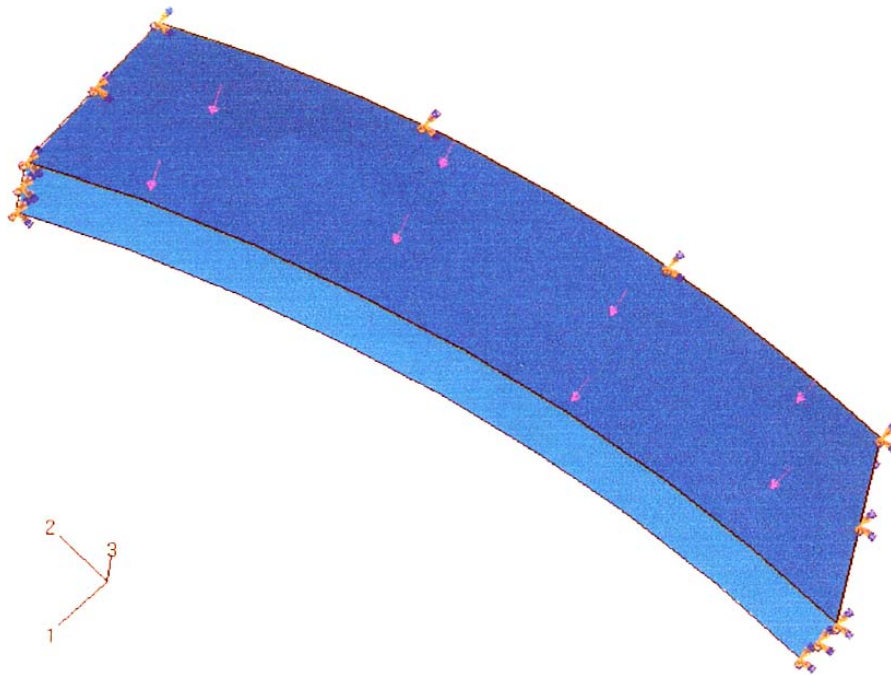


Bild 3.17: Modell für die Festigkeitsberechnung

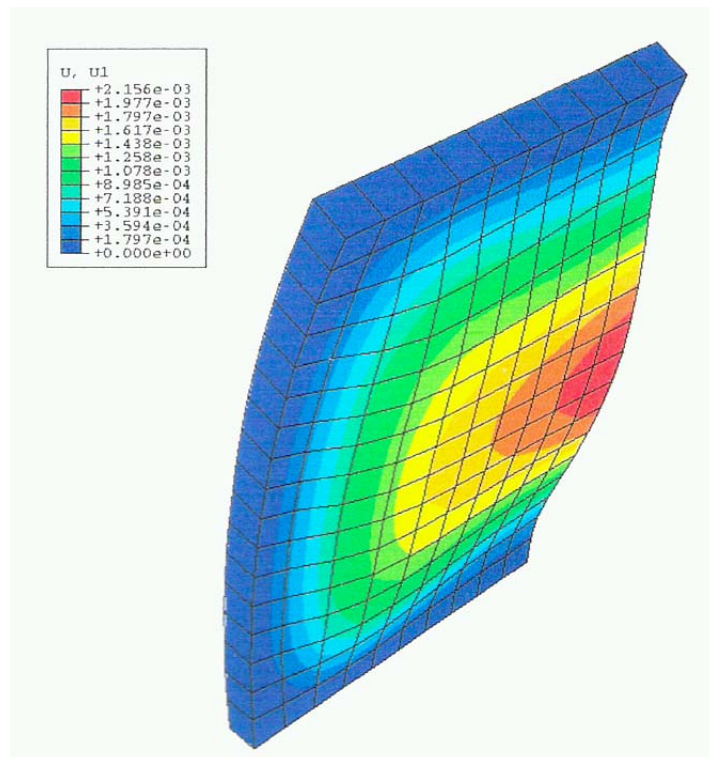
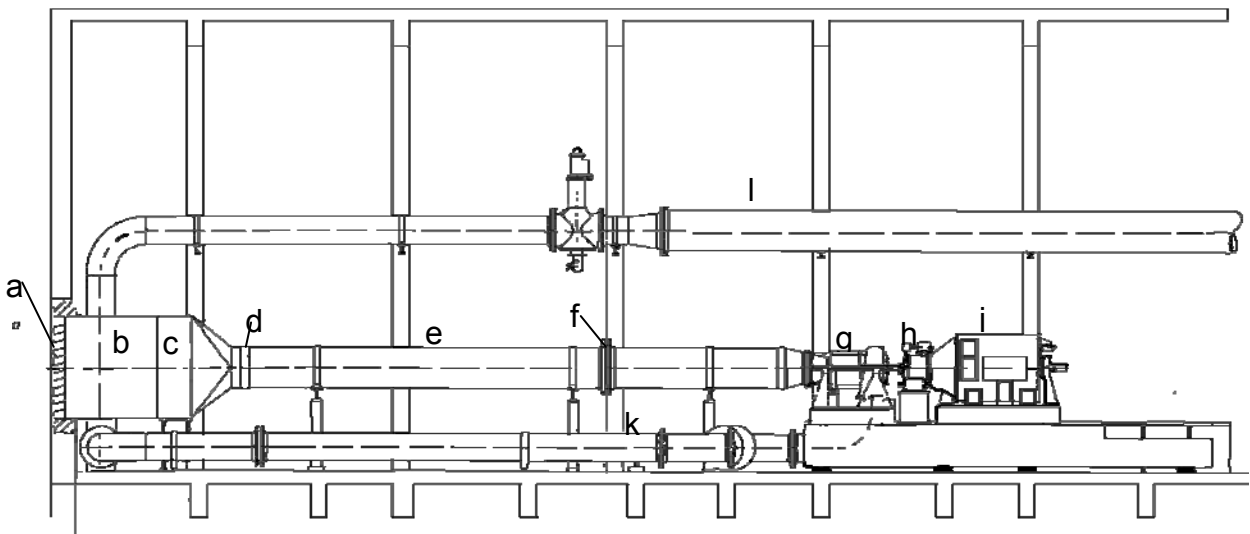


Bild 3.18: Berechnung der Durchbiegung einer Tasche bei einer Druckdifferenz von  $5 \cdot 10^4$  Pa

## 4 Versuchsanlage

### 4.1 Versuchsstand

Für die experimentellen Untersuchungen wurde im Rahmen dieser Arbeit der Axialverdichterprüfstand für Hochgeschwindigkeitsverdichter des Instituts für Strömungsmaschinen an der Universität Hannover eingesetzt. Dieser ist in Bild 4.1 dargestellt. In diesem Versuchsstand wird der in Abschnitt 4.2 beschriebene 4-stufige Axialverdichter in einem offenen Kreislauf betrieben.



- |   |                     |   |               |
|---|---------------------|---|---------------|
| a | Jalousie            | g | Verdichter    |
| b | Filter              | h | Getriebe      |
| c | Ansaugschalldämpfer | j | Antriebsmotor |
| d | Eintrittsdrossel    | k | Ableitung     |

Bild 4.1: Versuchstand für Hochgeschwindigkeitsverdichter [Walkenhorst 2000]

Die für die Versuchsdurchführung verwendete Luft wird durch eine Jalousie (a) aus der Umgebung angesaugt. Im Partikelfilter (b) wird die Luft von Staub und anderen Verunreinigungen befreit. Da die vom Motor (j) lieferbare Leistung nicht ausreicht, um den Druckaufbau mit dem oben angegebenen Druckverhältnis bei Umgebungsbedingungen zu ermöglichen, befindet sich hinter dem Ansaugschalldämpfer (c) eine Eintrittsdrossel (d). Mit dieser kann der Eintrittsdruck des Verdichters (g) auf bis zu 550mbar abgesenkt und damit die Leistungsaufnahme des Antriebsmotors reduziert werden. Über eine Leitung (e) wird die Luft dann in den Verdichter geführt. In der Leitung befindet sich eine Messblende (f) mit der der Massenstrom des Verdichters nach DIN 1952 [DIN1952 1982] bestimmt werden kann. Diese befindet sich in einem Abstand, der dem 10-fachen Durchmesser der Leitung entspricht, hinter der Ansaugdrossel. Die Leitungslänge zwischen Messblende und Verdichtereintritt entspricht dem 6-fachen Leitungsdurchmesser. Nach dem Austritt aus dem Verdichter wird der Luftmassenstrom dann über eine Sammelleitung (k) und einen Austrittsschalldämpfer wieder an die Umgebung abgegeben.

## 4.2 Der Verdichter

Bei dem im Rahmen dieser Arbeit eingesetzten Modellverdichter handelt es sich um einen vierstufigen transsonischen Axialverdichter mit moderner CDA-Beschaufelung (Bild 4.2). Der Verdichter ist so ausgelegt, dass er die Verhältnisse in einer hoch belasteten Industriemaschine sehr gut wiedergibt. Der Innendurchmesser des Gehäuses ist konstant. Die Variation der Schaufelhöhe über die Stufen wird also durch die Änderung des Nabendurchmessers erreicht. Die Auslegungsdrehzahl des Verdichters liegt bei 18000 1/min. Die Kenndaten des Verdichters sind in Tabelle 4.1 zusammengefasst.

Angetrieben wird der Verdichter durch einen Gleichstrompendelmotor mit einer Ausgangsleistung von bis 1350 kW. Der wird gespeist durch einen Ward-Leonard-Umformer. Seine Drehzahl kann von 50 1/min bis 1500 1/min stufenlos eingestellt werden. Zwischen dem Motor und dem Verdichter befindet sich ein Planetengetriebe mit einem Übersetzungsverhältnis von 1:13. Somit liegt die Drehzahlbereich verdichterseitig zwischen 650 und 19500 1/min.

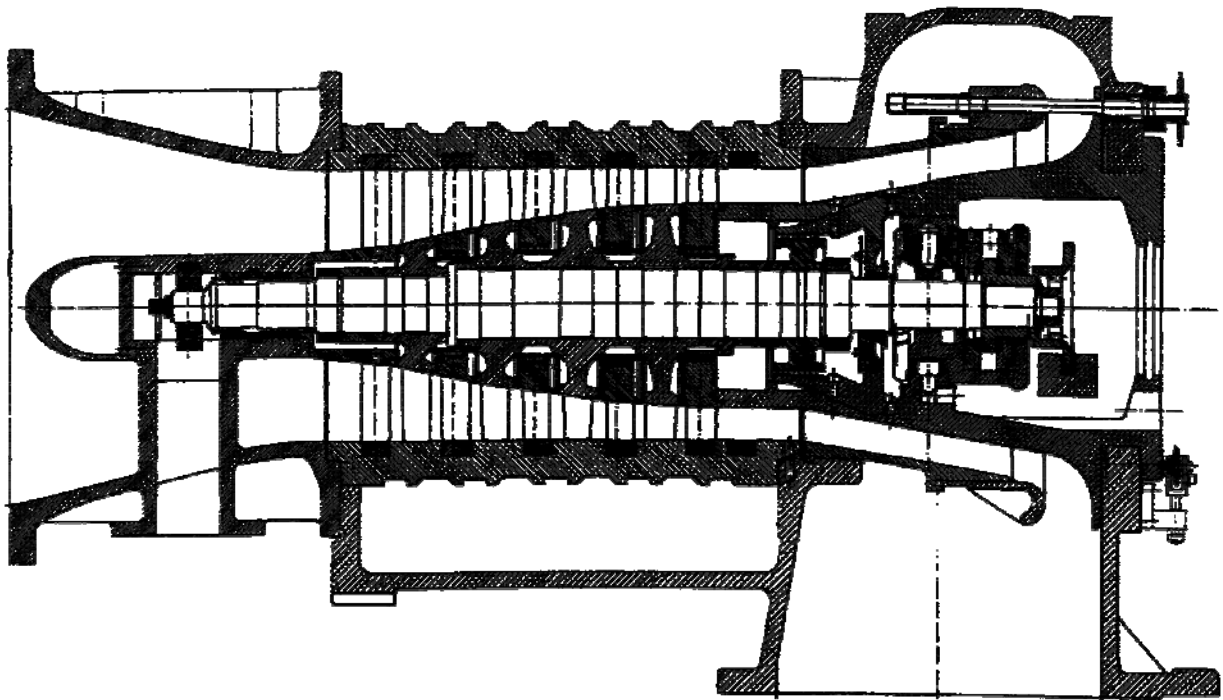


Bild 4.2: Querschnitt durch den 4-stufigen Axialverdichter [Walkenhorst 2000]

Nenn Drehzahl	$n_{\text{nenn}}$	=	$18000 \text{ min}^{-1}$
Massenstrom	$\dot{m}_{\text{red}}$	=	$14,1 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$
Totaleintrittsdruck	$p_{\text{tot,e}}$	=	$0,55 - 1,0 \text{ bar}$
Gesamtwirkungsgrad	$\eta_{\text{is}}$	=	$0,88$
Gesamtdruckverhältnis	$\pi$	=	$2,95$
Stufenzahl	$z$	=	$4$
Stufendruckverhältnis	$\pi_{\text{St}}$	=	$1,3$
Außendurchmesser (konst.)	$D_a$	=	$340 \text{ mm}$
Schaufelhöhe	$H$	=	$90 \dots 45 \text{ mm}$
Axialgeschwindigkeit	$c_z$	=	$190 \dots 150 \frac{\text{m}}{\text{s}}$
Umfangsgeschwindigkeit	$u_a$	=	$320 \frac{\text{m}}{\text{s}}$
Spalte über Laufrad 1 bis 4	$s_1 - s_4$	=	$0,4 \text{ mm}$

Tabelle 4.1: Kenndaten des Verdichters

Durch diese Variation kann der Verdichter auf unterschiedliche Betriebsdrehzahlen eingestellt werden. Der Lastpunkt des Verdichters wird mit Hilfe einer Ringdrossel eingestellt. Diese befindet sich unmittelbar im Austritt des Verdichters. Durch diese Anordnung der Ringdrossel wird beim Androsseln des Verdichters ein so geringes Volumen hinter dem Verdichter eingeschlossen, dass, wenn der Verdichter den instabilen Betriebsbereich erreicht, Pumpen ausgeschlossen wird. Somit bleibt nur noch Rotating Stall als Form der Verdichterinstabilität übrig.

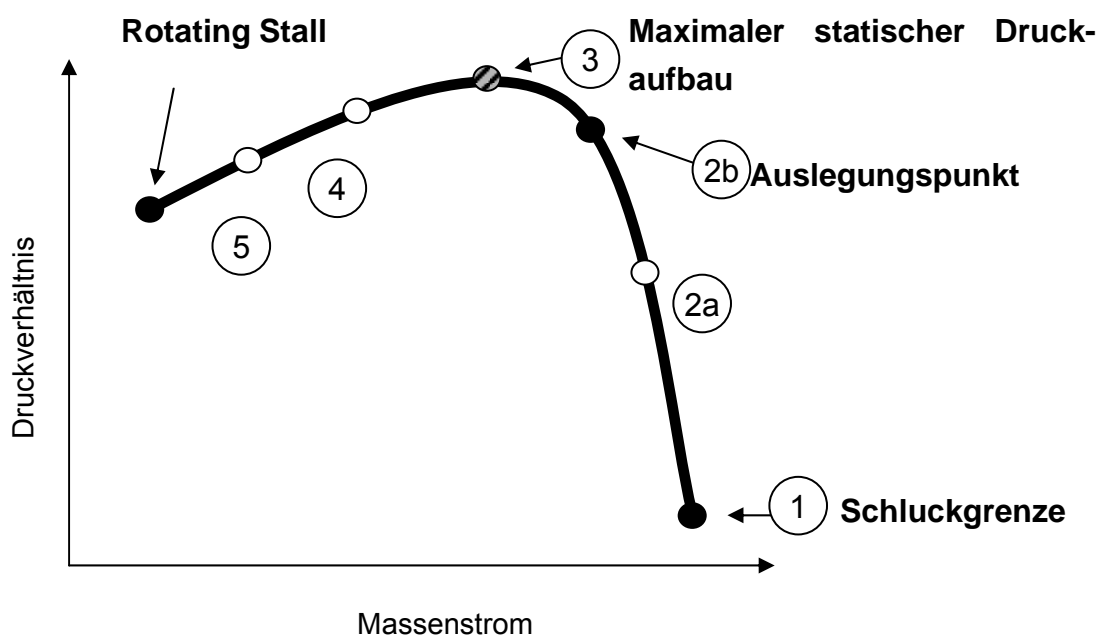


Bild 4.3 Kennlinie eines typischen Axialverdichters mit Kennzeichnung typischer Betriebspunkte [Fischer 2004]

Bild 4.3 zeigt die Prinzipskizze einer Druckkennlinie eines Axialverdichters. Dieser Verlauf ist auch in den Kennlinien des hier beschriebenen Versuchsverdichters zu finden. Hier sind bestimmte Betriebspunkte auf der Kennlinie besonders gekennzeichnet, auf die von nun an z.T. zurückgegriffen werden wird. Die verwendete Nomenklatur wurde bereits von Fischer [Fischer und Seume 2003] eingeführt und an dieser Stelle wieder aufgegriffen. Die Betriebspunkte werden von nun an über diese Nomenklatur bezeichnet (z.B. Betriebspunkt 2a).

### 4.3 Versuchsaufbau

Eine weitere besondere Eigenschaft des Versuchsverdichters, der im Rahmen dieser Arbeit genutzt wird, ist der modulare Aufbau des Gehäuses. In Bild 4.4 ist zu erkennen, dass Gussolit-Beläge jeweils in eigens dafür vorgesehenen Trägerringen eingebaut sind. Diese bestehen aus einem spröden Sintermaterial das die Beschau felung

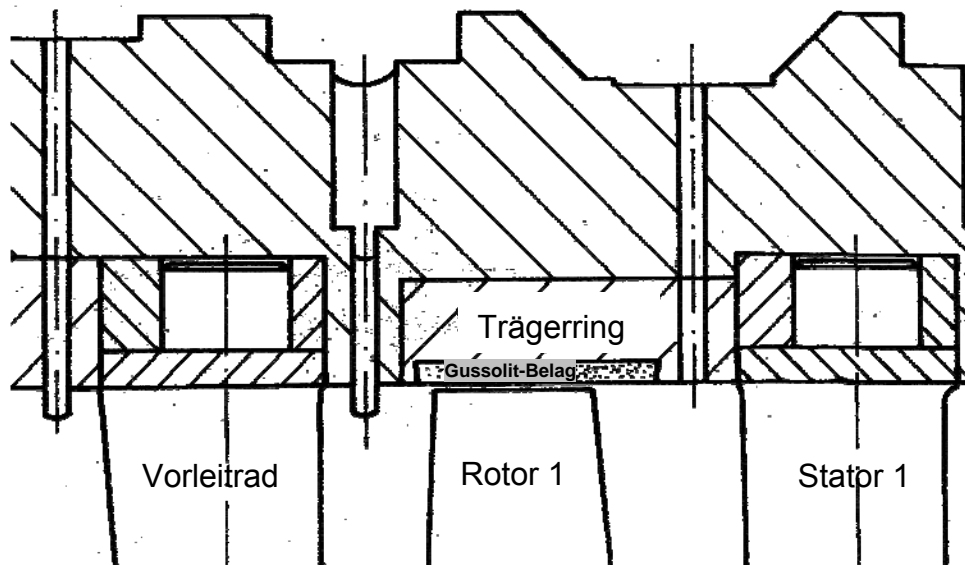


Bild 4.4: Ausschnitt aus dem Versuchsverdichter

des Rotors bei einem möglichen Anstreifen an das Gehäuse so weit wie möglich vor Beschädigungen schützen soll. Die dafür vorgesehenen Räume im Gehäuse des Axialverdichters werden im Rahmen dieser Arbeit für die Realisierung der Einblasung von Fremdluft genutzt.

Dazu wurde der Ring mit dem Anstreifbelag aus dem Gehäuse entfernt und durch einen anderen Ring ersetzt, der die Vorrichtung zur Beeinflussung der Verdichterinstabilität beinhaltet.



## 5 Messtechnik

In diesem Abschnitt wird die Messtechnik beschrieben, die am Versuchsstand des 4-stufigen Axialverdichters zum Einsatz kommt. Dabei wird zunächst die stationäre Messtechnik aufgezeigt. Im Anschluss daran wird auf die Reduzierung dieser stationären Messgrößen eingegangen. Danach werden die instationär erfassten Messgrößen vorgestellt, und am Ende werden die Fehlergrößen und die Reproduzierbarkeit der Messungen gezeigt.

### 5.1 Stationäre Messtechnik

Im Folgenden werden nun die Erfassungssysteme für die stationären Messgrößen vorgestellt und beschrieben. Stationäre Messtechnik wird eingesetzt, um Messwerte zu erfassen, die entweder keinen hochfrequenten Schwankungen ( $> 1\text{Hz}$ ) unterliegen, oder deren hochfrequente Schwankungen nicht betrachtet werden sollen. Ein Teil der stationären Messgrößen dient auch zur Einstellung des Betriebspunktes des Verdichters.

Unter dem Begriff stationäre Messtechnik sind alle Messgrößen zusammengefasst, bei denen der zeitliche Abstand zwischen zwei Messwernerfassungen 1 Sekunde deutlich überschreitet. Dies hängt zum einen mit der Trägheit der Messkette zusammen. D.h. der Zeitbedarf, damit sich am eigentlichen Messwertaufnehmer ein Beharrungszustand einstellt, ist so groß, dass es nicht sinnvoll ist, Messwerte in kürzeren Abständen zu erfassen. Andernfalls wären die erfassten Werte nicht sinnvoll und damit unbrauchbar.

Ein weiterer Aspekt ist der Aufwand, der für die Erfassung der Messdaten unternommen wird. Mit sinkendem zeitlichem Abstand der erfassten Messdaten zueinander steigt der Aufwand für die Erfassung und Speicherung der Daten. So ist es entsprechend nicht sinnvoll, Messwerte mit einer hohen zeitlichen Auflösung zu erfassen, die sich nur langsam verändern.

Aus diesen Gründen werden die im Folgenden vorgestellten Messgrößen des 4-stufigen Axialverdichters stationär erfasst. Die dazu eingesetzte stationäre Messtechnik ist z.T. mit der von Fischer [Fischer 2004] vorgestellten vergleichbar.

### 5.1.1 Drehzahl

Die Drehzahlerfassung erfolgt an der hier vorgestellten Maschine auf einer Zwischenwelle, welche die Leistung vom Getriebe auf die Welle des Verdichters überträgt. Auf dieser Zwischenwelle ist eine ringförmige Scheibe angebracht, die in regelmäßigen Abständen in axialer Richtung geschlitzt ist, so dass sich diese Schlitze bei drehender Maschine um die Zwischenwelle drehen. Über dieser Scheibe ist ein induktiv messender Sensor zur berührungslosen Ermittlung des Abstands zur Messoberfläche installiert, der das Vorbeieilen der Schlitze erfasst und die Signale an ein Frequenzmessgerät weitergibt. Wird die so ermittelte Frequenz durch die Anzahl der Schlitze auf der Ringscheibe geteilt, lässt sich die Drehzahl des Rotors in  $1/s$  ermitteln.

Durch die Verwendung mehrerer Schlitze am Umfang ist es möglich die Genauigkeit des erfassten Messwertes zu erhöhen, da durch den Frequenzmesser nur die Anzahl der Schlitzdurchgänge in einem festgelegten Zeitraum erfasst werden, nicht aber die Zeit, die seit dem letzten erfassten Schlitzdurchgang vergangen ist. Somit wäre die Genauigkeit bei einer Messzeit von 1s etwa  $1/1s$ , wenn auf der Ringscheibe nur ein Schlitz angeordnet ist. Mit steigender Schlitzzahl steigt die Genauigkeit linear an, bis das Auflösungsvermögen des induktiven Aufnehmers erreicht ist.

Am Axialverdichter des IfS wurde die Anzahl der Schlitze auf sechs festgelegt. Somit ergibt sich eine Messunsicherheit von  $\approx 0,17 1/s$ .

Obwohl die Drehzahlmessung im Bereich der stationären Messtechnik aufgeführt ist, sind der Sensor und der Messaufbau auch für die instationäre Messwerterfassung geeignet, und sie wird auch in diesem Bereich eingesetzt. Da aber durch die Anordnung mehrerer Schlitze auf der Ringscheibe eine Zuordnung instationärer Messdaten zu ihren Umfangspositionen nicht möglich ist, ist neben der ersten eine weitere Ringscheibe mit nur einem Schlitz angeordnet. So kann über den Abstand zweier charakteristischer Punkte der beiden Drehzahlsignale eine Zuordnung instationärer Daten erfolgen.

### 5.1.2 Massenstrom

Die Erfassung des Massenstroms, der durch den Verdichter gefördert wird, erfolgt über drei redundante Erfassungssysteme.

Zum ersten wird der Massenstrom mit Hilfe einer Massenstrom- Messblende erfasst, die in der Ansaugleitung integriert ist. Mit Hilfe dieser Messblende wird der statische Druck sowohl vor als auch hinter einem Ring erfasst, der eine Versperrung im Ansaugkanal darstellt (Bild 5.1). Über die Differenz dieser beiden Drücke kann der durch die Blende geförderte Massenstrom nach DIN 1952 [DIN1952 1986] ermittelt werden. Die Blende ist so in den Kanal eingebaut, dass davor ein gerades Kanalstück mit einer Länge des zehnfachen Kanaldurchmessers und dahinter eines mit der sechsfachen Länge angeordnet ist. Das Kanalstück vor der Messblende ist erforderlich, um eine homogene Zuströmung zur Messblende zu realisieren und somit eine Verfälschung der erhaltenen Werte durch ungleichförmige Strömungsverhältnisse zu vermeiden. Die sechsfache Durchmesserbreite hinter der Messblende ist erforderlich, um ähnliche Störungen durch Potentialwirkung von Seiten des Verdichters zu minimieren. Die Einsatzanforderungen für Messblenden nach DIN 1952 werden damit eingehalten.

Zusätzlich zu den beiden Drücken wird 2,5m vor der Blende in der Hauptströmung die Eintrittstemperatur des Verdichters mit Hilfe eines Thermoelements vom Typ K (NiCr-Ni) ermittelt.

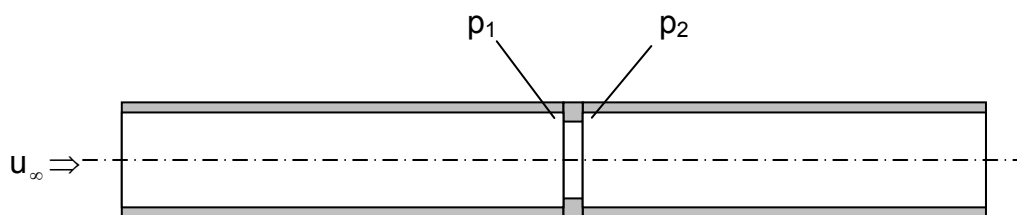


Bild 5.1 Prinzipskizze einer Massenstrommessblende

### 5.1.3 Eintrittsgrößen

Die Erfassung der Eintrittsbedingungen des Axialverdichters erfolgt in der freien Zuströmung des Verdichters auf der 12Uhr-Position. Hier werden der Totaldruck sowie der statische Druck mit Hilfe einer Prandtl-Sonde aufgenommen. Diese ist im Einlauftrichter des Versuchsverdichters eingebaut und kann dort auf der festen Umfangsposition radial über die gesamte Kanalhöhe traversiert werden, um so das Strömungsprofil über den Kanal zu erfassen. Die Eintrittstemperatur wird in der Mitte der Ansaugleitung gemessen.

Aus diesen gemessenen Größen lassen sich folgende Eintrittsgrößen ableiten:

Isentrope Eintrittsmachzahl: 
$$\text{Ma}_{\text{is}} = \sqrt{\frac{2}{\kappa - 1} \left( \left( \frac{p_{\text{tot}}}{p_{\text{stat}}} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right)}$$
 Gl. 5.1

Schallgeschwindigkeit: 
$$a_{\text{S}} = \sqrt{\kappa \cdot R \cdot T_{\text{stat}}}$$
 Gl. 5.2

Anströmgeschwindigkeit 
$$c = \text{Ma}_{\text{is}} \cdot a_{\text{S}}$$
 Gl. 5.3

### 5.1.4 Sondenmessungen

Die Strömungsverläufe im Verdichter können in allen Axialspalten und im Austrittsbereich des Verdichters mit einer invasiven Sonde gemessen werden.

Zu dem Zweck wird am Axialverdichter eine stationäre 4-Loch-Halbpyramidensonde eingesetzt (Bild 5.2). Mit dieser Sonde wird sowohl der Totaldruck als auch der statische Druck sowie Radial- und Umfangswinkel der Strömung ermittelt. Dafür werden die an den Bohrungen 1, 2 und 4 gemessenen Drücke anhand von Kalibrierdaten umgerechnet, die mit der Sonde im Hochgeschwindigkeitseichkanal aufgenommen

worden sind. Zusätzlich befindet sich an der Sonde über dem Sondenkopf eine Totaltemperatur-Messstelle.

Mit diesen Sondenmessungen kann hinter jedem Leitrad das Strömungsfeld einer Schaufelteilung mit einer Strömungsfeldabtastung ermittelt werden. Dafür werden die Strömungsgrößen auf 15 radialen Linien erfasst. Auf jeder dieser Linien wird an 15 einzelnen Punkten die Strömung vermessen. Diese Punkte sind so verteilt, dass eine gleichmäßige Abtastung einer Schaufelteilung erfolgt.

Hinter den Laufrädern ist die Strömung hochgradig instationär, weil die Laufschaufeln mit einer hohen Schaufelfrequenz an der Sonde vorbeistreichen. Diese ergibt sich aus dem Produkt aus Rotordrehfrequenz  $n$  und der Schaufelzahl des zu vermessenden Laufrades:

$$\text{Schaufelfrequenz:} \quad f_z = n \cdot z \quad \text{Gl. 5.4}$$

$n$  : Rotordrehzahl  $\left[\frac{1}{s}\right]$   
 $z$  : Anzahl der Schaufeln

Da die hochfrequenten Schwankungen der Messgrößen durch die Trägheit des Erfassungssystems ausgemittelt werden, ist eine Umfangsabtastung an den Stellen nicht sinnvoll. Dies geschieht bei den gemessenen Drücken sowohl durch die geringen Leitungsquerschnitte als auch durch die elastischen Schläuche, mit denen die Drücke von den Messstellen auf die Aufnehmer übertragen werden. Bei der Erfassung der Totaltemperatur erfolgt die Ausmischung durch die Trägheit, die sich durch die Ausbreitung der Wärme im Volumen des Thermoelementes ergibt.

Durch die oben beschriebene Abtastung ist es nun möglich, Verläufe der einzelnen gemessenen bzw. aus den Messungen abgeleiteten Größen innerhalb der traversierten Ebene darzustellen. Weiterhin besteht aber auch die Möglichkeit einen Mittelwert über das vermessene Gebiet zu bilden. Dieser wird für statische Größen häufig flächengewichtet und für Totalgrößen massengewichtet gemittelt. D.h. dass die jeweils gemessenen Größen werden entweder mit dem Anteil an der traversierten Gesamtfläche, für den die Größe ermittelt wird, multipliziert oder mit dem Anteil am Gesamtstrom, der diese Fläche strömt. Anschließend werden alle so errechneten

Werte dieser Größe summiert und durch die Gesamtfläche bzw. den Gesamtmas-  
senstrom dividiert.

flächengemittelt: 
$$\bar{X} = \frac{1}{A_{\text{ges.}}} \cdot \sum_i A_i \cdot X_i \quad \text{Gl. 5.5}$$

massengemittelt: 
$$\bar{X} = \frac{1}{\dot{m}_{\text{ges.}}} \cdot \sum_i \dot{m}_i \cdot X_i \quad \text{Gl. 5.6}$$

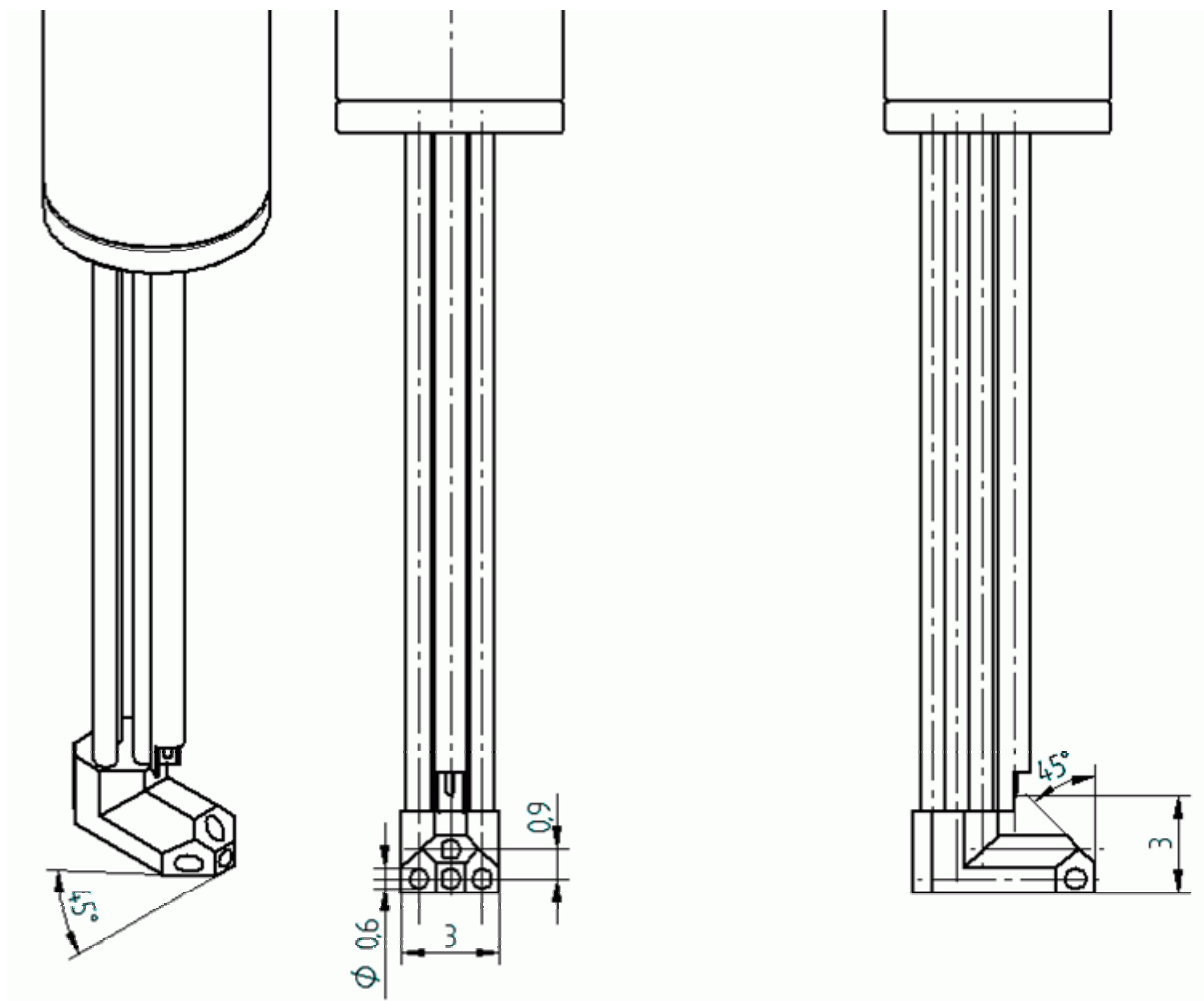


Bild 5.2: 4-Loch-Halbpiramidensonde

### 5.1.5 Wanddruck

Im Bereich des gesamten Verdichters werden sowohl vor als auch hinter allen Schaufelkränzen gehäusebündige Wanddrücke aufgenommen. Mit diesen Drücken werden dann die Stufendruckverhältnisse gebildet.

### 5.1.6 Einblasmassenstrom

Die Menge des im Rahmen dieser Arbeit eingeblasenen Zusatzmassenstroms wird mit Hilfe eines Gasmengenzählers erfasst. Dieser ist nach dem Prinzip eines Roots-Gebläses aufgebaut und transportiert den Massenstrom über zwei ineinander laufende Wellen, die mit jeder Umdrehung nur einen fest definierten Volumenstrom fördern. Sind Temperatur und Druck an der Stelle bekannt, kann über die Frequenzzählung der Wellen des Gasmengenzählers der Massenstrom über folgende Gleichungen bestimmt werden:

$$\text{Massenstrom:} \quad \dot{m}_i = \dot{V}_i \cdot \frac{p_{\text{stat}}}{R \cdot T} \quad \text{Gl. 5.7}$$

$$\text{mit } \dot{V}_i = f_{\text{GMZ}} \cdot \dot{V}_{1\text{Umdrehung}} \quad \text{Gl. 5.8}$$

### 5.1.7 Statischer Taschendruck

Eine unabhängige Massenstromerfassung in jeder einzelnen Einblaskammer war im Rahmen dieser Arbeit nicht realisierbar. Da eine Verwendung unterschiedlicher Massenströme in verschiedenen Kammern jedoch nicht beabsichtigt war, war das aber auch nicht erforderlich. Anstatt dessen wurde der Gesamteinblasmassenstrom über einen Gasmengenzähler erfasst (vgl. Abschnitt 5.1.6). Dass in allen zu verwendenden Einblaskammern der gleiche Massenstrom gefördert wird, wurde dann über statische Druckmessungen in den einzelnen Kammern sichergestellt.

Hier wurde vereinfachend davon ausgegangen, dass

- der Druck jenseits der Kammern im Verdichterringraum makroskopisch (d.h. unter Vernachlässigung der Druckänderung über eine Schaufelteilung) konstant ist,
- die Zuströmverhältnisse in allen Kammern gleich sind.

Von einer gleichen Verteilung des Drucks im Ringraum des Verdichters über den Umfang kann mit hinreichender Genauigkeit ausgegangen werden, da sowohl Zuström- als auch Abströmverhältnisse des ersten Laufrades über den Umfang gleich sind. Die Zuströmung unterliegt nur durch den Lagerstern im Eintrittsbereich in der unteren Hälfte des Verdichters einer geringfügigen zusätzlichen Versperrung. Bereits früher durchgeführte, über den Umfang verteilte instationäre Messungen des statischen Gehäusedrucks [Reißner und Seume 2001] haben aber gezeigt, dass die Druckverteilung über den Umfang offenbar sehr gleichförmig ist.

Die zweite angeführte Randbedingung, die Einhaltung gleicher Zuströmbedingungen wird dann durch Regelventile in der Zuleitung zu den einzelnen Einblaskammern gewährleistet. Hier erfolgt die Einstellung über die gemessenen statischen Drücke in den Einblaskammern.

## 5.2 Reduzierung der Messgrößen

Wie bereits in Abschnitt 3 beschrieben ist, wird die Versuchsanlage in einem offenen Prozess betrieben. Somit sind die Ergebnisse experimenteller Untersuchungen, die an unterschiedlichen Versuchstagen an dieser Anlage durchgeführt werden, durch witterungsbedingte Schwankungen der Umgebungsbedingungen nicht direkt miteinander vergleichbar. Darüber hinaus wird der Verdichter innerhalb dieser Anlage bei unterschiedlichen Betriebszuständen mit unterschiedlichen Eintrittsdrücken und somit unterschiedlichen Massenströmen betrieben. Ursache dafür ist die maximale Antriebsleistung des Motors, die einen Betrieb des Verdichters am Nennpunkt unter Umgebungsbedingungen nicht zulässt (vgl. Abschnitt 4). Aus dem Grund werden die alle Daten auf die Standardumgebungsbedingungen von

$$T_{\text{norm}} = 288,15 \text{ K}$$

$$P_{\text{norm}} = 101300 \text{ Pa} \quad \text{bezogen.}$$



Dafür werden die folgenden Gleichungen verwendet:

$$\text{Massenstrom: } \dot{m}_{red} = \dot{m} \cdot \frac{p_{norm}}{p_{E,tot}} \cdot \sqrt{\frac{T_{E,tot}}{T_{norm}}} \quad \text{Gl. 5.9}$$

$$\text{Drehzahl } n_{red} = n \cdot \sqrt{\frac{T_{norm}}{T_{E,tot}}} \quad \text{Gl. 5.10}$$

$$\text{Druck } p_{red} = p \cdot \frac{p_{norm}}{p_{E,tot}} \quad \text{Gl. 5.11}$$

$$\text{Temperatur } T_{red} = T \cdot \frac{T_{norm}}{T_{E,tot}} \quad \text{Gl. 5.12}$$

$$\text{Geschwindigkeit } c_{red} = c \cdot \sqrt{\frac{T_{norm}}{T_{E,tot}}} \quad \text{Gl. 5.13}$$

### 5.3 Instationäre Messtechnik

Im Folgenden wird die instationäre Messtechnik vorgestellt. Instationäre Messtechnik ist geeignet, Messgrößen mit einer hohen zeitlichen Auflösung zu erfassen, d.h. Messgrößen mit einem Zeitabstand von  $\ll 1s$  mehrfach zu messen. So können und sollen

- zeitliche Verläufe von Messgrößen erfasst werden
- die räumliche Auflösung von Messgrößen in einem System aufgenommen werden, in dem sich Messort und Messstelle (z.B. eine Sonde) relativ zueinander bewegen.

Für die Erfassung der Daten kamen im Verlauf dieser Arbeit zwei Erfassungssysteme zum Einsatz.

Das eine ist ein Datenerfassungsgerät der Fa. Krenz. Dieses verfügt über zwölf unabhängige Messkarten mit einem Arbeitsspeicher von jeweils 512kByte, die alle vom Datenerfassungsgerät parallel getaktet werden und so die Daten genau zeitgleich erfassen. Die Samplingrate des Datenerfassungsgeräts kann zwischen 1kHz und 200kHz in verschiedenen Schritten eingestellt werden; die maximale Messzeit ergibt sich entsprechend über den Arbeitsspeicher der Messkarten zu mindestens 5,13s.

Nach der durchgeführten Messung werden die Messdaten nacheinander auf die Festplatte des angeschlossenen Messrechners (Prozessor 80386 mit einer Taktfrequenz von 40 MHz) geschrieben.

Zwischenzeitlich wurde das System durch ein leistungsfähigeres Datenerfassungssystem ersetzt, das bei gleichen Samplingraten die Daten kontinuierlich erfassen und dabei gleichzeitig auf der Festplatte ablegen kann. Dadurch sind Messzeiten möglich, welche die oben beschriebenen 5,13s deutlich überschreiten und nur durch den verfügbaren Festplattenplatz begrenzt werden. Meist wurden Messungen über einen Zeitraum bis zu ca. 60s durchgeführt.

Die instationäre Messwerterfassung beschränkt sich im Rahmen dieser Arbeit auf zwei Messgrößen. Diese sind zum einen der Druck und zum anderen die Position der Drossel im Austritt des Verdichters, mit Hilfe derer der Betriebspunkt eingestellt wird (vgl. Abschnitt 4.2). Die Druckmessungen teilen sich noch einmal auf in wandbündige Druckmessungen und Messungen mit einer instationären Sonde. Damit ergeben sich drei Gruppen von instationären Messgrößen, die im Folgenden beschrieben werden.

### **5.3.1 Wanddruckmessungen**

Am 4-stufigen Axialverdichter des IfS steht im Gehäuse eine Zahl von Messstellen zur Verfügung, die geeignet sind für die Erfassung der wandbündigen statischen Drücke an der inneren Gehäuseoberfläche. Diese sind in Messebenen vor und hinter jedem Leitrad angeordnet. Ausnahme bildet hier die Messebene hinter dem Vorleitrad. Hier sind Druckmessungen nicht möglich, da die dort angeordneten Messstellen nicht einsetzbar sind. Ursache dafür ist der Einblasring, der so gestaltet ist, dass eine Einblasung vor dem ersten Laufrad gewährleistet ist. Um das zu ermöglichen, ist es jedoch erforderlich, dass die Messstellen im Bereich vor dem ersten Laufrad durch den Ring versperrt werden.

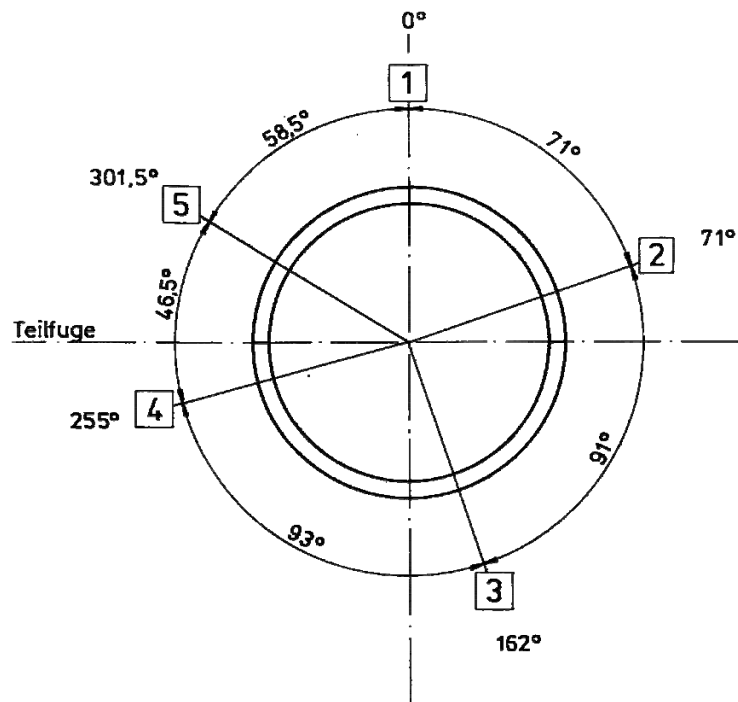


Bild 5.3: Mögliche Umfangspositionen für instationäre Messungen

In jeder der vorhandenen Messebenen stehen jeweils bis zu 5 über den Umfang verteilte Messstellen zur Verfügung. Diese sind über den Umfang nicht gleich verteilt sondern haben alle unterschiedliche Abstände zueinander, damit so nicht ggf. stehende Wellen im System übersehen werden könnten. Die möglichen Umfangspositionen für instationäre Wanddruckmessungen sind in Bild 5.3 aufgeführt.

Die gesamte Zahl zur Verfügung stehender Positionen für instationäre Wanddruckmessungen ist in Bild 5.4 zu sehen.

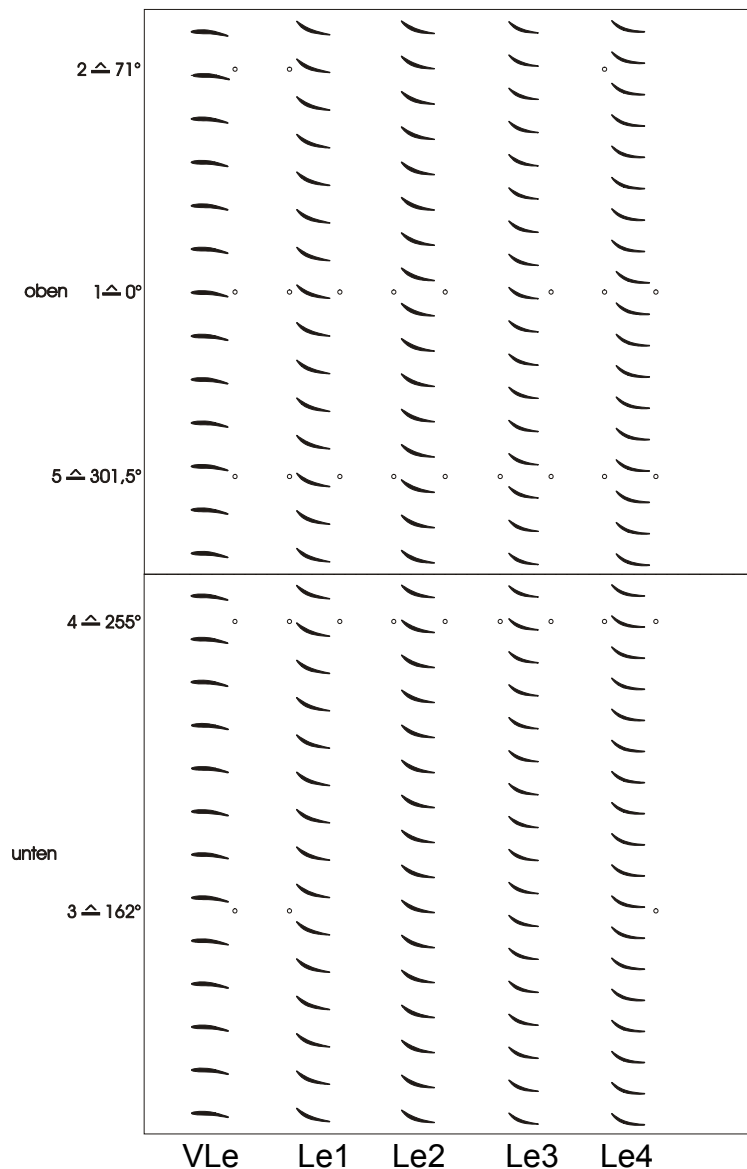


Bild 5.4: Mögliche Positionen für inst. Messstellen im Gehäuse

### 5.3.2 Sondenmessungen

Ähnlich wie für die stationäre Messtechnik steht für die instationären Messungen eine invasive Sonde zur Verfügung. Mit Hilfe dieser Sonde kann die Strömung 3-dimensional abgetastet werden, um so die instationären Verläufe der Druckverteilungen in der Verdichterströmung zu ermitteln.

Bei der instationären Sonde handelt es sich um eine 4-Loch-Halbkugel-Zylindersonde, die im Sondenkopf mit 4 Ultra-Miniaturdruckaufnehmern der Fa. Kulite ausgerüstet ist. Die Druckaufnehmer haben die Typenbezeichnung XCQ-062 und verfügen über einen Druckbereich von 350 mbar.

### 5.3.3 Austrittsdrossel

Eines der Hauptziele dieser Arbeit besteht darin, eine möglichst optimale Konfiguration für eine Einblasung von Fremdluft zu ermitteln. Dafür wird die Stabilitätsgrenze des Verdichters, in dem die Einblasvorrichtung eingebaut ist, unter Verwendung unterschiedlicher Einblaskonfigurationen jeweils neu ermittelt. Da die Verschiebung des Betriebspunktes des Verdichters mit Hilfe der Drossel im Austritt des Verdichters erfolgt, ist es erforderlich die Position der Austrittsdrossel zum Zeitpunkt der Destabilisierung der Strömung zu kennen. Aus dem Grund wird die Stellung dieser Drossel über ein Linear-Potentiometer erfasst. Dies kann sowohl stationär als auch instationär erfolgen. Um eine möglichst ereignisnahe Positionsbestimmung dieser Austrittsdrossel zu ermöglichen, wird diese instationär erfasst, um so den Fehler durch einen Zeitversatz bei den Messungen mit  $2 \cdot 10^{-5} \text{s}$  so klein wie möglich zu halten.

## 6 Experimentelle Untersuchungen

Die nach Abschnitt 3 festgelegte und gefertigte Einblasung wird im Verlauf dieser Arbeit mit Hilfe experimenteller Untersuchungen getestet. Sie wird sowohl stationär als auch instationär auf ihre Auswirkungen auf den Arbeitsbereich des Verdichters bei 95% der Auslegungsdrehzahl hin vermessen.

### 6.1 Zielsetzung

Ziel der experimentellen Untersuchungen ist die Ermittlung der Auswirkungen, die die entwickelte Vorrichtung zur Einblasung von Fremdluft auf den Arbeitsbereich des Versuchsverdichters hat. Dabei soll auch die Einsetzbarkeit einer vergleichbaren Vorrichtung in industriell genutzten Verdichtern untersucht werden. Im Verlauf dieser Untersuchungen soll für diese Einblasvorrichtung eine optimale Konfiguration ermittelt werden. Bewertungskriterium ist dabei eine möglichst große Aufweitung des Betriebsbereichs des Versuchsverdichters hin zu kleineren Massenströmen. Zum Zweck der Optimierung soll eine Variation verschiedener Parameter der Einblasvorrichtung durchgeführt werden. Die zu variierenden Parameter sind:

- Menge des eingeblasenen Massenstroms in eine Kammer Dies hat einen direkten Einfluss auf den zusätzlichen Impuls, der in den Verdichter eingebracht wird (vgl. Gl. A.13).
- Ort der Einblasung Hier ist die Frage zu klären, ob verschiedene Kombinationen gleichzeitiger Umfangspositionen der Einblasung unterschiedliche Einflüsse auf die Stabilitätsgrenze haben.
- Anzahl und Anordnung der eingesetzten Einblaskammern Ziel ist, den Einfluss unterschiedlicher Zahlen von Kammern zu dokumentieren und zu untersuchen, wie die Abstände der beeinflussten Kammern zueinander beschaffen sein müssen, um die Aufweitung des Kennfeldes zu maximieren.

- Querschnittsfläche der Durchtrittsfläche in den Verdichter      Durch eine Reduzierung der Querschnittsfläche ergibt sich bei konstantem Massenstrom eine Erhöhung der Einblasgeschwindigkeit.

## 6.2 Vorgehensweise und Ergebnisse

Untersucht wurden zum einen die Auswirkungen der Einbauten in den Verdichter auf die Stabilitätsgrenze. Weiterhin wurden aber auch die Auswirkungen auf das Betriebsverhalten im stabilen Betrieb untersucht. Da in der Literatur nur sehr wenige Informationen über die Auswirkungen der Einbauten zur aktiven Verdichterstabilisierung auf das Betriebsverhalten des Verdichters zu finden waren, waren hier grundlegende Untersuchungen erforderlich. Zu dem Zweck wurden Kennlinienmessungen von der Schluckgrenze des Verdichters bis hin zur Stabilitätsgrenze durchgeführt.

### 6.2.1 Vermessung einer Kennlinie

Zur Vermessung der Kennlinie wurde der jeweilige Betriebspunkt ausgehend von der Schluckgrenze durch Schließen der Drossel im Austritt des Verdichters in einzelnen Schritten angesteuert. Die Schrittgröße der Verstellung wurde dabei mit zunehmender Annäherung an die Stabilitätsgrenze von 16% bis hin zu 0,27% des Verstellweges der Drossel verkleinert. Als stabil wurde dabei jeder Betriebspunkt bewertet, der stabil vermessen werden konnte und auch bis zur weiteren Änderung des Betriebspunktes durch Schließen der Drossel nicht instabil wurde.

Für die Erfassung der Betriebsdaten des Versuchsverdichters wurde stationäre Messtechnik eingesetzt. Die instationäre Messtechnik diente hingegen der Ermittlung der Stabilitätsgrenze sowie der Erfassung der Position der Austrittsdrossel zum Zeitpunkt der Überschreitung der Stabilitätsgrenze. Die instationären Messdaten wurden sowohl mit einem rechnergesteuerten Erfassungssystem aufgezeichnet als auch mit Hilfe eines Oszilloskops für die Überwachung des Verdichters während der Durchführung der Messungen. Sie dienten als Indikator für die Überschreitung der Stabilitätsgrenze während des Verdichterbetriebs. Das Kriterium für das Überschreiten der Stabilitätsgrenze ist dabei die plötzliche Erhöhung der Schwankungswerte des Drucksignals (Bild 6.1). Dies geht einher mit einer Verschiebung des mittleren Druck-

niveaus in Richtung auf den Umgebungsdruck im Eintrittsbereich der Versuchsanlage. Die verwendete Messtechnik ist in Abschnitt 5 beschrieben.

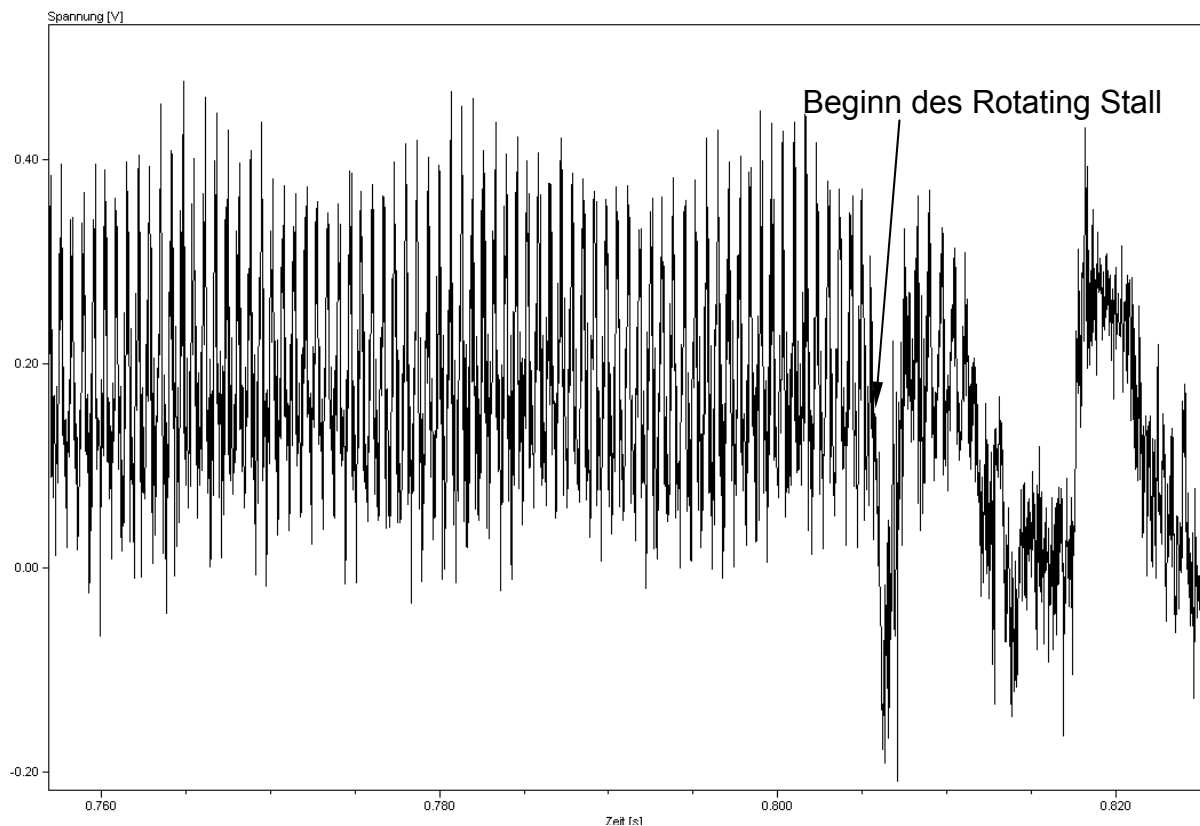


Bild 6.1: Messdaten eines instationären wandbündigen Druckaufnehmers bei Entstehung von Rotating Stall

### 6.2.2 Vergleich mit dem Referenzzustand

Die Ergebnisse werden im Folgenden anhand des Totaldruck-Verhältnisses  $\Pi_{\text{tot}}$  sowie des Totalwirkungsgrades  $\eta_{\text{tot}}$  gezeigt. Die entsprechenden beiden Kennlinien bei 95% der Auslegungsdrehzahl des Versuchsverdichters sind in Bild 6.2 und Bild 6.3 dargestellt. Die Messdaten wurden dafür auf den Verdichtereintrittsdruck von 600mbar und Standardumgebungstemperatur (293,15K) reduziert. Da die Vermessung der Anlage im Referenzzustand bei einem höheren Eintrittsdruck durchgeführt worden sind, als bei den Untersuchungen mit den Einbauten zur aktiven Stabilisierung, wurden Vergleichsmessungen mit den Stabilisierungseinbauten bei beiden Eintrittsdruckniveaus durchgeführt und mit den Referenzmessungen verglichen. Beim



Vergleich der Totaldruckverhältnisse dieser Vergleichsmessungen ist eine sehr gute Übereinstimmung der Kennlinien zu beobachten. Der geringfügig kleinere Massenstrom in der dritten Kennlinie ( $\square$ ) gegenüber der Referenz ohne Einbauten ( $\blacklozenge$ ) ergibt sich hier aus dem geringeren Eintrittsdruck bei der Erfassung der dritten Kennlinie. Auch bei der Wirkungsgradkennlinie ist eine gute Übereinstimmung zu beobachten. Hier zeigt sich allerdings bei den Messungen mit Einbauten bei Eintrittsdrücken auf der Höhe der Referenzdrücke ein geringfügig höherer Wirkungsgrad. Auch in der Wirkungsgradkennlinie ist an der Schluckgrenze ein Einstieg in die Kennlinie bei höheren Wirkungsgraden zu beobachten.

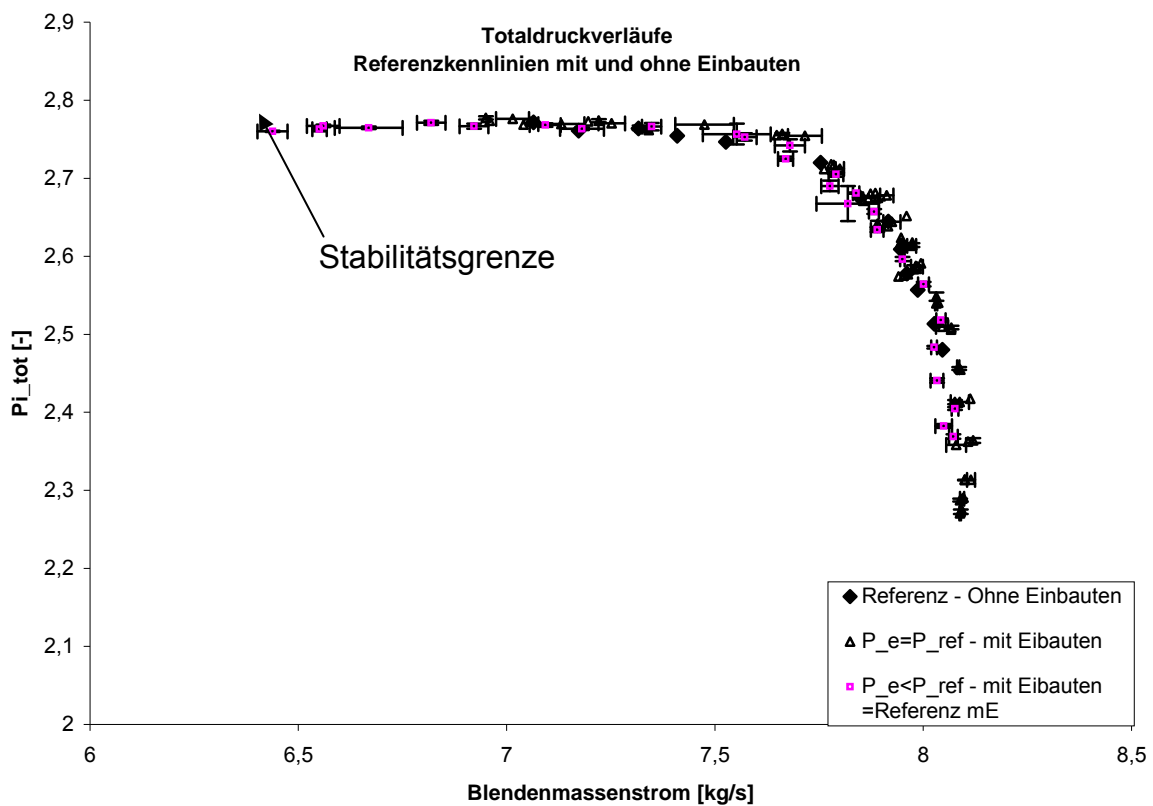


Bild 6.2: Totaldruck-Kennlinie - Vergleich zwischen Referenzanlage und Anlage mit modifiziertem Verdichter bei unterschiedlichen Eintrittsdrücken

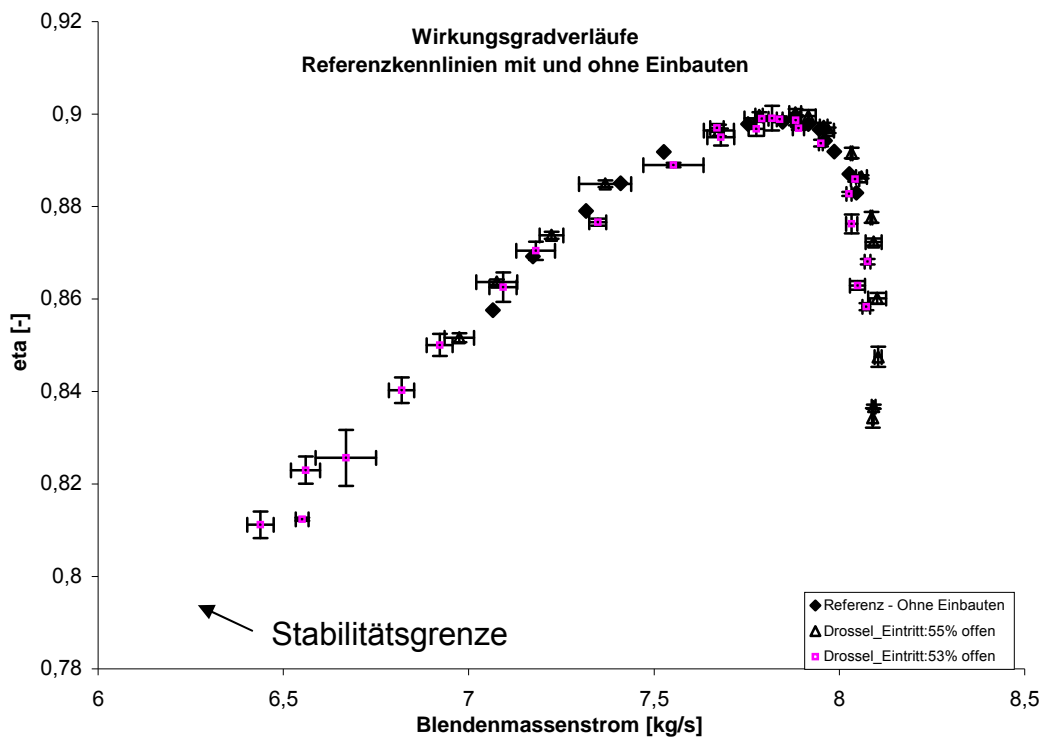


Bild 6.3: Totalwirkungsgrad-Kennlinie - Vergleich zwischen Referenzanlage und Anlage mit modifiziertem Verdichter bei unterschiedlichen Eintrittsdrücken

### 6.2.3 Auswirkung der Modifikationen

Die Kennlinie des Verdichters bei der Auslegungsdrehzahl für die Einblasung wurde mehrfach sowohl im Referenzzustand der Maschine (ohne Einbauten) als auch im modifizierten Zustand (mit Einbauten) vermessen. Die Vermessung des Verdichters mit Modifikationen wurde dabei sowohl ohne Einsatz von Einblasmassenstrom als auch während des Einsatzes der Einblasvorrichtung durchgeführt. Bei den Untersuchungen mit Einsatz von Fremdluft wurden im Rahmen der experimentellen Untersuchungen die folgenden Konfigurationen verwendet und auf ihre Auswirkungen auf die Stabilitätsgrenze untersucht:

- eine einzelne Kammer mit Austrittsfläche nach Auslegung (Tasche 1)
- eine einzelne Kammer mit 1,5-facher Austrittsfläche (Tasche 12)
- vier nebeneinander liegende Kammern (Taschen 1-4)
- alle zwölf über den Umfang verteilte Kammern (Taschen 1-12).

Die Ergebnisse der Untersuchungen der Einblasung werden nun im Folgenden gezeigt. Für die Untersuchung der verschiedenen Konfigurationen wurde allerdings nicht die vollständige Kennlinie von der Schluckgrenze aus vermessen. Die Messungen wurden stattdessen bei einem sicheren Betriebspunkt in der Nähe des aerodynamischen Auslegungspunktes begonnen und dann nach der oben beschriebenen Methode durchgeführt.

Die Ergebnisse sind dabei in zwei Gruppen unterteilt. In der einen Diagrammgruppe werden die Ergebnisse der Vermessung der einzelnen Taschen gezeigt und mit den Ergebnissen der Kennlinie verglichen, die bereits in Bild 6.2 und Bild 6.3 im Vergleich mit dem Referenzzustand gezeigt wurden und dort als Referenzkennlinie für die Untersuchungen mit den Einbauten für die Einblasung von Fremdluft in den Verdichter (Referenz mE) bezeichnet werden. In der anderen Gruppe werden dann die Ergebnisse der untersuchten Kombinationen von gemeinsam eingesetzten Einblaskammern gezeigt.

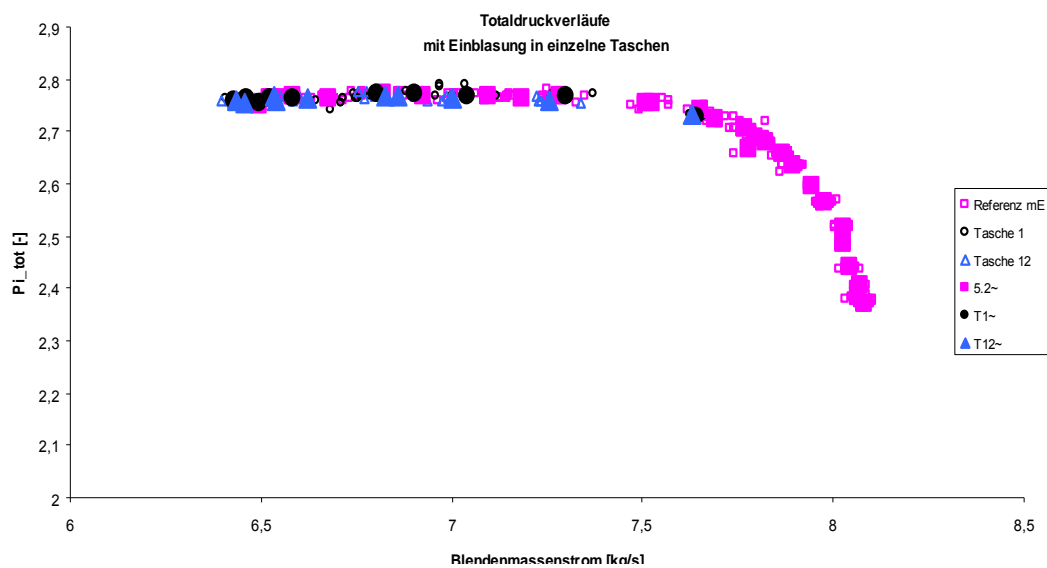


Bild 6.4: Totaldruck-Kennlinie - Vergleich zwischen Referenzzustand mit Einblasvorrichtung und Einblasung durch Tasche 1 und Tasche 12

Bild 6.4 und Bild 6.5 zeigen die Totaldruck- und die Wirkungsgradkennlinien der einzeln eingesetzten Einblaskammern. Hier ist zu beobachten, dass die untersuchten Kennlinienbereiche dieser Varianten den Verläufen der Referenzkennlinie (Referenz mE) sehr genau folgen. Bei den Daten der Wirkungsgradkennlinie zeigt sich allerdings eine größere Streuung der einzelnen Werte, insbesondere bei Tasche 12.

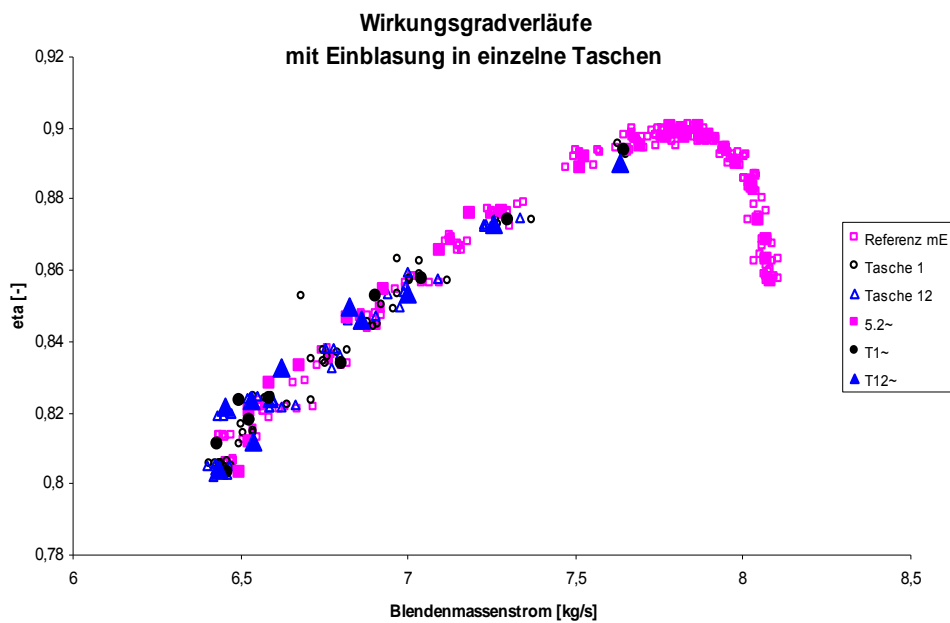


Bild 6.5: Wirkungsgrad-Kennlinie - Vergleich zwischen Referenzzustand mit Einblasvorrichtung und Einblasung durch Tasche 1 und Tasche 12

Eine konkretere Auswertung der erzielten Effekte wird mit Hilfe einer Vergrößerung des Bereichs in der Nähe der Stabilitätsgrenze erleichtert (Bild 6.6 und Bild 6.7). Hier ist erkennbar, dass die Verschiebung des letzten stabilen Betriebspunktes bei Tasche 1 0,85% und bei Tasche 12 0,62% des Massenstroms des letzten stabilen Referenzpunktes beträgt. Der eingesetzte Massenstrom für die Einblasung beträgt dabei ca. 0,17% bei beiden Konfigurationen. Die Druckverhältnisse liegen hier sogar um 3,5% (Tasche 1) bzw. 1,7% (Tasche 12) höher als im Referenzzustand. Dafür liegen die Verluste bei Tasche 1 an der neuen Stabilitätsgrenze ca. 4% über denen der Referenz (mE), während die Erhöhungen um 0,8% bei Tasche 12 vernachlässigbar ist und weit innerhalb des Konfidenzbereichs ( $1-\alpha=95\%$  nach DIN 1319-3) liegt.

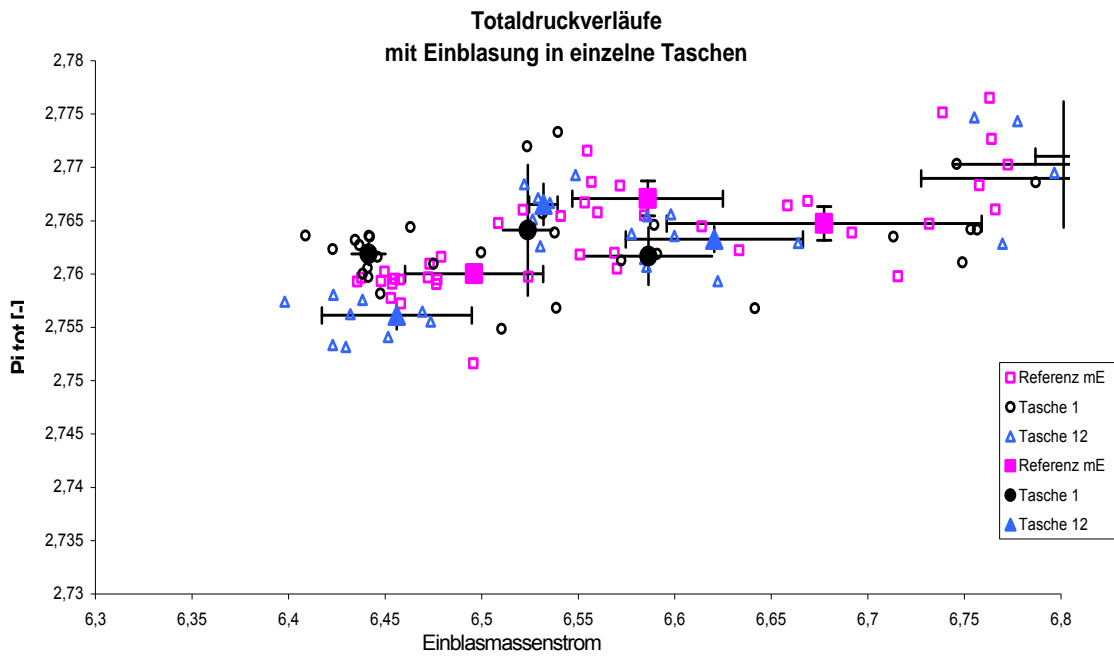


Bild 6.6: Totaldruck-Kennlinie – Vergrößerung des Bereichs der Stabilitätsgrenze von Bild 6.4

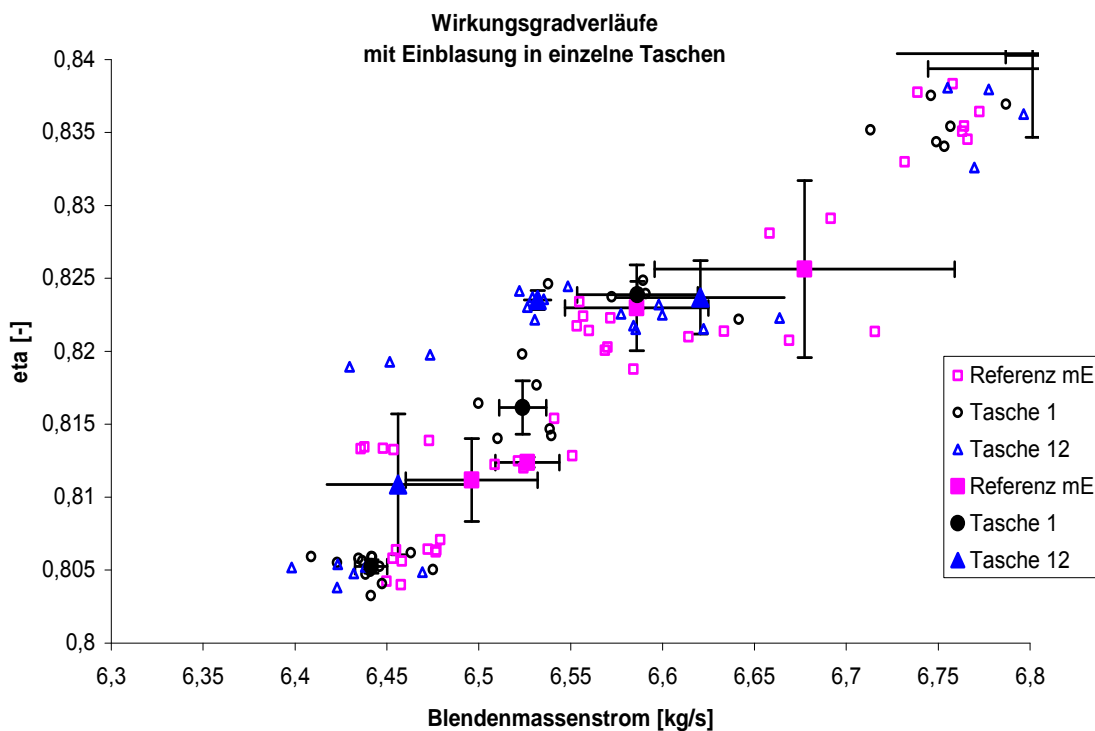


Bild 6.7: Wirkungsgrad-Kennlinie – Vergrößerung des Bereichs der Stabilitätsgrenze von Bild 6.5

Ein Vergleich der Kennlinien der Mehrtaschenkonfigurationen mit Referenz mE zeigt auch hier gute Übereinstimmungen der Kennlinien. Hier zeigt sich jedoch eine Verschiebung der Kennlinien zu einem geringeren Verdichtermassenstrom, die im Bereich in der Nähe des Auslegungspunkts des Versuchsverdichters sichtbar wird. Diese Verschiebung entspricht genau dem zusätzlich eingeblasenen Massenstrom, der an der Massstrommessblende nicht mit erfasst wird. Hier zeigt sich, dass der Verdichter offenbar durch den zusätzlichen Massenstrom früher sperrt. Eine Vergrößerung der Bereiche der Stabilitätsgrenze gibt auch hier die Möglichkeit, die Bezifferung der Effekte der Einblasung näher zu dokumentieren. Hier ergibt sich für die Kombination von 4 benachbarten Taschen (Taschen 1-4) eine Erweiterung des Kennfeldes um 0,83 % des Massenstroms bei einem eingesetzten Einblasmassenstrom 0,56%. Das Totaldruckverhältnis ändert sich dabei praktisch nicht. Allerdings steigen die Verluste um ca. 2,4% an.

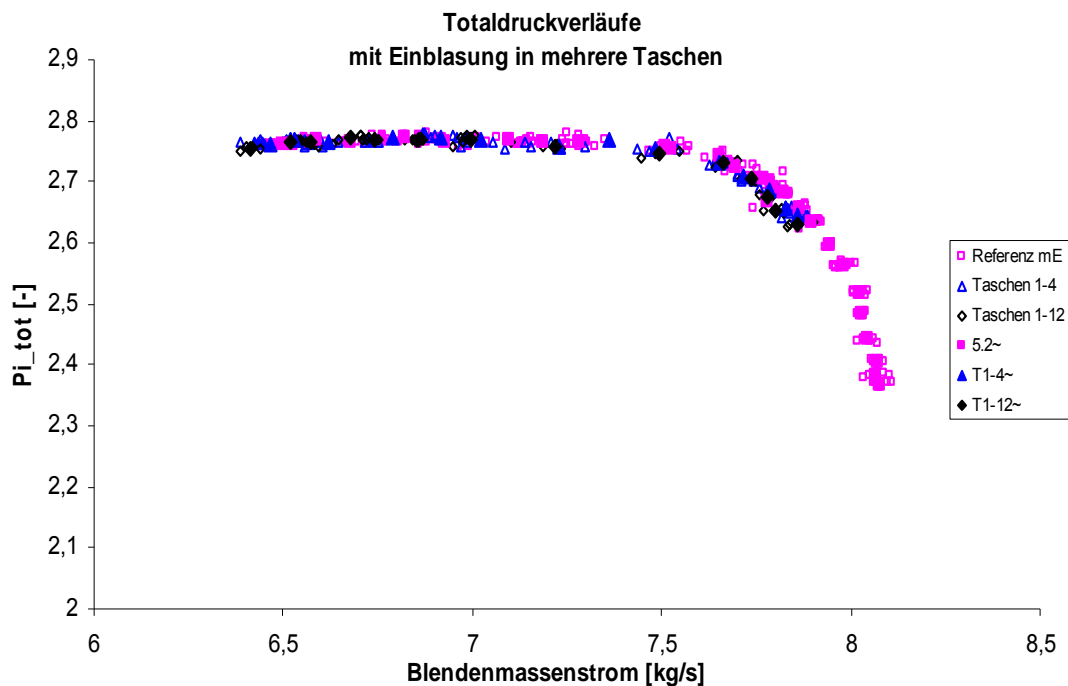


Bild 6.8: Totaldruck-Kennlinie - Vergleich zwischen Referenzzustand mit Einblasvorrichtung und Einblasung durch 4 benachbarte Taschen sowie alle Taschen am Umfang

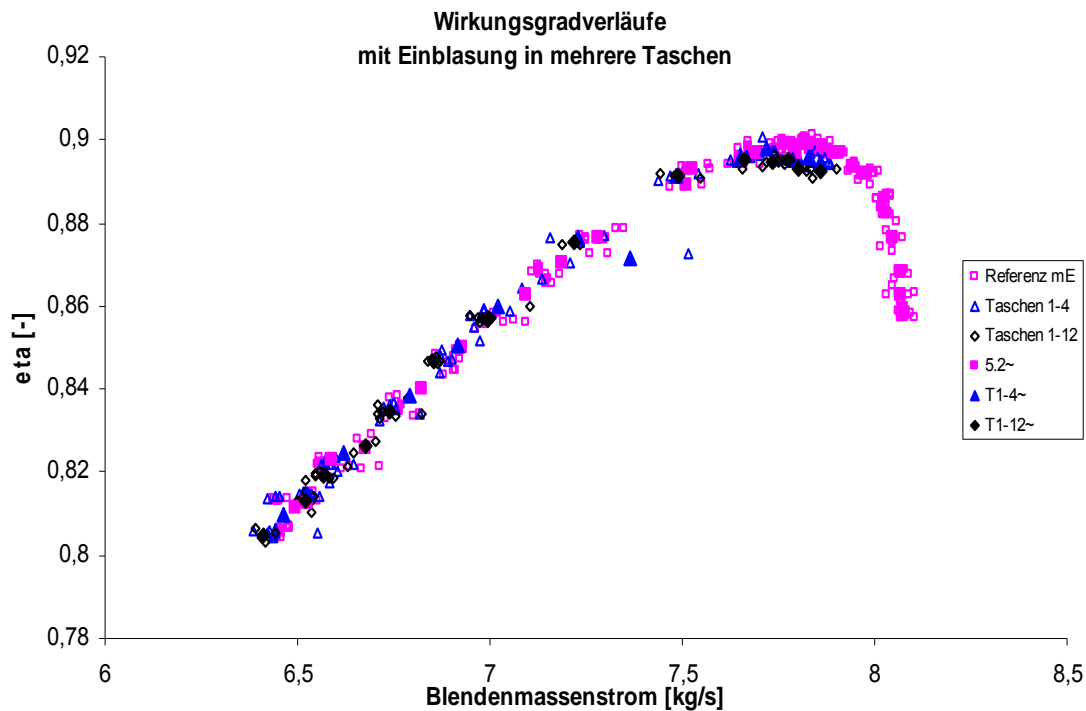


Bild 6.9: Wirkungsgrad-Kennlinie - Vergleich zwischen Referenzzustand mit Einblasvorrichtung und Einblasung durch 4 benachbarte Taschen sowie alle Taschen am Umfang

Werden alle 12 Kammern, die sich über den Umfang verteilt im Verdichter befinden, gleichzeitig eingesetzt, so erhöht sich der verwendete Einblasmassenstrom gegenüber der vorangegangenen Konfiguration nur unterproportional auf 1,03%, die Aufweitung des Kennfeldes vergrößert sich jedoch auf 1,3%. Dabei reduziert sich das Druckverhältnis praktisch nicht, und die Verluste steigen um 4%.

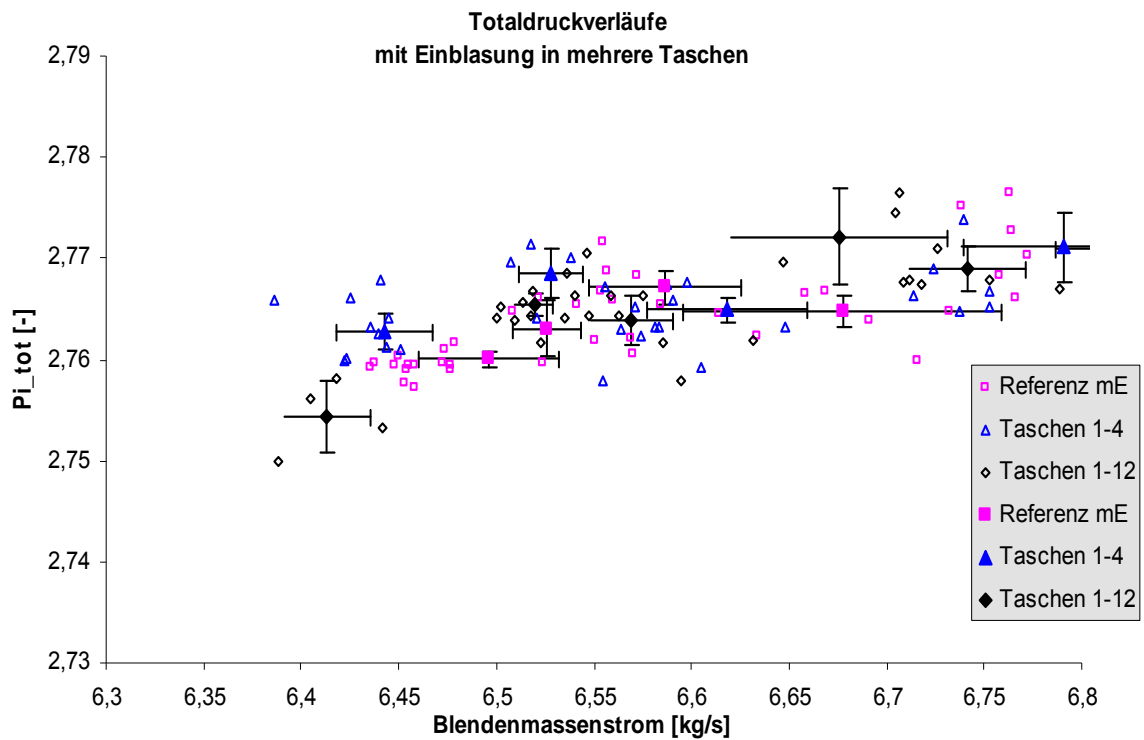


Bild 6.10: Totaldruck-Kennlinie – Vergrößerung des Bereichs der Stabilitätsgrenze von Bild 6.8

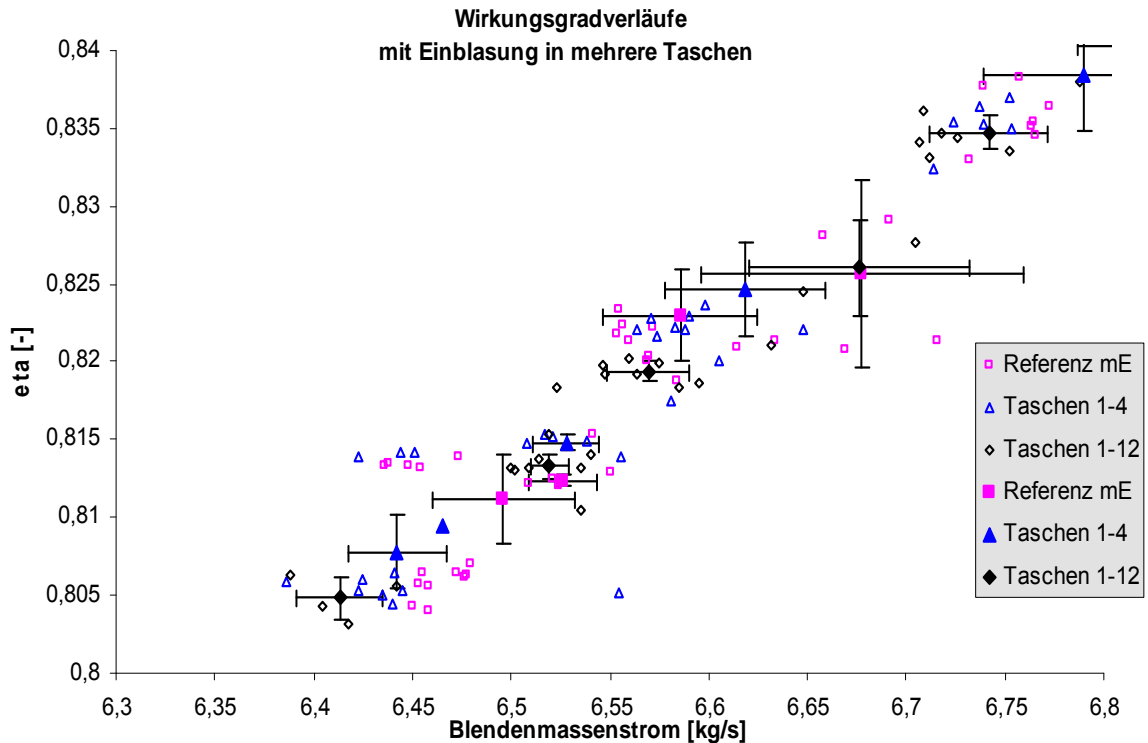


Bild 6.11: Wirkungsgrad-Kennlinie – Vergrößerung des Bereichs der Stabilitätsgrenze von Bild 6.9



### 6.3 Diskussion

Die oben gezeigten Ergebnisse der experimentellen Untersuchung der Einblasvorrichtung, die im Rahmen dieser Arbeit entwickelt worden ist, zeigen bei einigen Konfigurationen deutlich eine Erweiterung des Arbeitsbereichs in der Nähe der Stabilitätsgrenze. Bei den Konfigurationen mit hohen Einblasmassenströmen ist aber auch deutlich zu sehen, dass an weniger hoch belasteten Betriebspunkten das Kennfeld scheinbar um die Menge an Massenstrom eingeengt wird, die über die Einblasvorrichtung zusätzlich in den Verdichter eingebracht wird. Ursache dafür ist, dass der Einblasmassenstrom an der Massenstrommessblende vorbei geleitet wird und somit nicht erfasst wird. Am Verdichteraustritt tritt jedoch die gleiche Menge an Massenstrom aus wie im Referenzzustand des Verdichters.

Die erzielten Ergebnisse bei der stabilitätsgrenzseitigen Aufweitung des Arbeitsbereichs werden für die Übersicht hier noch einmal tabellarisch zusammen aufgeführt:

Konfiguration	eingesetzter Einblasmassenstrom	geringster Blendenmassenstrom	rel. Veränderung zur Stabilitätsgrenze des Referenzverdichters		
			rel. Verschiebung der Gesamtmassestromgrenze	$\frac{\Pi_{\text{tot}}}{\Pi_{\text{tot,Ref}}}$	$\frac{1-\eta_{\text{tot}}}{1-\eta_{\text{tot,Ref}}}$
Grundkonfigurationen					
Referenz mE	0%	6,459 kg/s	0%	1,0	1,0
Tasche 1	0,20%	6,439 kg/s	0,11%	0,999	1,038
Tasche 12	0,19%	6,433 kg/s	0,21%	0,998	1,021
Taschen 1-4	0,41%	6,429 kg/s	-0,15%	0,996	1,066
Taschen 1-12	0,49%	6,404 kg/s	0,38%	0,999	1,040
Erhöhter Massenstrom					
Taschen 1-4	0,84%	6,429 kg/s	0,06%	0,998	1,095
Taschen 1-12	2,06%	6,404 kg/s	0,09%	0,997	1,083
Vergrößerter Radialspalt					
neue Referenz	0%	6,464 kg/s	0%	1,000	1,000
Tasche 1	0,19%	6,437 kg/s	0,12%	0,994	1,000
Tasche 1-4	0,33%	6,438 kg/s	0,08%	0,999	1,001
Tasche 1-12	0,39%	6,437 kg/s	0,03%	0,999	1,011

Tabelle 6.1: Überblick über die Auswirkungen der Einblaskonfigurationen

Danach ist zu erkennen, dass die Auswirkungen der verschiedenen Einblaskonfigurationen in einem Maß überproportional zum eingesetzten Einblasmassenstrom sind, das über die Messunsicherheit der Daten nicht herausragt. Bei diesen Messungen überschneiden sich jedoch die Konfidenzbereiche ( $1-\alpha=95\%$  nach DIN 1319-3) der Messergebnisse, so dass die Ergebnisse nicht als eindeutig bezeichnet werden können.

Die Ursache dafür, dass signifikante Einflüsse der Einblasung nicht beobachtet werden konnten, geben Hellmich u.a. [Hellmich, Fischer, u.a. 2002], [Hellmich, Braun,

u.a. 2003], [Hellmich, Seume, u.a. 2004]. Diese konnten die Frequenz des Rotating Stall aus den Konfigurationen von Rotor- und Statorschaufelzahlen im Verdichter erklären. So wurde eine Umlauffrequenz für den Rotating Stall vom 0,435-fachen der Rotorfrequenz bei 70%, 80%, 95% und 100% der Nenndrehzahl des Verdichters gemessen. Das entspricht  $10/23$  der Rotordrehzahl. Der Rotating Stall wird dabei auf eine Versperrung zurückgeführt, die sich durch die Schaufelzahlen von Rotor 1 (23 Schaufeln), Stator 1 (30 Schaufeln) und Rotor 2 (27 Schaufeln) ergibt. Durch die unterschiedlichen Schaufelzahlen von Stator 1 und Rotor 2 ergibt sich für die Strömung eine unterschiedliche Blockage der Strömungskanäle von Stator 1, da die Schaufeln von Stator 2 unterschiedlich hinter diesen Schaufelkanälen positioniert sind. Durch die Kombination der Schaufelzahlen (30 und 27) ergibt sich eine relative Positionierung der Schaufeln, die sich über den Umfang eine dreimal identische Verteilung, so dass jeder zehnte Kanal von Stator eine identische relative Positionierung von Rotor 2 und damit Versperrung des Strömungskanals sieht. In Kanälen mit geringer Versperrung werden Störungen durch den geringeren Strömungswiderstand leichter weggedämpft, in Kanälen mit größerer Versperrung jedoch weniger leicht. Diese Bereiche mit geringerer Dämpfung rotieren mit einer Frequenz, die genau  $10/23$  der Rotorfrequenz, also  $\frac{1}{3} \frac{\text{Schaufelzahl Stator 1}}{\text{Schaufelzahl Rotor 1}}$  entspricht. Diese Bereiche bieten Raum für die Entstehung von Modalwellen, die durch eine Einblasung im Blattspitzenbereich nicht wirkungsvoll beeinflusst werden können.

Vielmehr kann anhand einer Traversiermessung hinter Laufrad 1 belegt werden, dass die radiale Entstehungsstelle der Verdichterinstabilität während der Einblasung offenbar im Nabenbereich liegt. Bild 6.12 zeigt den radialen Verlauf der Axialgeschwindigkeit. Hier ist zu erkennen, dass bei hoher Schaufelbelastung auf ca. 10% der Schaufelhöhe ein starker Geschwindigkeitseinbruch entsteht, der die Entstehung einer anderen Instabilitätsstelle begünstigt.

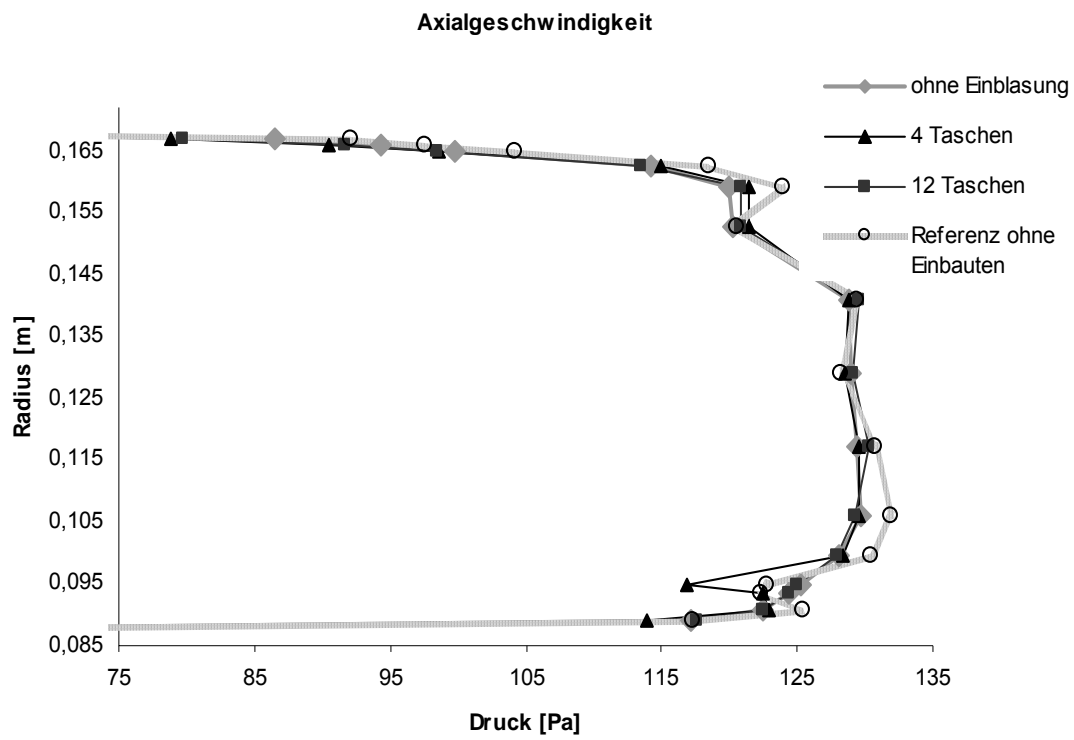


Bild 6.12: Radiale Traversierung hinter Laufrad 1 - Axialgeschwindigkeit

## 7 Numerische Untersuchungen

Zusätzlich zu den experimentellen Untersuchungen der Einblasung wurden auch 3-dimensionale numerische Untersuchungen durchgeführt, die über die 2-dimensionalen Rechnungen zur Validierung der Auslegung (Abschnitt 3.2) hinausgehen. Diese 3-dimensionalen Untersuchungen dienten der Unterstützung und der Erweiterung der Ergebnisse, die experimentell gewonnen werden konnten. Hierfür wurde ein Teil der Versuchsanlage 3-dimensional modelliert und damit die Strömung durch die Anlage simuliert. Auf die Modellierung der vollständigen Anlage wurde verzichtet, da die Rechnerkapazitäten am Institut für Strömungsmaschinen dafür nicht zur Verfügung standen. Zwar hat Fischer [Fischer 2004] den Versuchsverdichter, an dem die Untersuchungen durchgeführt worden sind, bereits über alle 4 Stufen zusammen numerisch untersucht, der Umfang des Modells der Einblasung war jedoch so groß, dass dies im Rahmen der hier durchgeführten Untersuchungen nicht möglich gewesen ist. Stattdessen wurde die Berechnung auf eineinhalb Stufen begrenzt.

Durch die zusätzlichen numerischen Untersuchungen war es möglich, die Auswirkungen der Einblasung von Fremdluft in den Versuchsverdichter genauer zu untersuchen.

### 7.1 Besonderheiten der Numerik

Vorteil der Numerik ist im Besonderen, dass hier Bereiche der Maschine untersucht werden können, die experimentell nur schwer oder überhaupt nicht vermessen werden können. Dazu gehören die Radialspalte über den Laufschaufeln aber auch die Bereiche der Schaufelkanäle nicht nur der Lauf- sondern auch der Leiträder. Darüber hinaus ist eine deutlich feinere lokale Auflösung der Verläufe der zu betrachtenden Größen möglich als mit dem Experiment. Weiterhin entfällt bei der Berechnung der Strömungsdaten in der Simulation eine Verfälschung der Strömungsdaten, die sich beim Experiment durch invasiv arbeitende Sondentechnik zur Erfassung der Strömungsgrößen ergibt.

Nachteilig bei der Betrachtung der numerischen Ergebnisse ist, dass bei der Berechnung der Strömungsverläufe mit einem Modell gearbeitet werden muss, das die realen Verhältnisse in vereinfachter Form und damit unvollständig wiedergeben muss. Eine exakte Abbildung der Maschine ist nicht realisierbar, da die hierfür erforderlichen Rechenkapazitäten mit der bisher verfügbaren Technologie nicht zur Verfügung stehen. Deshalb muss auf die Modellierung eines Teils des Strömungsbereichs verzichtet werden (wie z.B. Leckage zwischen Leiträdern und Rotor).

Im praktischen Einsatz zeigt sich auch, dass sich die numerische Abbildung der Strömung gerade im Bereich der Turbomaschinen oft nicht ohne weiteres mit den experimentell erfassten Daten deckt. Hier ist oft eine Anpassung der Randbedingungen der numerischen Berechnungen erforderlich, um eine Übereinstimmung zwischen Experiment und Berechnung zu erzielen.

Ein weiterer Nachteil der Numerik besteht darin, dass die Numerik nur die Strömungsphänomene berechnen und zeigen kann, die durch die mathematischen Gleichungen abgebildet werden können.

Die Abbildung dreidimensionaler reibungsbehafteter Strömungen erfolgt mit den Navier-Stokes-Gleichungen (Gl. 7.1) (aus [Merker, Baumgarten 2000]) sowie den Energie- und Massenerhaltungsgleichungen. Diese Gleichungen werden iterativ für jede Zelle des Modellnetzes durch ein CFD-Programm gelöst.

Navier-Stokes-  
Gleichung

$$\rho \cdot u_i \frac{\partial u_j}{\partial x_i} = -\frac{\partial p}{\partial x_j} + \eta \frac{\partial^2 u_j}{\partial x^2} (+f_j), \quad j = 1, 2, 3$$

Gl. 7.1

$$f_1 = f_2 = 0, f_3 = -\rho g$$

## 7.2 Turbulenz

Die Strömung in Turbomaschinen ist besonders durch den (mehrfachen) Wechsel von Lauf- und Leitschaufelreihen in einer Turbomaschine stark turbulent. Damit turbulente Strömungen stationär berechnet werden können, werden die berechneten Strömungsgeschwindigkeiten in den Navier-Stokes-Gleichungen aufgespalten in einen zeitlich gemittelten Wert und in die zugehörige Schwankungsgröße. Dies Kon-

zept ist von O. Reynolds 1894 entwickelt worden [Sentker 2000]. So umformuliert werden die Navier-Stokes-Gleichungen als „Reynolds Averaged Navier-Stokes“-Gleichungen (RANS) bezeichnet (Gl. 7.2). Durch die Schwankungsterme wird jedoch die Anzahl der Unbekannten erhöht. Darüber hinaus stellen sie den stochastischen und instationären Anteil der Strömung dar und lassen sich somit im stationären System nicht analytisch lösen. Deshalb werden sie mit Hilfe von Turbulenzmodellen berechnet.

$$\begin{aligned} \text{Reynolds-Averaged} \\ \text{Navier-Stokes-} \\ \text{Gleichung (RANS)} \end{aligned} \quad \rho \bar{u}_i \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\tau_{ij} - \rho \overline{u'_i u'_j}) + f_j \quad j = 1, 2, 3$$

Gl. 7.2

$$\text{Stokesscher Ansatz: } \tau_{ij} = \eta \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)$$

Da die zu berechnenden Problemstellungen in der numerischen Strömungsmechanik sehr unterschiedlich sein können, steht auch eine große Zahl unterschiedlicher empirischer Turbulenzmodelle zur Verfügung. Diese Modelle lassen sich in unterschiedliche Klassen einteilen, die bei [Sentker 2000] beschrieben sind.

Im Rahmen der numerischen Untersuchungen für diese Arbeit wurde das Turbulenzmodell von B.S. Baldwin und H. Lomax [Baldwin u. Lomax 1978] eingesetzt. Es handelt sich bei diesem um ein algebraisches Modell und basiert auf dem Mischungswegmodell von L. Prandtl von 1925. Es löst die Grenzschichten bis zur Wand hin über eine Beziehung zwischen der turbulenten Schubspannung und der Verteilung der mittleren Geschwindigkeit senkrecht zur Wand auf. Es handelt sich um ein einfaches Modell und ist deshalb relativ schnell und numerisch stabil. Es hat sich in der Vergangenheit für die Berechnung von Turboverdichtern bewährt. Arbeiten von Fischer [Fischer 2004] haben allerdings gezeigt, dass mit dem Baldwin-Lomax Modell die Überlastung im Blattspitzenbereich zu kritisch errechnet wird.

### 7.3 Programm

Für die 3-dimensionalen numerischen Untersuchungen wurde das Programmpaket Fine Turbo von numeca™ verwendet.

Dies Programmpaket setzt sich aus einer Reihe einzelner Programme zusammen, die die unterschiedlichen Aufgaben für die Berechnung strömungsmechanischer Problemstellungen erfüllen.

Das Pre-processing wird vom Tool „IGG“ (=internal grid generator) übernommen. Hier steht ein spezielles Tool zur Erstellung Turbomaschinen-spezifischer Modelle zur Verfügung, mit Hilfe dessen mit verhältnismäßig geringem Aufwand rotations-symmetrische Strömungskanäle mit oder ohne Beschaufelung definiert und vernetzt werden können. Dies eignete sich zwar gut für die Modellierung des Verdichters, für die Modellierung der Einblasung musste jedoch das Basistool verwendet werden.

Besonderes Merkmal für dieses Pre-processing Tool ist, dass die Netzgenerierung nicht mit der Erstellung einzelner Zellen oder Zellreihen arbeitet, sondern mit der Definition ganzer Blöcke, die anschließend vom Programm selbständig mit Zellen gefüllt werden. Dabei versucht das Programm, die Blockgrenzen entlang von Linien oder Flächen von 3D-Zeichnungen zu setzen, falls diese vorhanden sind. Derartige Zeichnungen können im Programm direkt erzeugt werden. Es besteht aber auch die Möglichkeit, Zeichnungen im IGES-Format zu importieren, das von den meisten 3D-CAD Programmen erzeugt werden kann. Diese Möglichkeit wurde hier zur Erzeugung des Gitters für die Einblasung genutzt.

Die **Berechnung** des Strömungsproblems erfolgt mit dem Programm „fine“. Hier wird das zu berechnende Strömungsproblem definiert. Dazu wird das zu verwendende Netz gewählt, die Parameter des Fluids sowie die verschiedenen Randbedingungen festgelegt. Zu den Randbedingungen gehören z.B. die Drehzahl des Laufzeugs, die Eintritts- und Austrittsbedingungen, die Form, in der Daten zwischen rotierenden und nicht rotierenden Blöcken des Modellnetzes übergeben werden, Startlösungen und verschiedene weitere. Schließlich werden in „Fine“ noch die in der Ergebnisdatei abzulegenden Größen (z.B. Absolutgeschwindigkeiten, statische Temperatur, Dichte, Totaldruck u.v.a.) definiert.

Besonderheit bei der Berechnung ist, dass die Berechnung bei geeignetem Aufbau des Rechennetzes nicht über den gesamten zeitlichen Verlauf der Rechnung im vollständigen Netz erfolgen muss, sondern nach Möglichkeit zunächst auf einem groben Netz beginnt. Dazu werden Cluster von mehreren Zellen des Modells zu einzelnen Zellen zusammengefasst. In diesem groben Netz wird dann mit entsprechend gerin-



gem Rechenaufwand eine bessere Startlösung errechnet für den nächsten Schritt der Berechnung. Im nächsten Schritt wird dann das grobe Netz verfeinert und mit diesem neuen, verfeinerten Netz eine noch bessere Lösung errechnet für den nächsten Verfeinerungsschritt. Dieser Zyklus wird wiederholt, bis das feinste mögliche (= vom Nutzer generierte) Netz erreicht ist. In diesem Netz wird dann die endgültige Lösung erzeugt. Durch dieses sog. „Multigrid“-Verfahren kann die Berechnungsdauer des Strömungsproblems gegenüber Berechnungen, die nur mit einem feinen Netz arbeiten, sehr verkürzt werden. Die Berechnung eines Betriebszustandes des hier untersuchten Strömungsproblems benötigte bei einem verwendeten Netz mit ca. 1,8 Mio. Zellen auf einem Rechner mit einem Prozessortakt von 3GHz, einem 32-bit Bus und 2GB Arbeitsspeicher ca. 10 bis 12 Stunden.

Für das Post processing, also die Auswertung und Visualisierung der Rechenergebnisse steht das Programm „cfview“ zur Verfügung. Dieses Programm ist in der Lage, die Geometrie des Modells sowie die in der Ergebnisdatei abgelegten Strömungsgrößen darzustellen. Die Darstellung erfolgt in der Grundeinstellung in 3-dimensionaler Form. Die Strömungsgrößen können 0-dimensional (Werte an diskreten Punkten), 1-dimensional, 2-dimensional oder 3-dimensional z.T. in unterschiedlichen Formen dargestellt werden:

- 0-dimensional: Zahlenwerte an diskreten Punkten
- 1-dimensional: Diagramme oder Vektorverläufe bei gerichteten Größen. Es können Verläufe entweder entlang individuell definierbarer Schnittlinien oder an Netzlinien entlang dargestellt werden.
- 2-dimensional: Vektorverläufe bei gerichteten Größen oder Farbverläufe, Isolinien oder Stromlinien bei gerichteten und ungerichteten Größen können auf individuell definierbaren Schnittebenen oder auf Ebenen des Modellnetzes dargestellt werden.
- 3-dimensional: In 3-dimensionaler Darstellung können Stromlinien dargestellt werden, die durch einen vom Anwender bestimmten Punkt verlaufen. So können z.B. gut Strömungsverläufe sichtbar gemacht werden.

Sofern dies bei der Problemdefinition eingestellt wurde, kann auch eine 2-dimensionale, umfangsgemittelte Form der Lösung des Strömungsproblems dar-

gestellt werden. Hier sind die gleichen Darstellungsformen der Ergebnisgrößen möglich wie bei der 3-dimensionalen Darstellung bis auf die dreidimensionale Form.

Die Beschreibung des Programmpakets kann im Rahmen dieser Arbeit nur in sehr allgemeiner Form erfolgen. Eine genauere Beschreibung des Programmpakets kann allerdings dem zugehörigen Handbuch [Numecca 2003] entnommen werden.

## 7.4 Modell

Für die CFD-Berechnung der Einblasung im Hochgeschwindigkeitsverdichter des Instituts für Strömungsmaschinen wurde ein Teil des Verdichters zusammen mit der experimentell eingesetzten Einblasvorrichtung modelliert. Um den Rechenaufwand zu reduzieren, wurden nur eineinhalb Stufen des Verdichters untersucht.

### 7.4.1 Abweichungen des Modells von der realen Maschine

#### 7.4.1.1 Reduzierung in Axialrichtung

Stattdessen wurde lediglich der Bereich vom Einlauf in den Verdichter bis hinter der ersten Stufe modelliert. Zusätzlich wurde der Strömungskanal im Bereich der zweiten Stufe modelliert. Hier wurde die Beschaufelung jedoch weggelassen. Dieser Bereich wurde als Auslaufbereich für die numerische Untersuchung verwendet.

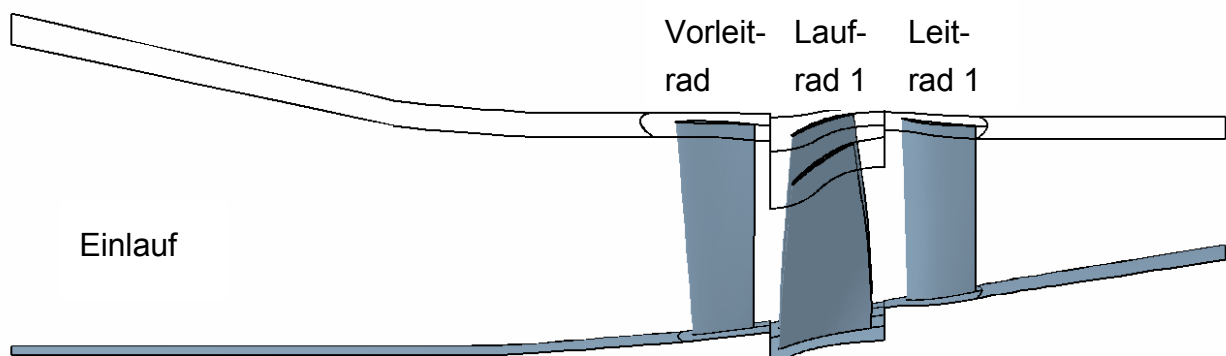


Bild 7.1: Modellierter Bereich des Versuchsverdichters

Da dies bereits nicht mehr die Vorgänge im realen 4-stufigen Verdichter vollständig wiedergeben kann, wurde dies Modell zur Ermittlung eines Referenzzustandes eingesetzt. Für die numerischen Untersuchungen der Einblasung wurde zusätzlich der wichtigste Teil der Einblasvorrichtung modelliert. Es handelt sich dabei um den Teil, der in das Gehäuse des Verdichters integriert ist (vgl. Abschnitt 3). Auf die Modellierung der Zuleitungen wurde verzichtet. Deren Einfluss wurde lediglich über die Verlustrechnungen, die im Anhang einzusehen sind, ermittelt.

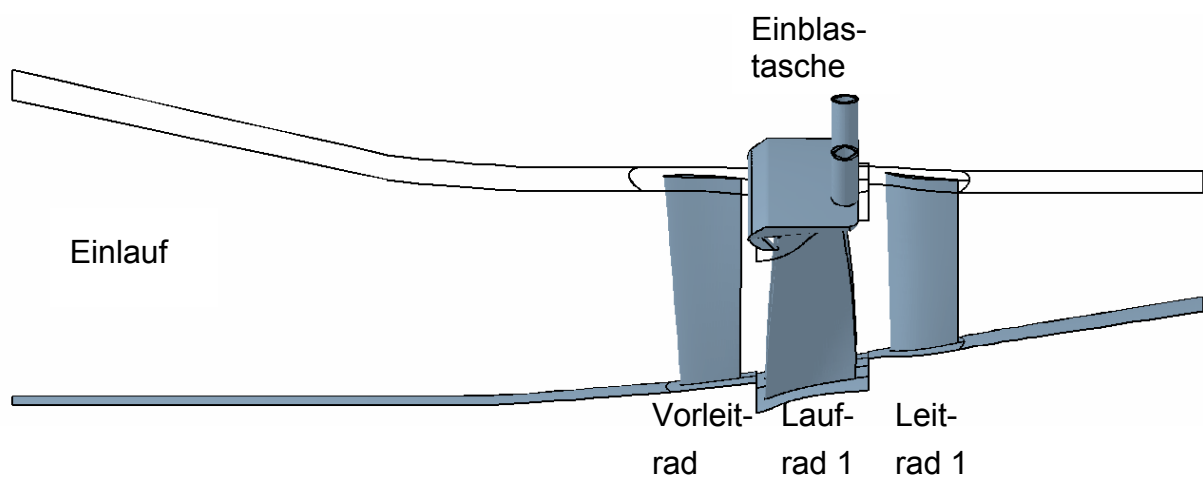


Bild 7.2: Berechneter Bereich mit Einblasung (Modell mE)

#### 7.4.1.2 Reduzierung in Umfangsrichtung

Eine weitere Möglichkeit zur Reduzierung der Modelle von Turbomaschinen besteht im Allgemeinen in Umfangsrichtung. Hintergrund dafür ist, dass der Strömungskanal in Umfangsrichtung durch die Beschaukelung in eine Zahl gleicher Einzelkanäle unterteilt wird. Für die Betrachtung von stationären Vorgängen kann mit hinreichend guter Genauigkeit davon ausgegangen werden, dass sich die Strömungsverhältnisse in den Einzelkanälen gleichen. Deshalb ist es ausreichend, von jedem Schaufelkranz nur einen einzelnen Strömungskanal zu modellieren und zu berechnen. Entsprechend bildet ein ganzzahliges Vielfaches des reduzierten Modells den gesamten Umfang der Maschine ab.

Im Rahmen der Untersuchungen der Einblasung ergaben sich jedoch Besonderheiten, die eine Reduzierung des Modells in dieser Weise erschwert haben. Eine Be-

trachtung der Anzahl der Schaufeln und damit der Strömungskanäle jedes zu betrachtenden Schaufelkranzes zeigt:

Kranz	Schaufelzahl
Vorleitgitter	26
Lauftrad 1	23
Leitrad 1	30

Tabelle 7.1: Schaufelzahlen in der Maschine

Die Einblasvorrichtung ist im Vergleich dazu in zwölf gleichförmig über den Umfang verteilte Taschen unterteilt, die die Einblasluft in den Bereich unmittelbar vor Lauftrad 1 einleiten und somit jeweils ca. zwei Schaufelkanäle von Lauftrad 1 beeinflussen.

Somit war es erforderlich, entsprechend zwei Schaufelkanäle des ersten Lauftrads zu modellieren.

Die experimentellen Untersuchungen wurden allerdings mit unterschiedlichen Konfigurationen beim Einsatz der Einblasung durchgeführt. Hier wurden teilweise auch mehrere Taschen eingesetzt. Die Anforderung, dies auch numerisch nachvollziehen zu können, machte es erforderlich, mehr als eine Einblastasche zu modellieren. Die Grundkonfiguration der Auslegung sieht, wie in Abschnitt 6.2 beschrieben ist, vor, dass durch vier Taschen gleichzeitig eingeblasen werden soll. Dies konnte aus zeitlichen Gründen nicht numerisch nachvollzogen werden. Um numerisch zumindest eine sternförmige Variante dieser Konfiguration untersuchen zu können, war es erforderlich, das erste Lauftrad so zu modellieren, dass eine Untersuchung eines vollen Viertels möglich ist. Dies ist jedoch mit 23 Schaufeln über dem Umfang nicht realisierbar. Aus dem Grund war es erforderlich, die Schaufelzahl auf das nächste mögliche Vielfache von vier zu verändern, so dass gewährleistet blieb, dass die Periode des Gesamtmodells wieder einen vollständigen Ringkanal ergeben kann. Die Modellierung des Viertel-Rotors fand aber im Rahmen dieser Arbeit nicht statt, da bereits die Grundkonfiguration die Grenzen der Einsetzbarkeit der Einblasvorrichtung aufzeigt.

Somit wurde die Zahl der Schaufeln des ersten Lauftrades von 23 auf 24 erhöht. Die Geometrie der Schaufeln wurde dabei nicht verändert. Somit wurde nur die Quer-

schnittsfläche der Strömungskanäle zwischen den Laufschaufeln verkleinert. Daraus ergab sich eine Verkleinerung der einzelnen Strömungskanäle um 4,167%.

Da die Solidity durch diese Maßnahme verändert wurde (ebenfalls um 4,17%), können Vergleiche zu numerischen Berechnungen, die z.B. von Fischer [Fischer 2004] durchgeführt worden sind, nur bedingt durchgeführt werden. Als Referenz können hier nur Berechnungen dienen, die mit gleichem Netz aber ohne angefügte Schlitzgeometrie erfolgten. Deshalb war es erforderlich, die Berechnung der Strömungsverhältnisse in 3 Etappen durchzuführen:

1. Numerische Simulation der Strömung der ersten eineinhalb Stufen des Verdichters ohne das Modell der Einblasung

Da das Modell des Verdichters gegenüber der Realmaschine verfälscht ist, war es erforderlich, mit Hilfe des ersten Modells einen Referenzzustand zu errechnen, der mit den experimentellen Daten und den numerischen Daten vorausgegangener numerischer Simulationen verglichen werden kann.

2. Numerische Simulation der Strömung der ersten eineinhalb Stufen des Verdichters mit dem Modell der Einblasung, jedoch ohne Einblasmassenstrom

Mit Hilfe des vollständigen Modells sollte zunächst festgestellt werden, welche Veränderungen sich durch die Installation der Einblasvorrichtung ergeben.

3. Numerische Simulation der Strömung der ersten eineinhalb Stufen des Verdichters mit dem Modell der Einblasung, mit Einblasmassenstrom

In dieser Etappe wurde der Einfluss der Einblasung numerisch untersucht. Von besonderem Interesse war dabei zum einen, wie stark die Einblasung die Leistung des Verdichters global beeinflusst. Zum anderen soll betrachtet werden, wie die Strömungsverhältnisse im Bereich der Einblasung lokal beeinflusst werden.

#### **7.4.2 Aufbau des Modells**

Das Modell für die numerische Untersuchung ist zusammengesetzt aus zwei Teilbereichen. Das sind der vordere Teilbereich des Verdichters und die Einblasvorrichtung:

### 7.4.2.1 Verdichter

#### 7.4.2.1.1 Aufbau

Das Modell des Verdichters ist in axialer Richtung zusammengesetzt aus einzelnen Blöcken für die Bereiche Einlauf, Vorleitrad, Laufrad 1, Leitrad 1 und Auslauf.

Für jeden der Bereiche ist jeweils eine Teilung modelliert. Ausnahme ist hierbei nur der Bereich von Laufrad 1 (s.o.). Da eine Einblastasche zwei nebeneinander angeordnete Schaufelkanäle beeinflusst, wurden hier 2 Teilungen modelliert, um so die Einflüsse der Einblasung durch eine ganze Einblastasche untersuchen zu können.

#### 7.4.2.1.2 Verbindung der Blöcke

Verbunden werden die einzelnen Blöcke mit Hilfe von Übergabebedingungen, die festlegen, in welcher Weise die Daten zwischen den Blöcken transferiert werden. Die Eintritts- und Austrittsblöcke sind jeweils über direkte Verbindungen an die Nachbarblöcke (Vorleitrad bzw. Leitrad 1) angekoppelt („Connection“). Hier werden die Daten zwischen den Blöcken zellweise, d.h. örtlich aufgelöst in jede Richtung übergeben. Die Kontaktflächen zwischen den benachbarten Blöcken (inkl. Zellarchitektur) sind bei beiden Blöcken identisch. In „fineTurbo“ können Ein- und Auslaufbereiche zusammen mit den benachbarten beschaufelten Blöcken gemeinsam modelliert und so der identische Aufbau der Kontaktflächen realisiert werden.

Die Ausmaße des Eintrittsbereichs entsprechen geometrisch exakt denen im Versuchsverdichter. Der Austrittsbereich ist in Bezug auf die Nabenkontur, die Kontur des Gehäuses und in Bezug auf die Länge identisch mit dem Bereich der zweiten Stufe. Lediglich die Beschaufelung der zweiten Stufe wurde weggelassen.

Der Bereich des ersten Laufrads unterscheidet sich von den übrigen Blöcken dadurch, dass im Laufrad die Drehzahl der Maschine relevant wird. Deshalb ist die Art der Datenübergabe zwischen den Blöcken von Laufrad 1 und benachbarten Blöcken anders als zwischen Blöcken gleicher Drehzahl. Hier stehen prinzipiell zwei unterschiedliche Möglichkeiten zur Verfügung. Diese sind:

**Frozen Rotor:** Bei dieser Methode werden die Daten in ähnlicher Weise zwischen den Blöcken übergeben, wie zwischen Blöcken gleicher Drehzahl. Dies entspricht einer Momentaufnahme mit fester Stellung zwischen Rotor und den benachbarten

Statoren, d.h. Effekte wie z.B. die Nachlaufdellen der vorausgehenden Schaufelkränze bleiben trotz der Relativbewegung zwischen Rotor und Stator ortsfest.

(full non matching) **Mixing Plane**: Beim Mixing Plane-Verfahren wird versucht, auch die Relativbewegung zwischen dem Rotor und den Statoren zu berücksichtigen, die bei der Frozen Rotor- Methode unberücksichtigt bleibt. Dies entspricht deutlich eher den stationären Verhältnissen in der realen Maschine, wie sie auch mit stationärer Messtechnik gemessen wird.

Da im Rahmen dieser Arbeit die stationären Verläufe in der Maschine numerisch untersucht wurden, kam hier die zweite beschriebene Form der Übergabe zwischen Blöcken mit unterschiedlichen Drehzahlen zum Einsatz.

#### 7.4.2.1.3 Netzauflösung

Der Aufbau des Netzes des Verdichtermodells entspricht weitgehend dem, das von Fischer [Fischer 2004] verwendet worden ist. Unterschiedlich ist jedoch die Auflösung im gehäusenahen Bereich des Verdichtermodells. Da besonders im gehäusenahen Bereich eine Beeinflussung der Strömung durch die Einblasung erwartet werden konnte, wurde in diesem Bereich das Netz stärker verfeinert.

<b>Block</b>	<b>Zellzahl</b>
Eintrittsbereich	25625
Vorleitrad	156825
Lauftrad 1	441441
Leitrad 1	156825
Austrittsbereich	23001

Tabelle 7.2: Aufbau des Verdichtermodells

## 7.4.2.2 Einblasung

### 7.4.2.2.1 Aufbau

Das Modell der Einblasung besteht aus einer einzelnen Einblastasche mit zwei röhrenförmigen Zuleitungen auf der einen Seite. Durch die wird die Einblasluft in die Tasche geleitet. Auf der anderen Seite befinden sich acht schlitzförmige Kanäle, durch die die Luft in den Verdichterringraum geleitet wird. Damit entspricht das Modell geometrisch einer von zwölf Einblastaschen, wie sie auch experimentell (Grundkonfiguration) untersucht wurden. Diese wurden jeweils in einzelnen Blöcken modelliert.

Aufgrund des nur geringen zur Verfügung stehenden Bauraums sind zum Teil starke Umlenkungen der Strömung in den Übergängen von den Zuleitungen in die Tasche und aus der Tasche in die Kanäle unvermeidbar. Um mögliche Ablösungen der Strömung detektieren und ihre Ausmaße sichtbar machen zu können, war ein sehr fein aufgelöstes Netz erforderlich.

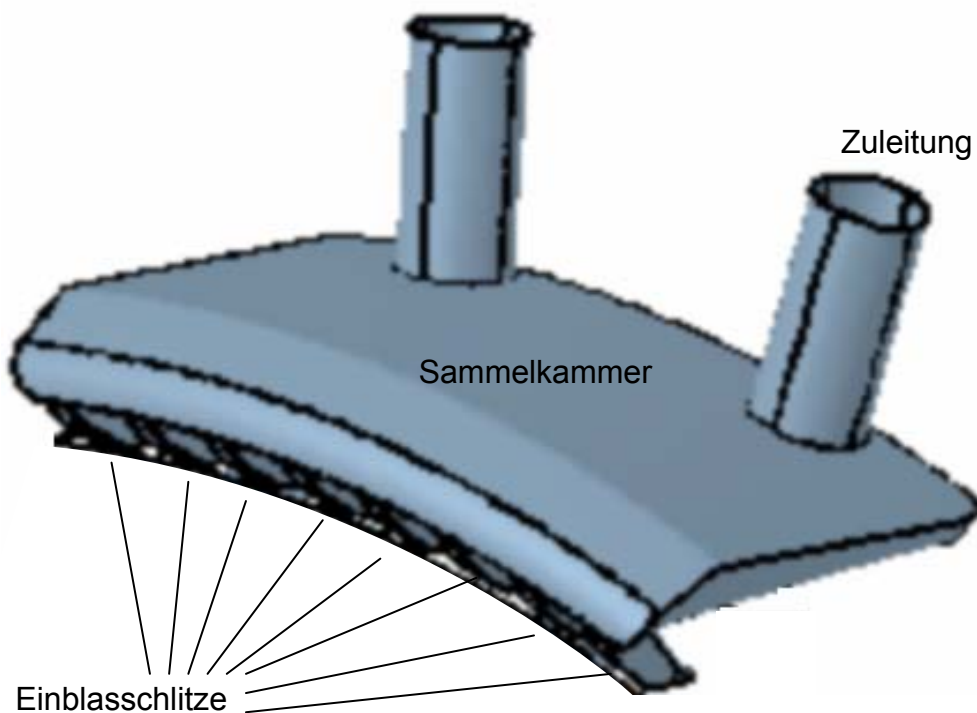


Bild 7.3: Modell einer Einblastasche



Zuleitung Bei der Zuleitung handelt es sich um zwei röhrenförmige Leitungsabschnitte mit kreisförmigem Querschnitt. Diese Kreisform machte den Einsatz eines Ausgleichsgitters (Butterfly) erforderlich (vgl. Bild 7.4). Da im Übergangsbereich zur Sammelkammer eine starke Umlenkung der Strömung erwartet wurde, wurde auch hier ein Butterfly-Block eingefügt.

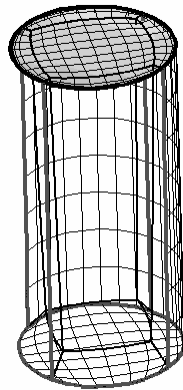


Bild 7.4: Zuleitung

Sammelkammer Wie im Übergang von der Zuleitung in die Sammelkammer wurde auch in der Sammelkammer selbst mit starken Umlenkungen der Strömung gerechnet. Ursache dafür ist zum einen, dass die Strömung von den zwei Zuleitungen auf insgesamt 8 Einblasschlitze aufgeteilt werden muss. Zum anderen muss der Einblasmassenstrom in der Sammelkammer in Gegenstromrichtung geführt und beim Übergang in die Einblasschlitze wieder zurück in Strömungsrichtung umgelenkt werden. Aus dem Grund war eine sehr feine Vernetzung der Sammelkammer erforderlich.

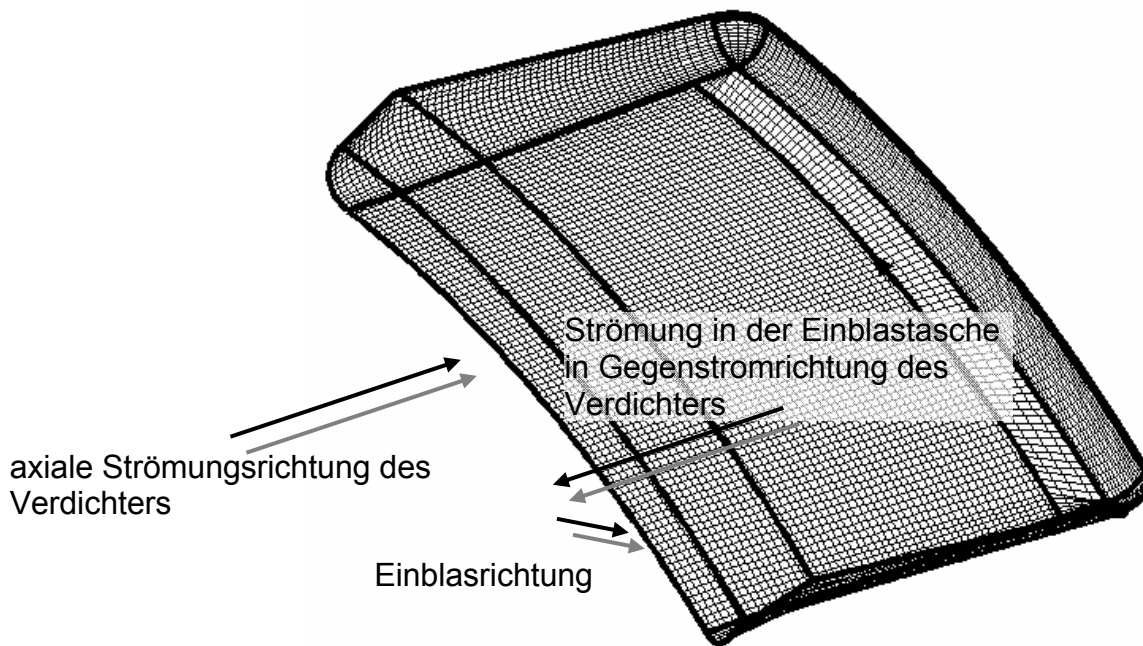


Bild 7.5: Sammelkammer/Einblastasche

**Einlassschlitze** Die Einlassschlitze verfügen in zwei Richtungen über runde Wandformen. Zum einen wird im oberen Bereich der Schlitze die Strömung der Einblasung stark umgelenkt. Hier ist der Umlenkradius im Minimum 0,5 mm (Bild 3.7, Bild 7.5, oben). Diese starke Krümmung hat in axialer Richtung eine sehr feine Auflösung der Schlitze von 49 Knoten in Strömungsrichtung erforderlich gemacht, um die Entstehung von negativen Zellen (Zellen mit negativem Volumen) zu verhindern. Die zweite Rundung geht entlang der Strömungsrichtung (Anhang, Bild A.3) und ist fertigungsbedingt (vgl. Anhang). Diese Rundung wurde ebenfalls durch Butterfly-Gitter aufgefangen.

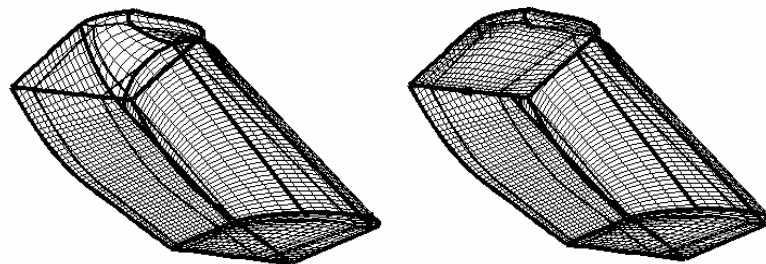


Bild 7.6: Einlassschlitz

Die Rundungen im Bereich der Einblasung führen zu einer Reduzierung unnötiger Strömungsverluste, die sich sonst in den Ecken ergäben. Darüber hinaus wird durch sie das Fräsen der Einblasgeometrie vereinfacht. Durch diese Rundungen wurde jedoch die Vernetzung des Modells teilweise unter Zuhilfenahme von Ausgleichsblöcken erforderlich (Butterfly-Netz). Andernfalls hätte sich eine starke Scherung der Gitterzellen im Krümmungsbereich ergeben. Dies hätte eine deutliche Verschlechterung der Netzqualität zur Folge gehabt.

#### 7.4.2.2.2 Verbindung der Blöcke

Die Verbindung der einzelnen Blöcke der Einblasung wurde nach der individuellen Modellierung über spezielle Übergabe-Randbedingungen zwischen den zu verbindenden Blöcken ermöglicht („full non-matching <connection> boundary condition“). Dabei wird vor der Berechnung mit dem Gesamtmodell die Kontaktfläche der aneinander grenzenden Blöcke errechnet. An dieser Transferfläche werden dann die Werte vom Netz des einen Blocks zellweise erfasst und für die Übergabe an die Zellen des benachbarten Blocks entsprechend interpoliert. Diese Methode geht zwar zu Lasten der benötigten Rechnerkapazität, ermöglicht jedoch Modelle, die sonst nicht oder nur mit erheblichem Mehraufwand bei der Modellerstellung möglich wären. Darüber hinaus sind so auch Veränderungen von Modellen durch Verschiebungen von Blöcken mit vertretbarem Aufwand möglich.

Die Verbindung zwischen dem Modell des Verdichters und dem der Einblasung wurde ebenfalls auf diese Weise realisiert. Dadurch wurden allerdings hier die Möglichkeiten bei der Einstellung der Übergabe der Daten zwischen den beiden Modellbereichen eingeschränkt. An der Übergabeschnittstelle zwischen dem Modellbereich der Einblasung im stehenden System des Gehäuses (Drehzahl  $n=0$ ) zum benachbarten Rotorblock, der ein rotierendes System abbildet ( $n=17000 \text{ min}^{-1}$ ), ist die „frozen rotor“-Einstellung erforderlich. Andernfalls wäre eine Übereinstimmung der Netzgeometrie an der Verbindungsstelle zwischen den beiden Blöcken erforderlich, die nur mit erheblichem Aufwand bei der Modellierung des Netzes für den Rotor möglich wäre. Bei der Betrachtung der Ergebnisse muss also darauf geachtet werden, dass in dem Bereich nur eine Momentaufnahme der Strömung gesehen werden kann.

### 7.4.2.2.3 Netzauflösung

Die hier beschriebene Netzgeometrie führte zu einer sehr hohen Zellzahl für den gesamten Bereich der Einblasung von insgesamt ca. 380500 Zellen. Diese teilen sich wie folgt auf:

Block	Zellzahl
Zuleitung	4374
Sammelkammer	78489
Einblasschlitz (8x)	36652

Tabelle 7.3: Zellaufbau der Einblasung

## 7.5 Randbedingungen

Die numerischen Untersuchungen wurden unter Bedingungen durchgeführt, die denen der experimentellen Untersuchungen entsprechen. So wurden die numerischen Rechnungen bei einer Drehzahl von  $17100 \text{ min}^{-1}$  durchgeführt. Dies entspricht 95% der Auslegungsdrehzahl des Versuchsverdichters. Diese Drehzahl wurde bereits in verschiedenen Untersuchungen am Versuchsverdichter als Referenzdrehzahl verwendet.

Der für die numerischen Berechnungen relevante Betriebszustand wurde über die Festlegung bestimmter Größen sowohl im Eintritt des Verdichters als auch im Austritt eingestellt. Im Eintritt wurden der stat. Eintrittsdruck und die Eintrittstemperatur verwendet und im Austritt der Totaldruck des Verdichters.

Der eingestellte Totaldruck im Eintritt des Verdichters entsprach dem, der in den experimentellen Untersuchungen im Verdichter ermittelt wurde. So wurde der ange-drosselte Zustand der Maschine, der zur Begrenzung der Leistung des Antriebsmotors im Versuchsstand erforderlich ist, in den Berechnungen berücksichtigt. Entsprechend betrug der Totaldruck im Eintritt des Verdichters  $6,12 \cdot 10^4 \text{ Pa}$ .

Die Übertragung der Eintrittstemperatur aus den experimentellen Daten auf die numerischen Untersuchungen war jedoch nicht eindeutig möglich, da die experimentel-

len Untersuchungen an unterschiedlichen Tagen und somit bei unterschiedlichen Umgebungstemperaturen durchgeführt worden waren. Somit wurde die Eintrittstemperatur auf einen Wert von 293,15 K ( $=20^{\circ}\text{C}$ ) gesetzt, da so ein Vergleich mit Berechnungen vorausgegangener Arbeiten erleichtert wurde.

Bei der Festlegung des eingesetzten Massenstroms für die Einblasung wurde im Eintritt in die Zuleitungskanäle der Durchtrittsmassenstrom direkt festgelegt. Die Temperatur wurde an dieser Stelle identisch gewählt wie im Verdichtereintritt. Dies ist mit den experimentellen Zuständen vergleichbar. Dort wurde für die Einblasung genau wie für den Verdichter selbst Umgebungsluft eingesetzt.

## 7.6 Ergebnisse

Im Folgenden werden an dieser Stelle die Ergebnisse der numerischen Untersuchungen vorgestellt. Dazu ist es im Vorfeld erforderlich zu zeigen, in wie weit die Ergebnisse der Numerik in der Lage sind, die tatsächlichen Vorgänge im Versuchsverdichter wiederzugeben. Dies wird demonstriert an den Auswirkungen der Einblasung auf den gesamten numerisch untersuchten Bereich des Verdichters.

Anschließend werden Ergebnisse dargestellt, die die lokalen Einflüsse der Einblasung auf die nähere Umgebung, d.h. den Blattspitzenbereich des ersten Laufrads zeigen sollen.

### 7.6.1 Auswirkungen auf den Gesamtverdichter

#### 7.6.1.1 Vergleich Referenz (Rechnung – Experiment)

Da bei der Modellierung des Verdichters deutliche Modifikationen von der realen Geometrie des Verdichters vorgenommen wurden, ist zunächst eine Untersuchung bezüglich der Frage erforderlich, ob bzw. wie stark diese Abweichungen im Modell die Berechnungsergebnisse verändern. Dazu wird ein Vergleich zwischen den Kennlinien von numerischer Berechnung und den experimentell erfassten Daten durchgeführt. Ein Vergleich der Wirkungsgradkennlinie der numerischen Berechnung mit dem

abgewandelten Modell und den Daten der durchgeführten Messungen am 4-stufigen Axialverdichter sind in Bild 7.7 dargestellt.

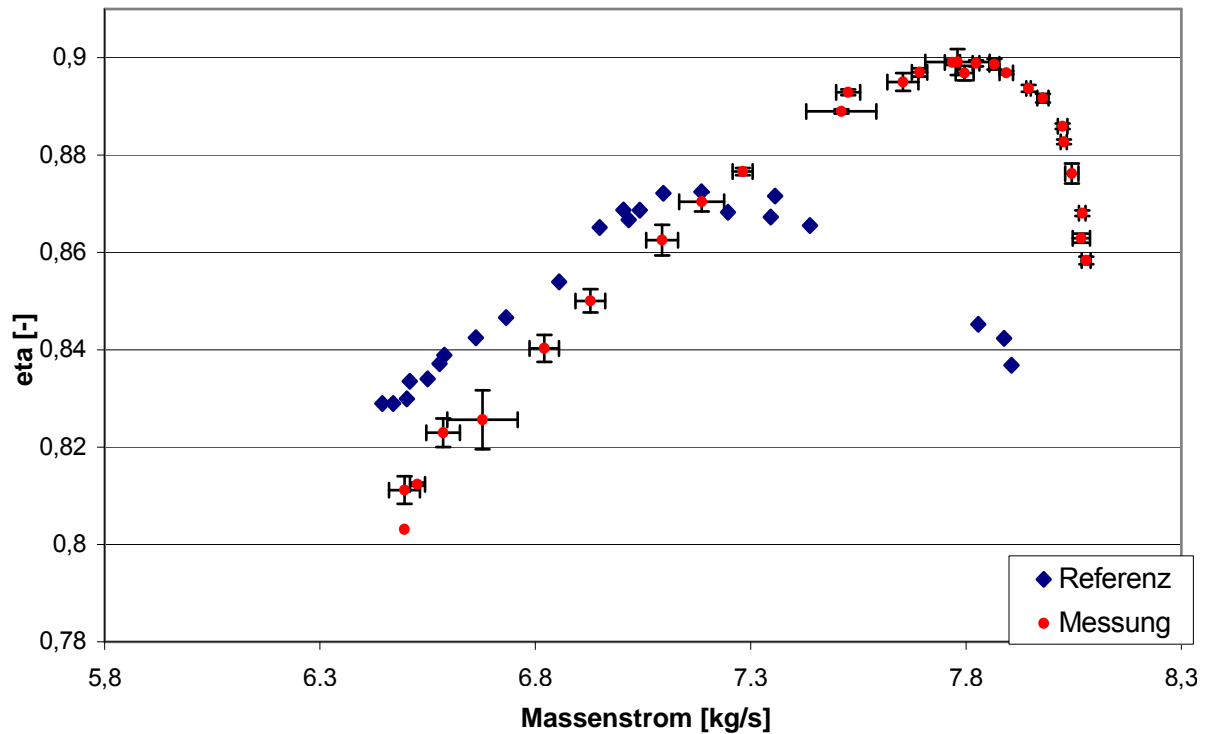


Bild 7.7: Vergleich der Berechnung mit numeca und den experimentellen Rohdaten

Hier ist deutlich erkennbar, dass die beiden Kennlinien Unterschiede zeigen. Einer der Unterschiede ist ein Massenstromunterschied von ca.  $0,3 \text{ kg/s}$ . Ursache dafür ist die Tatsache, dass entgegen der üblichen Vorgehensweise hier die Kennlinien nicht im reduzierten Zustand (vgl. Abschnitt 5.2) betrachtet wurden. Stattdessen wurde versucht, den realen Zustand des Verdichters mit der Berechnung bei ähnlichen Umgebungsparametern zu vergleichen. Da die Berechnungen jedoch vor den Messungen durchgeführt wurden, war die Anpassung der Umgebungsbedingungen an die entsprechenden Bedingungen während der Messungen mit dem erforderlichen Aufwand nicht mehr möglich. Werden jedoch die Daten der Messung entsprechend Gl. 5.11 und Gl. 5.12 auf die im Rahmen der Berechnungen angenommenen Umgebungsbedingungen angepasst, ergibt sich ein Vergleich, der in Bild 7.8 dargestellt ist. Hier zeigt sich, dass die beiden Kennlinien im Bereich mit positiver Steigung (hohe Belastung) gut übereinstimmen. Im Bereich geringer Belastung bis hin zu einem Massenstrom von ca.  $7,2 \text{ kg/s}$  weicht der Wirkungsgrad der Berechnungen jedoch deutlich von den gemessenen Daten ab. Darüber hinaus zeigt sich allerdings, dass die gerechnete Kennlinie deutlich früher die Stabilitätsgrenze erreicht als die gemessene.

sene. Diese Erkenntnis stimmt überein mit den Erkenntnissen, die von Fischer [Fischer 2004] veröffentlicht worden sind. Fischer weist darauf hin, dass die Ursache dafür die Verwendung des Turbulenzmodells von Baldwin und Lomax ist, denn durch dieses Turbulenzmodell wird eine zu hohe Schaufelbelastung im Blattspitzenbereich ermittelt. Darüber hinaus ist zu beachten, dass die numerischen Untersuchungen nur mit einer statt mit vier Stufen durchgeführt wurden, wie sie in den experimentellen Untersuchungen verwendet wurden. Insgesamt zeigen die Rechnungen allerdings trotz der deutlichen Unterschiede in der Zahl der Stufen speziell im Bereich hoher Belastung sehr gute Übereinstimmung. Da die Ergebnisse speziell in diesem Bereich von Interesse sind, ist eine Vergleichbarkeit von Rechnung und Experiment gegeben.

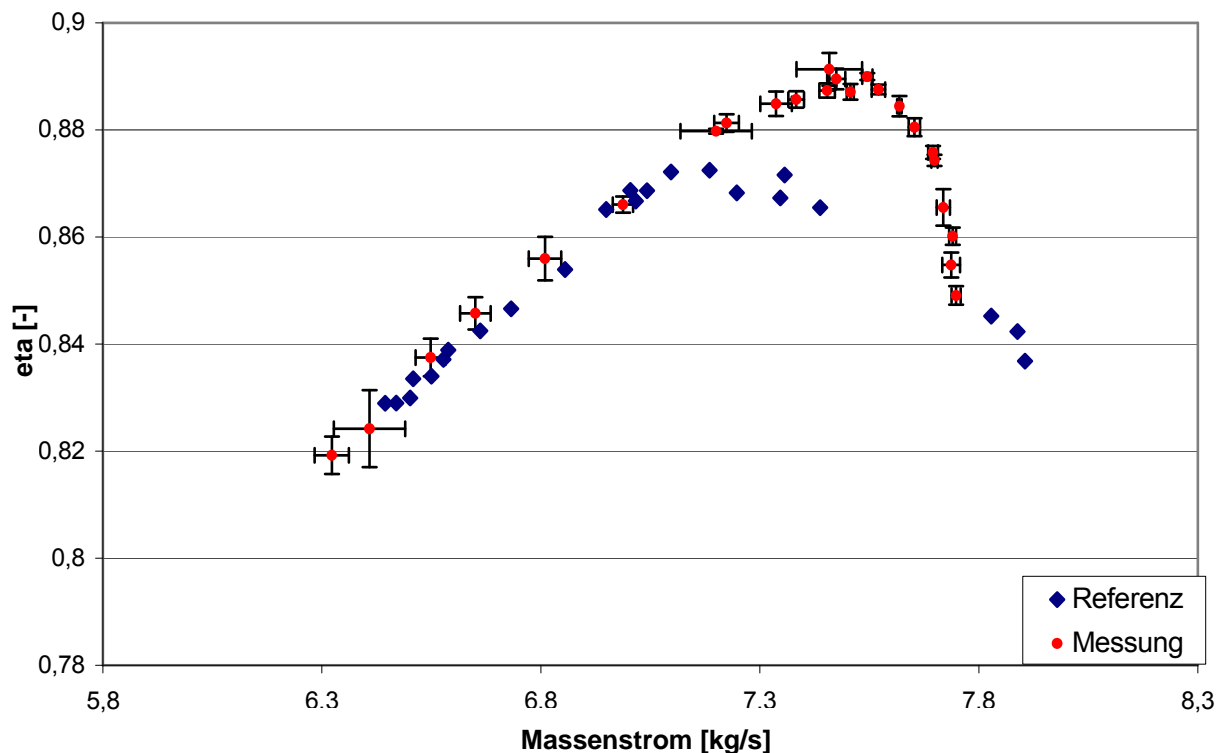


Bild 7.8: Vergleich der Berechnung mit numeca mit den experimentellen Daten – temperaturkorrigiert

Ein Vergleich mit den Daten, die von Fischer veröffentlicht worden sind [Fischer 2004] zeigt jedoch erstaunliche Unterschiede. Zum einen wird die Verdichterinstabilität bei Fischers Untersuchungen deutlich früher erreicht als bei den hier durchgeführten Untersuchungen. Zum anderen ermittelt Fischer aber auch eine deutliche Überhöhung des berechneten Wirkungsgrades jenseits des Betriebspunktes mit dem bes-

ten Wirkungsgrad. Diese Phänomene konnten aber im Rahmen dieser Untersuchungen nicht reproduziert werden. Ursache muss wohl sein, dass im Rahmen dieser Untersuchungen nur mit einer Stufe gearbeitet worden ist anstatt der gesamten vier Stufen des realen Versuchsverdichters. Die Ursachen für das oben angesprochene Problem müssen also in den übrigen Stufen zu finden sein, bzw. in den Wechselwirkungen der ersten Stufe mit den übrigen Stufen.

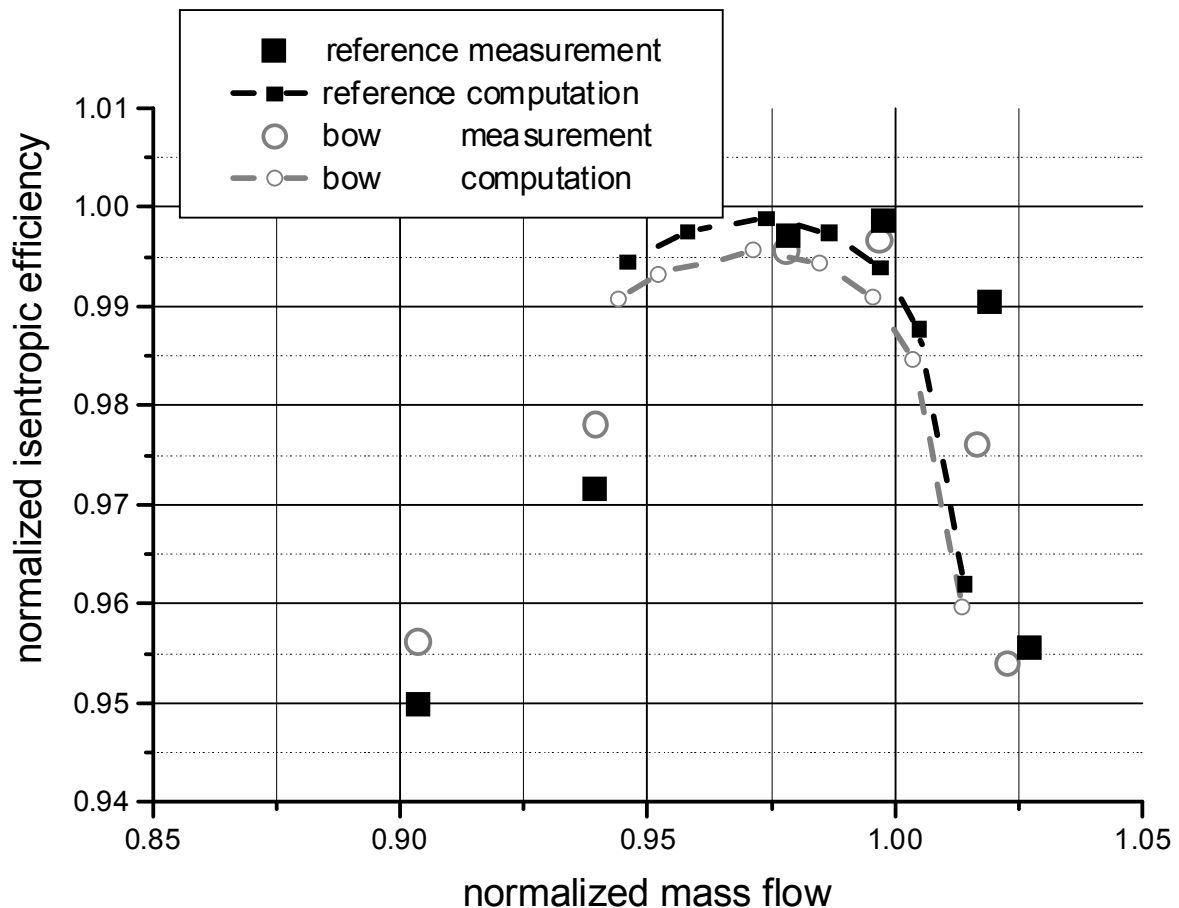


Bild 7.9: Wirkungsgradverläufe, Vergleich zwischen Numerik und Experiment nach Fischer [Fischer 2004]

### 7.6.1.2 Vergleich Rechnung - Experiment

Dieser Vergleich ist in Form von mehreren Kennlinien in Bild 7.10 dargestellt. Hier sind zusätzlich zum numerischen und zum experimentellen Referenzzustand die Daten zweier weiterer berechneter Zustände des Versuchsverdichters gezeigt. Diese Zustände wurden berechnet um die Auswirkungen der Modifikation des Versuchsverdichters numerisch zu analysieren. Im Gegensatz zu den experimentellen Untersu-



chungen zeigen sich in den numerischen Daten jedoch deutliche Änderungen gegenüber dem Referenzzustand ohne Einbauten zur Stabilisierung der gehäusenahen Strömung.

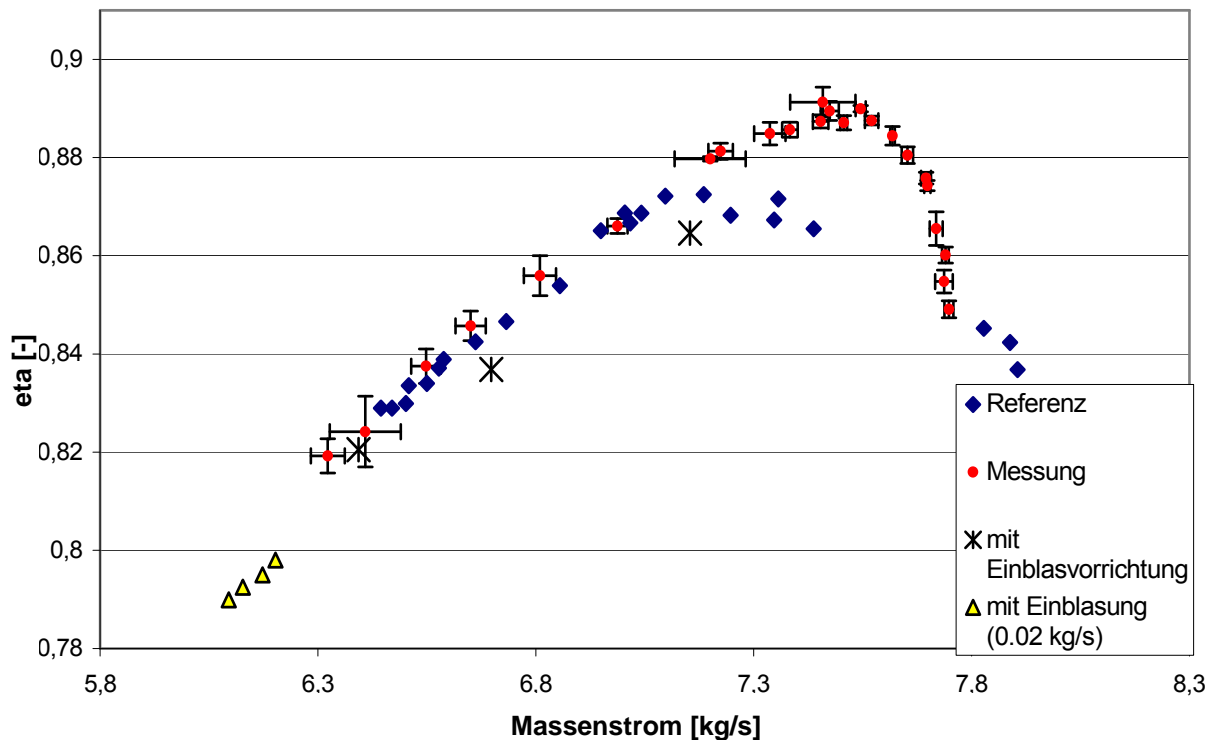


Bild 7.10: Vergleich der Berechnungen mit numeca mit Einsatz von Einblasluft mit den experimentellen Daten - temperaturkorrigiert

So zeigt ein Vergleich der Referenzdaten ( $\blacklozenge$ ) mit denen des Verdichters mit zusätzlichen Einbauten jedoch ohne Einsatz von Einblasmassenstrom ( $*$ ) einen Rückgang des Wirkungsgrades von beinahe einem Prozentpunkt. Dieser Verlust ist zurückzuführen auf Wirbelverluste, die sich im Bereich der Einblasschlitze zeigen, wenn eine Einblasung durch diese Schlitze nicht stattfindet (vgl. Bild 7.11).

Die Daten der Berechnungen des Verdichters mit eingesetztem Einblasmassenstrom zeigen einen Verlauf der Wirkungsgradlinie, der mit dem der Referenzlinie gut übereinstimmt. Hier zeigt sich allerdings eine deutliche Verschiebung der Stabilitätsgrenze des Verdichters hin zu niedrigeren Verdichtermassenströmen. Die Verschiebung geht sogar über die experimentell ermittelte Stabilitätsgrenze des Versuchsverdichters im Referenzzustand hinaus. Dies steht im Gegensatz zu den Ergebnissen, die sich aus den experimentellen Untersuchungen ergeben haben (vgl. Abschnitt 3.2).

Ursache dafür dürften die zu groß berechneten Einflüsse der Schaufelbelastung im Blattspitzenbereich durch das Baldwin-Lomax Turbulenzmodell sein.

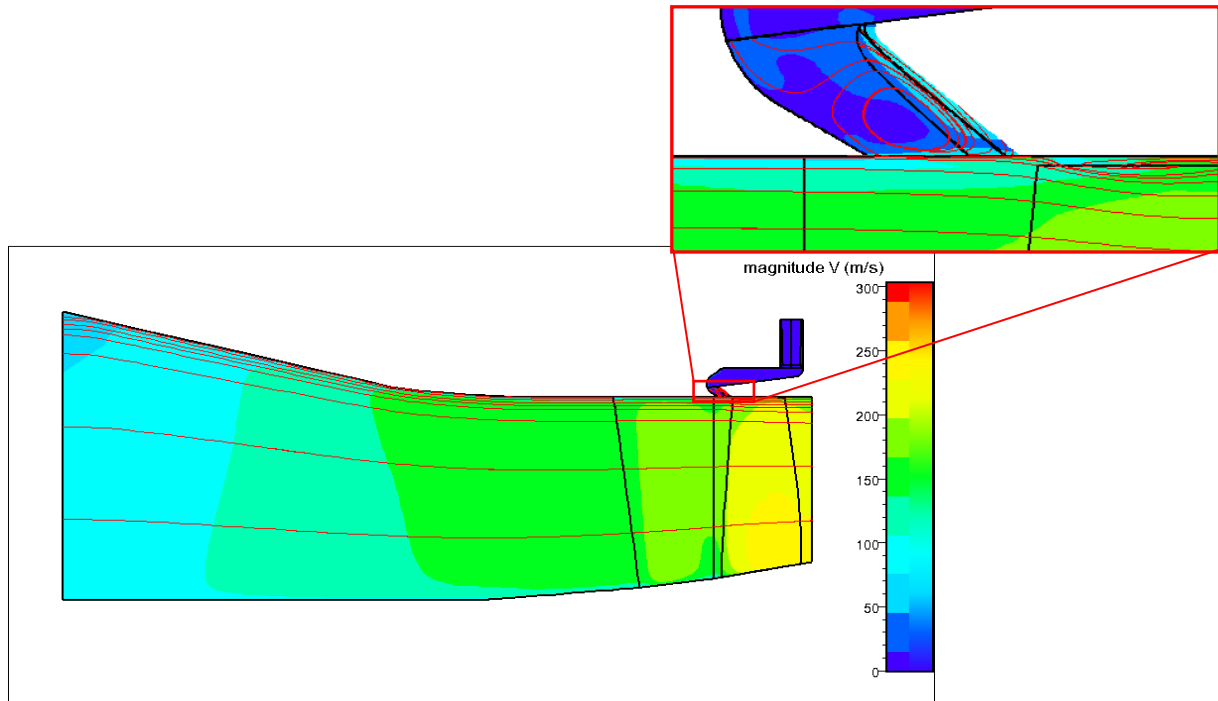


Bild 7.11: Wirbel in Schlitzen bei eingebauter Einblasung ohne Einsatz von Einblasmassenstrom

Insgesamt zeigen die Vergleiche zwischen den experimentellen und den numerischen Untersuchungen speziell im Arbeitsbereich hoher Belastung gute Übereinstimmung. Somit kann geschlossen werden, dass die numerisch ermittelten Ergebnisse die in der Maschine tatsächlich auftretenden Bedingungen gut wiedergeben.

### 7.6.2 Lokale Effekte

Im Folgenden soll gezeigt werden, welche Auswirkungen die Installation der Einblasung auf die Strömung im Verdichter hat. Betrachtet werden dabei nur die **lokalen** Strömungsverhältnisse im Bereich der Blattspitze des ersten Laufrades. Das ist die Stelle, an der die Einblasung von Fremdluft in den Verdichter stattfindet.

Dazu muss zunächst eine Klärung der Strömungsvorgänge im Verdichter ohne Einbauten zur Einblasung von Fremdluft stattfinden:

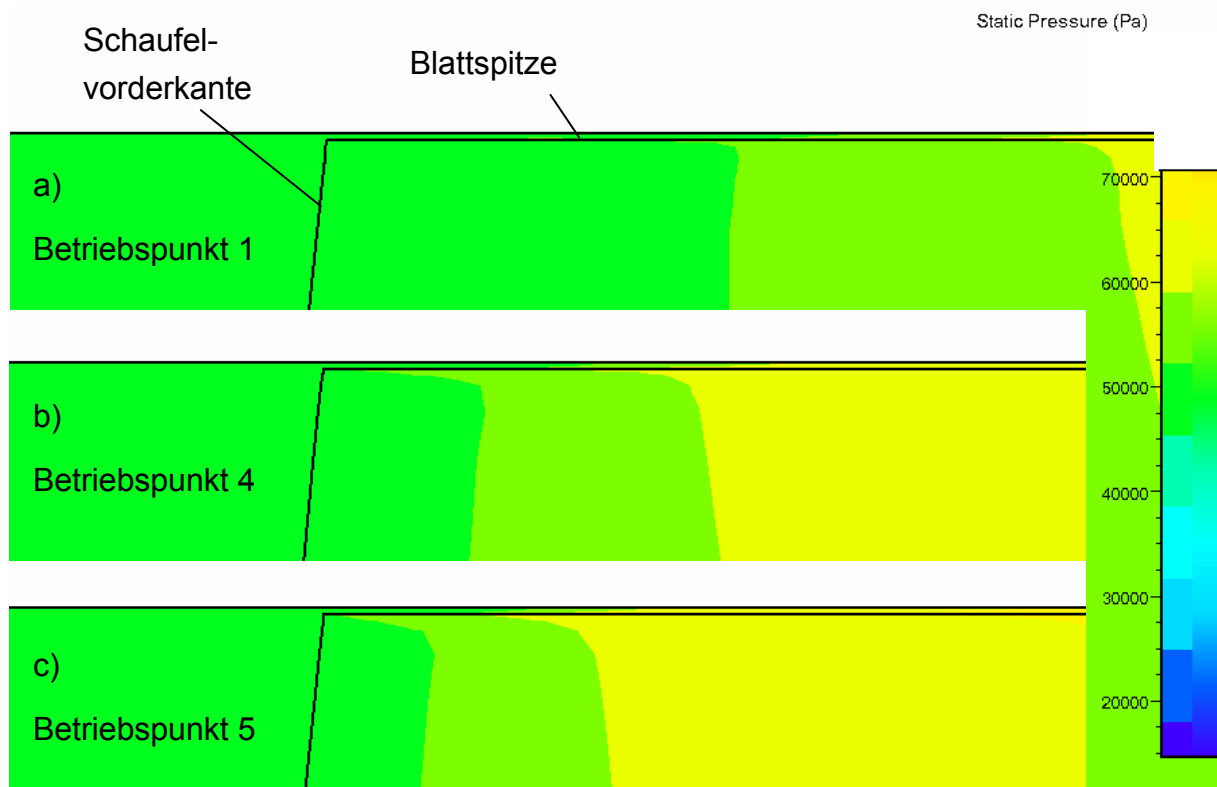


Bild 7.12: Blattspitze von Laufrad 1 bei niedriger (a), hoher (b) und sehr hoher (c) Belastung

In Bild 7.12 ist der Blattspitzenbereich des ersten Laufrades gezeigt. Darin ist der statische Druck an den Betriebspunkten 1, 4 und 5 in umfangsgemittelter Form dargestellt (vgl. Anhang). Es zeigt sich, dass mit steigender Belastung der statische Druck im Bereich der Schaufel erwartungsgemäß immer schneller ansteigt. Unmittelbar an der Blattspitze ist ein schnellerer Anstieg des statischen Drucks zu beobachten, als im Bereich darunter. Dies zeigt sich bereits im Bereich geringer Belastung, nimmt mit steigender Belastung sowohl in axialer Richtung als auch in radialer Richtung zu. Ursache dafür ist eine Rückströmung des bereits verdichteten Fluids im Bereich des Radialspalts. Diese nimmt mit steigendem Druckgefälle über der Schaufel in axialer Richtung ebenfalls zu.

Aus dieser Rückströmung ergibt sich ein Wirbel über den Blattspitzenbereich. Dieser ist in Bild 7.13 für einen Betriebspunkt in der Nähe der Stabilitätsgrenze (Betriebspunkt 5) gezeigt.

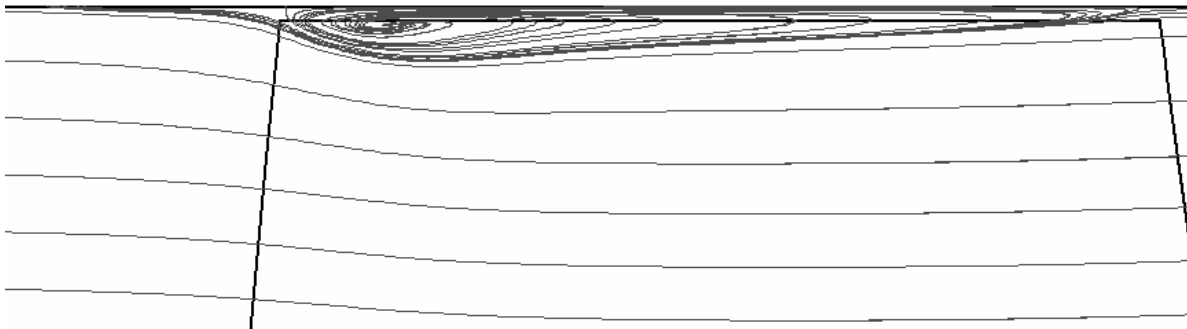


Bild 7.13: Blattspitzenwirbeln in Laufrad 1 bei sehr hoher Belastung (Betriebspunkt 5)

Hier zeigt sich deutlich, dass der Wirbel sich über den größten Teil der Sehnenlänge der Schaufel erstreckt. Dies entspricht den Beobachtungen, die bereits von verschiedenen anderen gemacht worden sind (vgl. z.B. [Saathoff und Stark 2000]).

Da die Einblasung nur im hoch belasteten Betriebszustand des Axialverdichters von Bedeutung ist, werden die übrigen Betriebszustände im Weiteren nicht berücksichtigt.

Im Folgenden soll gezeigt werden, welchen Einfluss die hier eingesetzte Vorrichtung zur Einblasung von Fremdluft auf die lokale Strömung im Versuchsverdichter hat.

In den folgenden Bildern, die zur Verdeutlichung der lokalen Effekte herangezogen werden, sind jeweils mehrere Größen gleichzeitig dargestellt. Die Färbung im Hintergrund zeigt die radiale Absolutgeschwindigkeit  $v_r$ . Hier zeigen die dunklen Felder im Bereich der Vorderkante der Laufschaufel negative Werte und somit eine Strömung in Nabenrichtung. Darüber sind in ausgewählten Linien mit konstantem Radius die Relativgeschwindigkeiten ( $W_{xyz}$ ) in Form von Vektoren dargestellt. Die Absolutwerte für die Geschwindigkeiten dieser Vektoren können auf der nebenstehenden Skala abgelesen werden. Als drittes sind in Form von Strömungslinien die Blattspitzenwirbel dargestellt.

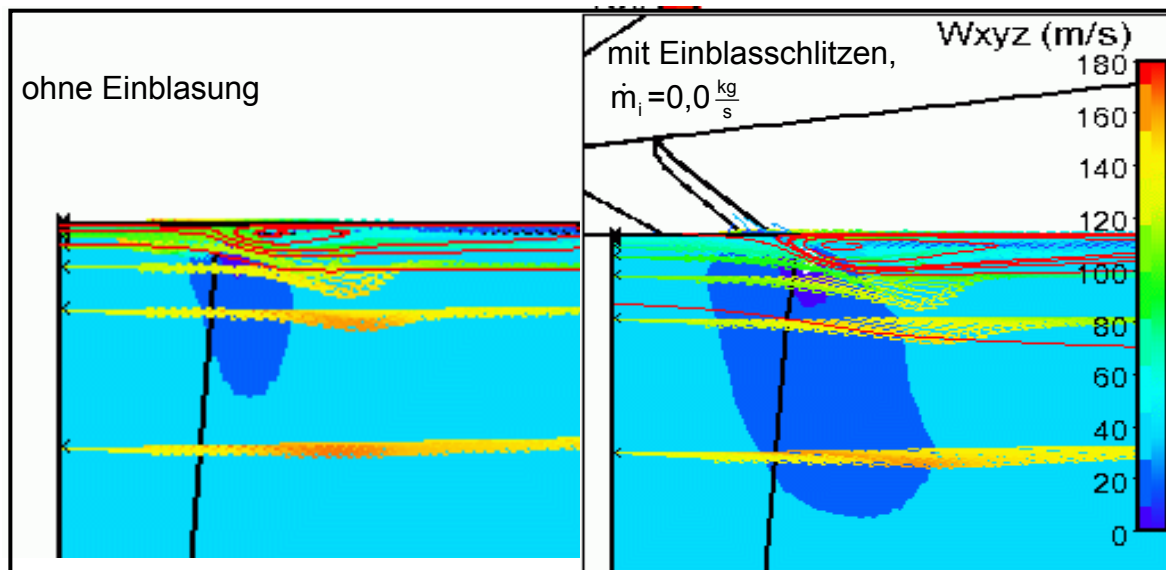


Bild 7.14: Einfluss der Einblasvorrichtung auf die Strömung im Bereich des ersten Laufrads

Bild 7.14 zeigt den direkten Vergleich der unbeeinflussten Strömung mit der, die ausschließlich durch den Einbau der Einblasvorrichtung verändert wird. Es ist deutlich zu erkennen, dass durch die Einblasvorrichtung die Strömung im Bereich der Schaufelvorderkante in Nabenrichtung gelenkt wird. Außerdem verringert sich die Strömungsgeschwindigkeit leicht. Daraus ergibt sich eine Vergrößerung des Blattspitzenwirbels. Ursächlich dafür ist die Ausbildung eines Wirbels im Bereich der Einblasschlitz, wie er in Bild 7.11 zu sehen ist. Auch die Form des Wirbels wird durch die Einblasvorrichtung verändert. Der Wirbel zeigt im Fall der eingebauten Einblasvorrichtung im vorderen Bereich eine in Nabenrichtung abgeschrägte Form.

Wird ein geringer Einblasmassenstrom ( $\ll 1\%$ ) eingesetzt (Bild 7.15), so kann zunächst keine deutliche Veränderung des Strömungsfeldes durch den Einsatz der zusätzlichen Fremdluft beobachtet werden. Die Untersuchungen mit geringen Einblasmengen waren durchgeführt worden, um zu ermitteln, welche Einblasmengen erforderlich sind, um die Einbußen im Wirkungsgrad aufzuheben, die sich aus der Installation der Einblasvorrichtung ergeben.

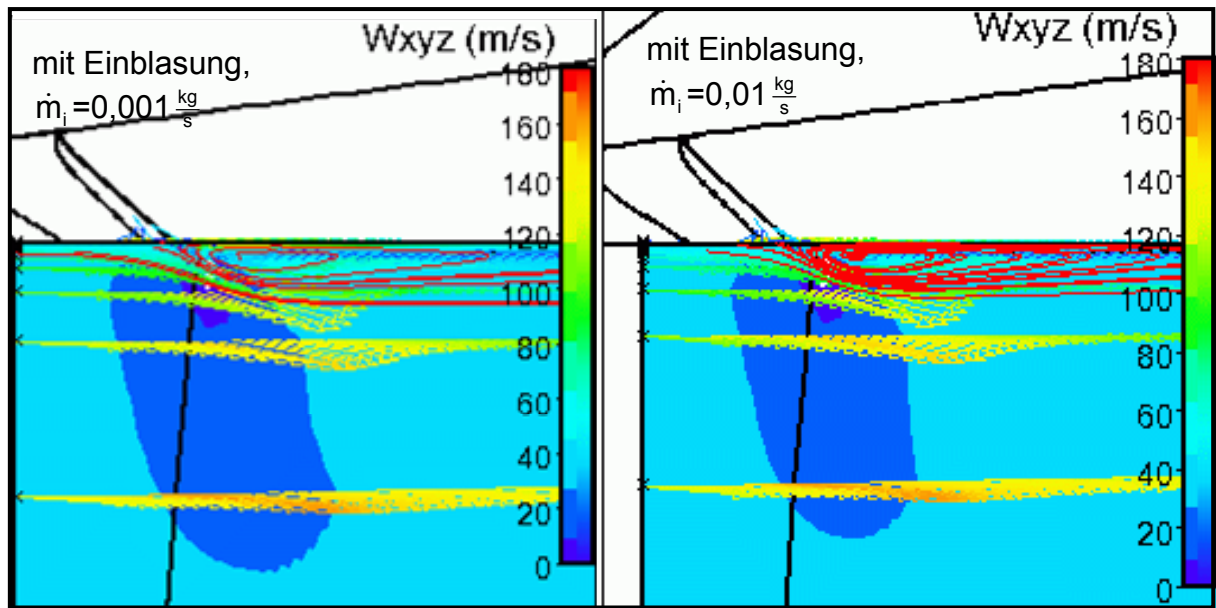


Bild 7.15: Einfluss der Einblasvorrichtung beim Einsatz geringer Einblasmengen

Erst beim Einsatz deutlich größerer Mengen von Einblasluft (>0,5% Verdichtermassenstrom) ist eine positive Beeinflussung der Verdichterströmung erkennbar (Bild 7.16). Hier zeigt sich deutlich eine Verdrängung des Blattspitzenwirbels in axialer Richtung. Darüber hinaus wird der Wirbel in seiner radialen Ausdehnung deutlich ein-

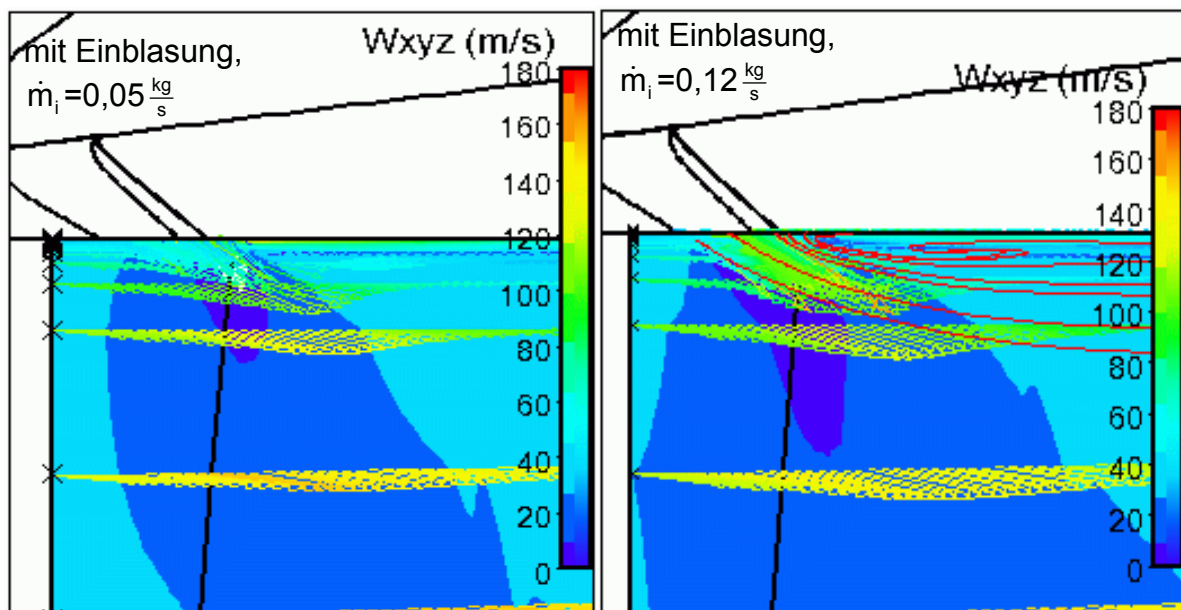


Bild 7.16: Einfluss der Einblasvorrichtung bei hohen Einblasmengen

geschnürt und somit die Verlustmechanismen, die mit diesem Wirbel zusammenhängen, unterdrückt. Darüber hinaus zeigt sich eine deutliche Vergrößerung des Gebiets, in dem das Verdichterfluid in Nabenrichtung strömt. Bild 7.17 zeigt den Blattspitzenwirbel in seiner Ausdehnung in Umfangsrichtung. Hier zeigt sich, dass die Einblasung besonders im zentralen Bereich des Strömungskanals zwischen den Schaufeln des Laufrads in den Strömungskanal drückt. Zu den Schaufeln hin nimmt die Auswirkung der Einblasung hingegen deutlich ab.

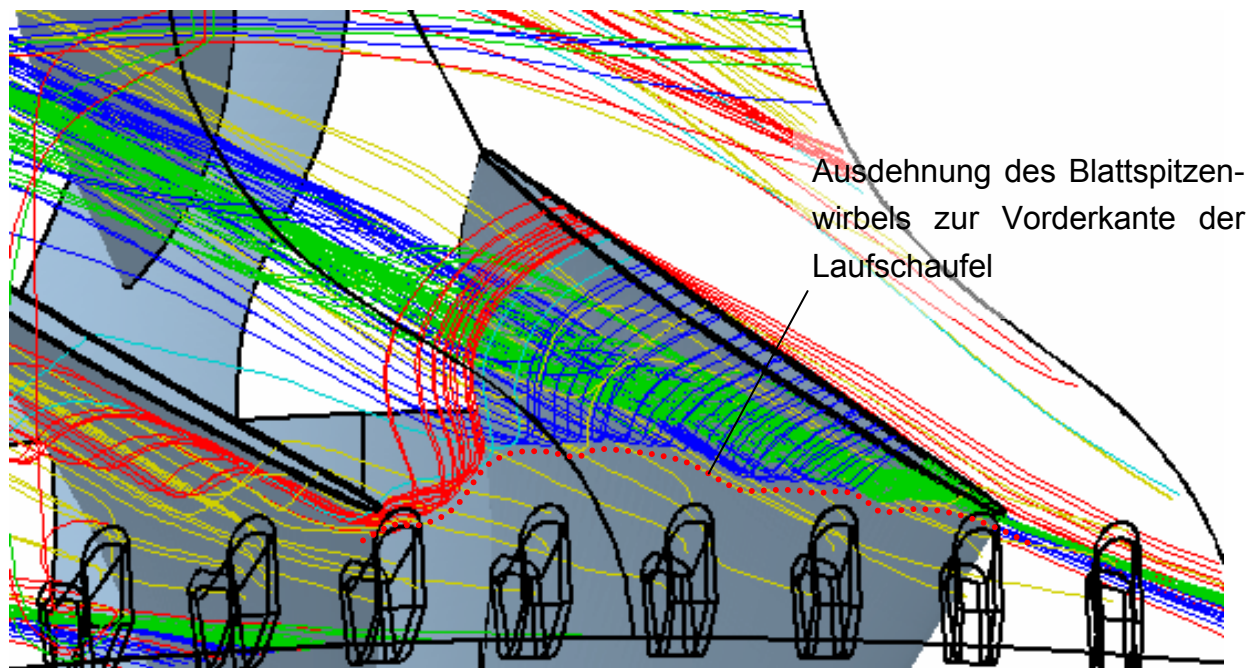


Bild 7.17: Blattspitzenwirbel bei sehr hoher aerodynamischer Belastung (kurz vor Rotating Stall)

## 8 Zusammenfassung

Mit dem Ziel der aktiven Beeinflussung der Stabilitätsgrenze wurde für den 4-stufigen Axialverdichter des Instituts für Strömungsmaschinen der Universität Hannover eine Vorrichtung zur kontinuierlichen Einblasung von Zusatzluft im kritischen Bereich des ersten Laufrades der Verdichterbeschaufelung entwickelt. Eine gute Übertragbarkeit dieser Vorrichtung auf industriell genutzte Verdichter war dabei ein besonderes Ziel. Aus dem Grund wurde eine nicht invasive Vorrichtung konzipiert, da in industriell genutzten Maschinen aus Platz-, Belastungs- und Wirtschaftlichkeitsgründen invasive Methoden nicht sinnvoll sind.

Die Auslegung der Einblasvorrichtung unterlag der Prämisse, dass die Instabilität des Verdichters durch ein lokales Impulsdefizit der Verdichterströmung hervorgerufen wird. Deshalb wurde eine Vorrichtung zur Einblasung von Fremdluft entwickelt, die dieses Impulsdefizit lokal auffüllt und so den Verdichter stabil hält. Bei der Auslegung wurden 1-dimensionale Berechnungen anhand vorhandener Messdaten sowie numerische 2D-Untersuchungen zur Bestätigung der ermittelten Auslegungsdaten eingesetzt.

Die so konzipierte Vorrichtung wurde anschließend im Versuchsverdichter mit dem Ziel vermessen, mit Hilfe unterschiedlicher Einblasstrategien und konstruktiver Varianten eine Vorrichtung zu erhalten, die eine möglichst große Ausweitung des Arbeitsbereichs des Verdichters hin zu geringen Massenströmen erzielt.

Die Messungen am Verdichter mit eingebauter Einblasvorrichtung zeigten auch ohne Einblasung von Fremdluft keine negativen Einflüsse der Vorrichtung auf den Druckaufbau sowie den Wirkungsgrad des Verdichters. Ergebnis der Stabilitätsuntersuchungen war bei den verschiedenen getesteten Varianten eine Ausweitung des Kennfelds, die überproportional zum eingesetzten Fremdluftmassenstrom war. Die Größenordnungen der Erweiterung des Verdichterarbeitsbereichs waren jedoch so gering, dass die Ergebnisse teilweise nicht über den Konfidenzbereich der Stabilitätsgrenze des unbeeinflussten Verdichters hinaus kamen. Diese Messergebnisse stehen im Widerspruch zu den zunächst numerisch ermittelten Einflüssen, die eine Erweiterung des Arbeitsbereichs des Verdichters von 2,4% des letzten gemessenen



bzw. 5,5% des letzten berechneten stabilen Massenstroms hin zu geringeren Massenströmen vorhersagen.

Als Ursache für diese geringfügige Beeinflussung wird eine akustische Resonanz im vorderen Bereich des Verdichters gesehen. Durch die Kombination der Schaufelzahlen in den Rotoren 1 und 2 sowie dem Stator 1 ergeben sich drei über den Umfang des Verdichters symmetrisch verteilte Stellen im Bereich der 1. Stufe, die einen vergrößerten Widerstand für die Strömung ergeben. Diese Stellen erstrecken sich über die vollständige Kanalhöhe und drehen sich relativ zum Rotor. Sie weisen im Absolutsystem eine Drehfrequenz von  $10/23$  der Rotordrehfrequenz auf. Störungen mit dieser Schwingungsfrequenz erhalten dadurch die Möglichkeit sich zu entwickeln und so als Modalwellen den Rotating Stall im Verdichter zu initiieren. Modalwellen mit dieser Frequenz konnten als Vorläufer des Rotating Stall bei verschiedenen Drehzahlen des Verdichters nachgewiesen werden. Da diese Modalwellen sich über den ganzen Schaufelkanal erstrecken, kann eine Einblasung, die Ursachen im Blattspitzenbereich bekämpft, die Entwicklung von Rotating Stall im Versuchsverdichter nicht wirkungsvoll behindern. Hier wäre stattdessen eine Veränderung der Auslegung des Verdichters mit modifizierten Schaufelzahlen erforderlich, um gegebenenfalls experimentelle Erfolge der Einblasung zu ermöglichen.

---

## Literaturverzeichnis

- Adamczyk, J. J.     Aerodynamic Analysis of Multistage Turbomachinery Flows in  
(1999)             Support of Aerodynamic Design  
ASME-Paper 99-GT-80  
Indianapolis 1999
- Adamczyk, J. J.,     The Role of Tip Clearance in High-Speed Fan Stall  
Celestina, M. L.,     Transactions of the ASME, Vol. 115  
Greitzer, E. M.       Jan. 1993  
(1993)
- Akhlaghi, M.,         Effects of a Vane-Recessed Tubular-Passage Passive Stall Con-  
Elder, R. L.,             trol Technique on a Multistage Low-Speed Axial-Flow Compres-  
Ramsden, K. W.         sor: Results of Tests on the First Stage with the Rear Stages Re-  
(2003)             moved  
Proceedings of ASME Turbo Expo, Paper-No. GT2003-38301  
Atlanta 2003
- Baldwin, B.S.,         Thin-layer approximation and algebraic model for separated tur-  
Lomax, H.             bulent flows  
(1978)             AIAA paper 78-257  
1978

- 
- Behnken, R. L.      Nonlinear Control and Modelling of Rotating Stall in an Axial Flow  
(1997)              Compressor  
Dissertation, California Institute of Technology  
1997
- Beitz, W.,            Dubbel – Technisches Taschenbuch für den Maschinenbau, 20.  
Grote, K.-J.        Auflage  
(2001)              Berlin: Springer Verlag 2001
- Bøhagen, B.,        On Active Surge Control of compressors using a mass flow ob-  
Gravdahl, J. T.     server  
(2002)              Proceedings of the 41st IEEE Conference on Decision and Con-  
                          trol  
Las Vegas, December 2002
- Braun, M.,           Stationäres und instationäres Verhalten verschiedener Typen von  
Rieß, W.            Strömungsmesssonden in instationärer Strömung  
(2002)              Abschlussbericht DFG- Normalverfahren Ri 375/13-1  
<http://edok01.tib.uni-hannover.de/edoks/e01fn02/363563644.pdf>  
Hannover 2002
- Camp, T.R.,        A Study of Spike and Modal Stall Phenomena in a Low-Speed  
Day, I.J.            Axial Compressor  
(1998)              ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 120, S. 393-401  
1998
- D'Andrea, R.,      Active Control of an Axial Flow Compressor via Pulsed Air Injec-  
Behnken, R. L.,    tion  
Murray, R. M.     ASME Journal of Turbomachinery  
(1996)              1996

- 
- Day, I. J.                      Active Suppression of Rotating Stall and Surge in Axial Compressors  
(1993)                              Transactions of the ASME, Vol. 115, S. 40-47  
Jan. 1993
- Day, I. J.                      Stall Inception in Axial Flow Compressors  
(1993)                              Transactions of the ASME, Vol. 115,  
Jan. 1993
- Demargne, A.A.J.,            The Aerodynamic Interaction of Stator Shroud Leakage and  
Longley, J.P.                      Mainstream Flows in Compressors  
(2000)                              Proceedings of ASME Turbo Expo  
München 2000
- DIN 1952                      Durchflussmessung mit Blenden, Düsen und Venturirohren in voll  
(1982)                              durchströmten Rohren mit Kreisquerschnitt,  
Deutsches Institut für Normung, 1982
- Escuret, J. F.,                Stall Inception Measurements in a High-Speed Multistage Compressor  
Garnier, V.                              Transactions of the ASME, Vol. 118,  
(1996)                              Okt. 1996
- Fischer, Axel                      Untersuchung hochbelasteter Bow-Statoren in einem mehrstufigen Axialverdichter  
(2004)                              Dissertation, Universität Hannover  
2004
- Frechette, L.G.                Tailored Structural Design and Aeromechanical Control of Axial  
McGee, O.G.,                      Compressor Stall – Part II: Evaluation and Approaches  
Graf, M.B.                              Proceedings of ASME Turbo Expo, Paper-No. GT2003-38976  
(2003)                              Atlanta 2003

- Freeman, C.,  
Wilson, A. G.,  
Day, I. J.,  
Swinbanks, M. A.  
(1998) Experiments in Active Control of Stall on an Aeroengine Gas Turbine  
Transactions of the ASME, Vol. 120,  
Okt. 1998
- Ghila, A.,  
Tourlidakis, A.  
(2001) Computational Analysis of Passive Stall Delay through Vaned Recess Treatment  
Proceedings of ASME TURBO EXPO, Paper-No. 2001-GT-0342  
2001
- Grauer, F.  
(1999) Entwicklung einer Pumpgrenzwarnung für mehrstufige Verdichter  
Dissertation  
VDI-Verlag  
Düsseldorf, 1999
- Gravdahl, J. T.,  
Egeland, O.  
(1999) Compressor Surge and Rotating Stall, Modelling and Control  
Advances in Industrial Control  
London: Springer Verlag, 1999
- Greitzer,  
(1979) Surge and Rotating Stall in Axial Flow Compressors: Part I -  
Theoretical Compression System Model.  
ASME Journal for Engineering for Power, Vol.98  
1976
- Hellmich, B.,  
Seume, J.  
(2004) Acoustic Resonance in A Four-Stage High-Speed Axial Compressor  
Proceedings of the 10<sup>th</sup> International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery (ISROMAC)  
Honolulu, März 2004

- Hellmich, B.,  
Braun, M.  
Fischer, A.,  
Seume, J.  
(2003)
- Observations on the Casual Relationship Between Blade Count and Developing Rotating Stall in a Four-Stage Axial Compressor  
Proceedings of the Fifth European Conference on Turbomachinery Fluid Dynamics and Thermodynamics  
Prag, März 2003
- Hellmich, B.,  
Fischer, A.,  
Reißner, A.,  
Runkel, J.,  
Seume, J.  
(2002)
- Estimation of the Rotating Stall Frequency from Rotor Frequency and Common Blade Number Integer Fractions in a Four Stage Axial Compressor  
Sixth International Conference on Rotor Dynamics  
Sydney, 2002
- Inoue, M.,  
Kuroumaru, M.,  
Ando, Y.  
(1993)
- Pressure Fluctuations on Casing Wall of Isolated Axial Compressor Rotors at Low Flow Rate  
Transactions of the ASME, Vol. 115  
Jan. 1993
- Inoue, M.,  
Kuroumaru, M.,  
Yoshida S.,  
Furukawa M.  
(2001)
- Short and Long Length-Scale Disturbances Leading to Rotating Stall in an Axial Compressor Stage with Different Stator/Rotor Gaps  
Proceedings of ASME Turbo Expo  
New Orleans 2001
- Joo, H. S.,  
Song S. J.  
(2003)
- Flow in a High Speed Compressor Due to Axisymmetric Tip Clearance  
Proceedings of the International Gas Turbine Congress,  
Paper-No. TS-051  
Tokyo 2003

- 
- Kang, J.-S.,  
Kang S.-H.  
(2001) Stall Inception in a High-Speed Centrifugal Compressor  
Proceedings of ASME Turbo Expo  
New Orleans 2001
- Katz, Martin  
(2002) Aktive Unterdrückung von Rotating Stall in einem Axialverdichter  
mit pulsierender Lufteinblasung  
Dissertation, TU Darmstadt  
2002
- Levy Y.,  
Pismenny J.,  
Reißner A.,  
Riess W.  
(2001) Relationship between Frequencies of Pressure Oscillations and  
Rotor Speed under Established Rotating Stall in Axial Compressors  
Turbokompressoren im industriellen Einsatz  
VDI-Berichte 1640,  
Düsseldorf, 2001
- Lin F.,  
Chen J.,  
Li M.  
(2002) Experimental Investigation of Unsteady Rotor Tip Flows in a High  
Speed Compressor Throttled to Stall  
Proceedings of ASME Turbo Expo  
Amsterdam 2002
- Ma, H.,  
Jiang, H.,  
Zhang, Q.  
(2001) Three-dimensional Unsteady Flow Field due to IGV-Rotor Interac-  
tion in the Tip Region of an Axial Compressor Rotor Passage  
Proceedings of ASME Turbo Expo  
New Orleans 2001
- Ma, H.,  
Jiang, H.,  
Zhang, Q.  
(2001) Three-dimensional Unsteady Flow Field due to Rotor-Stator Inter-  
action in the Tip Region of an Axial Compressor Rotor Passage  
Proceedings of ASME Turbo Expo  
New Orleans 2001

- 
- Mailach, R.,  
Lehmann, I.,  
Vogeler, K.  
(2000) Rotating Instabilities in an Axial Compressor Originating from the  
Fluctuating Blade Tip Vortex  
Proceedings of ASME Turbo Expo  
München 2000
- Manwaring, S. R.,  
Fleeter, S.  
(1993) Rotor Blade Unsteady Aerodynamic Gust Response to Inlet  
Guide Vane Wakes  
Journal of Turbomachinery  
Jan. 1993
- Mattiske, B.  
(1994) Experimentelle Untersuchung einer mehrstufigen Axialverdichter-  
beschaukelung mit Randzonen-Korrektur  
Dissertation  
VDI-Fortschrittberichte, Reihe 7, Nr. 252  
1994
- Merker, G. P.,  
Baumgarten, C.  
(2000) Fluid- und Wärmetransport  
Stuttgart, Leipzig, Wiesbaden: Verlag B.G. Teubner, 2000
- Methling, F.-O.  
(2002) The Pre-Stall Behaviour of a 4-Stage Transonic Compressor and  
Stall Monitoring Based on Artificial Neural Networks  
Feb. 2002
- Moore, F.K.  
Greitzer, E.M.  
(1986) A Theory of Post-Stall Transients in Axial Flow Compressors: Part  
I – Development of Equations.  
ASME Journal for Engineering for Gas Turbines and Power,  
Vol.108  
1986



- 
- Neuhaus, L.,  
Schulz, J.,  
Neise, W.,  
Möser, M.  
(2003)
- Active control of aerodynamic performance and tonal noise of axial Turbomachines  
Proceedings of the Fifth European Conference on Turbomachinery Fluid Dynamics and Thermodynamics  
Prag, März 2003
- Nie, C.,  
Xu, G.,  
Cheng, X.,  
Chen J,  
(2002)
- Micro air injection and its unsteady response in a low-speed axial compressor  
Proceedings of ASME Turbo Expo, Paper-No. GT-2002-30361  
Amsterdam 2002
- NUMECA  
(2000)
- Numeca's Flow Integrated Environment for Turbomachinery and Internal Flows  
Benutzerhandbuch  
Numeca Int.,  
Brüssel, 2000
- Paduano, J. D.  
(1998)
- Recent Developments in Compressor Stability and Control  
Proceedings of 7<sup>th</sup> International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery (ISROMAC 7)  
1998
- Peters, T.,  
Fottner, L.  
(2002)
- Effects of Co- and Counter-Rotating Inlet Distortions on a 5-Stage HP-Compressor  
Proceedings of ASME Turbo Expo  
Amsterdam 2002

- 
- Rabe, D. C.,  
Hah, C.  
(2002)                      Application of Casing Circumferential Grooves for Improved Stall Margin in a Transonic Axial Compressor  
Proceedings of ASME TURBO EXPO, Paper-No. GT-2002-30641  
2002
- Reißner, A.,  
Seume, J.  
(2001)                      Experimentelle Untersuchungen zur Bereitstellung einer Datenbasis für die Optimierung der aktiven Stabilitätsverbesserung  
Abschlußbericht d. AG Turbo II  
<http://edok01.tib.uni-hannover.de/edoks/e01fb02/345577698.pdf>  
Hannover, 2001
- Saathoff, H.,  
Stark, U.  
(2000)                      Tip Clearance Flow Induced Endwall Boundary Layer Separation in a Single-Stage Axial-Flow Low-Speed Compressor  
Proceedings of ASME Turbo Expo, Paper-No. 2000-GT-0501  
München 2000
- Schobeiri, M.T.  
(2001)                      Active Aerodynamic Control of Multi-Stage Axial Compressor Instability and Surge by Dynamically Adjusting the Stator Blades  
Proceedings of ASME TURBO EXPO, Paper-No. 2001-GT-0479  
New Orleans 2001
- Schuler, B. J.,  
Kerrebrock J. L.,  
Merchant A.  
(2002)                      Experimental Investigation of an Aspirated Fan Stage  
Proceedings of ASME Turbo Expo  
Amsterdam 2002
- Schulze, R.  
(1998)                      Aktive Stabilisierung eines Axialverdichters  
Dissertation, TU Darmstadt  
Darmstadt, 1998

- 
- Sentker, A.            Analyse der instationären turbulenten Strömung in einem Nieder-  
(2000)                    geschwindigkeitsaxialverdichter  
                              Dissertation, Universität Hannover  
                              2000
- Sirakov, B. T.,        Effect of Upstream Unsteady Flow Conditions on Rotor Tip Leak-  
Tan, C. S.              age Flow  
(2002)                    Proceedings of ASME Turbo Expo  
                              Amsterdam 2002
- Spakovszky, Z. S.,    Tip-Clearance Actuation with Magnetic Bearings for High-Speed  
Paduano, J. D.,        Compressor Stall Control  
Larsonneur, R.,        Proceedings of TURBO EXPO, Paper-No. 2000-GT-0528  
Traxler, A.,             2000  
Bright, M. M.  
(2000)
- Stoff, H.                Rotating-Stall-Messungen in einem Mehrstufigen Verdichter  
(2000)                    Abschlußbericht AG Turbo, „HTGT Turbotech 2“  
                              2000
- Suder, K. L.            Compressor Stability Enhancement Using Discrete Tip Injection,  
Hathaway, M. D.,     Proceedings ASME TURBO EXPO, Paper-No. 2000-GT-650  
Thorp, S. A.,            2000  
Strazisar, A. J.,  
Bright, M. B.  
(2000)

- 
- Traupel, W.                      Thermische Turbomaschinen  
(1960)                              Berlin, Göttingen, Heidelberg: Springer-Verlag, 1960
- Uhlmann, G.                      Weiterentwicklung von Analyseverfahren zur aktiven Stabilitäts-  
(2001)                              verbesserung mit Schwerpunkt Wavelet-Methode  
Abschlußbericht AG-Turbo, „AG-Turbo II“  
2001
- Ulbricht, I.                        Stabilität des stehenden Ringgitters  
(1999)                              Abschlussbericht AG-Turbo, Turbotech II  
Nov. 1999
- Vaidya, U.,                        Nonlinear Control of Surge and Stall in Axial Flow Compressors  
Ananthkrishnan, N.                N.C.A.B.E.  
Walimbe, V.                        Hyderabad, 2000  
(2000)
- Wagner, S.                        Modellbasiertes Regelkonzept für den störunempfindlichen Be-  
(2002)                              trieb eines Axialverdichters mit reduziertem Pumpgrenzabstand  
Dissertation, TU Darmstadt  
<http://elib.tu-darmstadt.de/diss/000256/diss.pdf>  
Aug. 2002
- Wal, M. van de ,                 Selection of Actuators and Sensors for Active Surge Control  
Willems, F.,                        Proceedings of the IEEE International Conference on Control Ap-  
de Jager, B.                        plications  
Hartford, Okt. 1997  
(1997)

- 
- Walbaum, M. (1999) Entstehungsmechanismen und Erscheinungsformen des Rotating Stall in einem sechsstufigen Axialverdichter mit verstellbaren Leitschaufeln  
Dissertation, Universität Hannover  
VDI-Verlag Reihe 7, Nr. 352  
Düsseldorf, 1999
- Walkenhorst, J. (2000) Axialverdichter mit wandkonturierten Leitschaufeln – Prüfstandentwicklung und Strömungsuntersuchungen  
Dissertation  
VDI-Verlag Reihe 7, Nr. 390  
Düsseldorf, 2000
- Wang, Y., Padouano, J.D., Murray, R. M. (1999) Nonlinear Control Design for Rotating Stall with Magnetic Bearing Actuators  
Proceedings of the IEEE International Conference on Control Applications  
Kohala Coast Island of Hawai'i, Aug. 1999
- Weigl, H. J., Paduano, J. D., Fréchette, L. G., Epstein, A. H, Greitzer, E. M., Bright, M. M., Strazisar, A. J. (1998) Active Stabilisation of Rotating Stall and Surge in a Transonic Single Stage Axial Compressor  
Transactions of the ASME VOL. 120  
Okt. 1998

- 
- Wernst, M. R.,  
Zante D. van,  
Strazisar, T. J.,  
John W. T.,  
Prahst R. S.  
(2002)
- 3-D Digital PIV Measurements of the Tip Clearance Flow in an Axial Compressor  
Proceedings of ASME Turbo Expo  
Amsterdam 2002
- Wilke, I.,  
Kau, H.-P.  
(2002)
- A Numerical Investigation of the Influence of Casing Treatments on the Tip Leakage Flow in a HPC Front Stage  
Proceedings of ASME Turbo Expo, Paper-No. GT-2002-30642  
2002

## Abbildungsverzeichnis

Bild 1.1:	Prinzipskizze einer Betriebskennlinie eines Verdichters .....	1
Bild 2.4:	Pumpzyklus bei Deep Surge.....	9
Bild 3.1:	Diffusionszahlverläufe der einzelnen Stufen des Versuchsverdichters....	14
Bild 3.2:	Wandbündige Messung zur Detektion des Stallentstehungsortes .....	16
Bild 3.3:	APSD-Verläufe bei verschiedenen Lastzuständen .....	17
Bild 3.4:	h-s Diagramm .....	19
Bild 3.5:	Verdichterkennlinie mit inst. Betriebspunkt .....	22
Bild 3.6:	Einflussbereich einer Einblaskammer .....	23
Bild 3.7:	Querschnitt durch eine Einblassammelkammer .....	25
Bild 3.8:	Netz für die 2D-Berechnung .....	26
Bild 3.9:	Numerisches Modell der Einblasvorrichtung – Vergrößerung des Bereichs der Einblasöffnung .....	27
Bild 3.10:	Randbedingungen .....	28
Bild 3.11:	Geschwindigkeitsverteilung .....	30
Bild 3.12:	Geschwindigkeitsverteilung im Bereich der Einblasöffnung.....	31
Bild 3.13:	Einfluss der Einblasung auf die Verdichterströmung .....	32
Bild 3.14:	Bereich im Versuchsverdichter, der für die Einblasungseinbauten zur Verfügung steht .....	33
Bild 3.15:	Teilringe mit Umlenkkontur, Sammelkammer mit Schlitzen .....	35
Bild 3.16:	3D-Modell eines halben Rings mit Sammelkammern und Einblasschlitzten .....	37
Bild 3.17:	Modell für die Festigkeitsberechnung .....	39
Bild 3.18:	Berechnung der Durchbiegung einer Tasche bei einer Druckdifferenz von 50000 Pa .....	39

---

Bild 4.1:	Versuchstand für Hochgeschwindigkeitsverdichter [Walkenhorst 2000]..	40
Bild 4.2:	Querschnitt durch den 4-stufigen Axialverdichter [Walkenhorst 2000].....	42
Bild 4.3	Kennlinie eines typischen Axialverdichters mit Kennzeichnung typischer Betriebspunkte [Fischer 2004].....	43
Bild 5.2:	4-Loch-Halbpyramidensonde.....	50
Bild 5.3:	Mögliche Umfangspositionen für instationäre Messungen.....	55
Bild 5.4:	Mögliche Positionen für inst. Messstellen im Gehäuse.....	56
Bild 6.1:	Messdaten eines instationären wandbündigen Druckaufnehmers bei Entstehung von Rotating Stall .....	60
Bild 6.2:	Totaldruck-Kennlinie - Vergleich zwischen Referenzanlage und Anlage mit modifiziertem Verdichter bei unterschiedlichen Eintrittsdrücken .....	61
Bild 6.3:	Totalwirkungsgrad-Kennlinie - Vergleich zwischen Referenzanlage und Anlage mit modifiziertem Verdichter bei unterschiedlichen Eintrittsdrücken	62
Bild 6.4:	Totaldruck-Kennlinie - Vergleich zwischen Referenzzustand mit Einblasvorrichtung und Einblasung durch Tasche 1 und Tasche 12 .....	63
Bild 6.5:	Wirkungsgrad-Kennlinie - Vergleich zwischen Referenzzustand mit Einblasvorrichtung und Einblasung durch Tasche 1 und Tasche 12 .....	64
Bild 6.6:	Totaldruck-Kennlinie – Vergrößerung des Bereichs der Stabilitätsgrenze von Bild 6.4 .....	65
Bild 6.7:	Wirkungsgrad-Kennlinie – Vergrößerung des Bereichs der Stabilitätsgrenze von Bild 6.5 .....	65
Bild 6.8:	Totaldruck-Kennlinie - Vergleich zwischen Referenzzustand mit Einblasvorrichtung und Einblasung durch 4 benachbarte Taschen sowie alle Taschen am Umfang.....	66
Bild 6.9:	Wirkungsgrad-Kennlinie - Vergleich zwischen Referenzzustand mit Einblasvorrichtung und Einblasung durch 4 benachbarte Taschen sowie alle Taschen am Umfang.....	67
Bild 6.10:	Totaldruck-Kennlinie – Vergrößerung des Bereichs der Stabilitätsgrenze von Bild 6.8 .....	68
Bild 6.11:	Wirkungsgrad-Kennlinie – Vergrößerung des Bereichs der Stabilitätsgrenze von Bild 6.9 .....	68



---

Bild 6.12: Radiale Traversierung hinter Laufrad 1 - Axialgeschwindigkeit .....	72
Bild 7.1: Modellierter Bereich des Versuchsverdichters.....	78
Bild 7.2: Berechneter Bereich mit Einblasung (Modell mE) .....	79
Bild 7.3: Modell einer Einblastasche .....	84
Bild 7.4: Zuleitung.....	85
Bild 7.5: Sammelkammer/Einblastasche .....	86
Bild 7.6: Einblasschlitz.....	86
Bild 7.7: Vergleich der Berechnung mit numeca und den experimentellen Rohdaten .....	90
Bild 7.8: Vergleich der Berechnung mit numeca mit den experimentellen Daten – temperaturkorrigiert .....	91
Bild 7.9: Wirkungsgradverläufe, Vergleich zwischen Numerik und Experiment nach Fischer [Fischer 2004] .....	92
Bild 7.10: Vergleich der Berechnungen mit numeca mit Einsatz von Einblasluft mit den experimentellen Daten - temperaturkorrigiert.....	93
Bild 7.11: Wirbel in Schlitzen bei eingebauter Einblasung ohne Einsatz von Einblasmassenstrom .....	94
Bild 7.12: Blattspitze von Laufrad 1 bei niedriger (a), hoher (b) und sehr hoher (c) Belastung.....	95
Bild 7.13: Blattspitzenwirbeln in Laufrad 1 bei sehr hoher Belastung (Betriebspunkt 5) .....	96
Bild 7.14: Einfluss der Einblasvorrichtung auf die Strömung im Bereich des ersten Laufrads.....	97
Bild 7.15: Einfluss der Einblasvorrichtung beim Einsatz geringer Einblasmengen ..	98
Bild 7.16: Einfluss der Einblasvorrichtung bei hohen Einblasmengen .....	98
Bild 7.17: Blattspitzenwirbel bei sehr hoher aerodynamischer Belastung (kurz vor Rotating Stall) .....	99
Bild A.1: Zuströmung zu Laufrad 1 bei unterschiedlichen Betriebszuständen.....	H
Bild A.2: Die verschiedenen Winkel bei der Festlegung der Schlitzgeometrie .....	H

---

## Tabellenverzeichnis

Tabelle 6.1:	Überblick über die Auswirkungen der Einblaskonfigurationen.....	70
Tabelle 7.1:	Schaufelzahlen in der Maschine.....	80
Tabelle 7.2:	Aufbau des Verdichtermodells.....	83
Tabelle 7.3:	Zellaufbau der Einblasung.....	88
Tabelle A.1:	Eckdaten.....	0
Tabelle A.2:	Berechnung der Druckverluste im Rohrleitungssystem.....	0

## A Anhang: Auslegungsdaten für Einblasung

### Daten im Verdichter:

Nennmassenstrom  $\dot{m}_n = 14,1 \text{ kg/s}$

### Betrachteter Betriebszustand:

Drehzahl:  $17100 \text{ min}^{-1} = 285 \text{ s}^{-1} \hat{=} 95\% \text{ Nenn Drehzahl}$

### Betrachteter Bereich d. AV: La1

### Geometriedaten

Außenradius:  $r_a = 0,170 \text{ m}$

Innenradius:  $r_i = 0,0795 \text{ m}$

Querschnittsfläche:  $A = \pi (r_a^2 - r_i^2) = 0,0709 \text{ m}^2$

Betrachteter Radienbereich: die oberen 20% (hier soll die Einblasung wirken)

$$r_a = 170 \text{ mm}$$

$$r_u = r_a - \frac{r_a - r_i}{5} = 170 \text{ mm} - \frac{170 - 79,5}{5} \text{ mm} = 152 \text{ mm}$$

$$r_m = \frac{1}{2} (r_a - r_u) = 161 \text{ mm}$$

mittlere Umfangsgeschw.:  $u_m = 2\pi \cdot n \cdot r_m = 2\pi \cdot 285 \text{ s}^{-1} \cdot 0,161 \text{ m} = 287,63 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

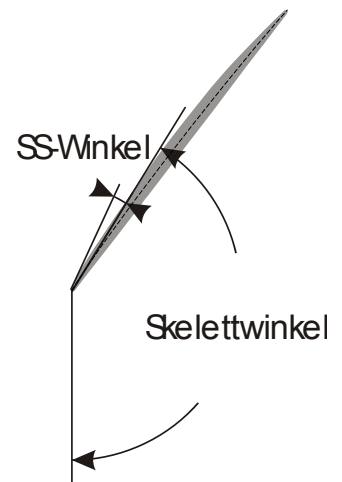
Metallwinkel VLE bei  $r=170 \text{ mm}$ :  $15,2^\circ$  (aus Daten der MTU)

Metallwinkel bei  $r=151,8 \text{ mm}$ :  $14,21^\circ$  (aus Daten der MTU)

$\Rightarrow$  mittlerer Metallwinkel VLe:  $\beta_{M,m} = 14,7^\circ$  (bei  $r=r_m$ , aus lin. Interpolation der MTU-Auslegungsdaten)

## Gemessener Abströmwinkel

hinter VLE bei $0,95 n_n$ :	13°
Skelettwinkel bei $r=170\text{mm}$	148,3° (aus Daten der MTU)
Skelettwinkel bei $r=151,8\text{mm}$ :	145° (aus Daten der MTU)
mittlerer Skelettwinkel	146,66° (aus lin. Interpolation der MTU-Auslegungsdaten)
SS-Winkel $\Delta\alpha$ bei $r=170\text{mm}$ :	6,8° (aus Daten der MTU)
SS-Winkel $\Delta\alpha$ bei $r=151,8\text{mm}$ :	8,1° (aus Daten der MTU)
mittlerer SS-Winkel $\Delta\alpha$	7,43° (aus lin. Interpolation der MTU-Auslegungsdaten)

**Gemessene Strömungsdaten der Verdichterströmung: bei opt. Betriebspunkt**

## Reduzierte Größen:

## Eintritt:

Totaldruck im Eintritt:	127969 Pa
stat. Druck im Eintritt:	85233 Pa
Totaltemperatur im Eintritt:	286,5 K

## Weitere gemessene Absolutwerte (nicht reduziert):

Umgebungstemperatur:	287,3K (aus Messdaten)
Umgebungsdruck:	100178,1 Pa (aus Messdaten)
stat. Eintrittsdruck:	53841,8 Pa (aus Messdaten)
tot. Eintrittsdruck:	61890,2 Pa (aus Messdaten)
stat. Eintrittstemperatur:	275,9 K (aus Messdaten)
Totaleintrittstemperatur:	286,5 K (aus Messdaten)
stat. Temperatur vor LA1:	268,4 K (aus Messdaten)
stat. Druck vor LA1:	49300 Pa (aus Messdaten auf ca. 90% $r_{\max}$ )
stat. Wanddruck vor LA1:	50859 Pa (aus Messdaten)
stat. Wandtemperatur vor LA1:	266,7K (aus Messdaten)

Daraus ermittelte Dichte im Wandbereich vor LA1:

$$\begin{aligned} \text{Dichte vor LA1:} \quad \rho &= \frac{p_{\text{stat,Wand}}}{R \cdot T_{\text{stat,Wand}}} = \frac{50859 \text{ Pa}}{287,1 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}} \cdot 266,7\text{K}} && \text{Gl. A.1} \\ &= 0,664 \text{ kg/m}^3 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Dichte im Eintritt:} \quad \rho &= \frac{p_{\text{stat,ein}}}{R \cdot T_{\text{stat,ein}}} = \frac{53841,4 \text{ Pa}}{287,1 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}} \cdot 286,5\text{K}} && \text{Gl. A.2} \\ &= 0,680 \text{ kg/m}^3 \end{aligned}$$

### Verdichtermassenstrom:

- Punkt besten Wirkungsgrades:  $\dot{m}_{\text{red,opt}} = 13,25 \text{ kg/s}$
- an der Stabilitätsgrenze:  $\dot{m}_{\text{red,st}} = 11,0 \text{ kg/s}$
- 5% jenseits der Stabilitätsgrenze:  $\dot{m}_{\text{red,inst}} = 10,45 \text{ kg/s} (= 11,0 * 0,95)$

Für die Ermittlung der realen Größen, die zur Auslegung der tatsächlichen Einblasung erforderlich sind ergeben sich daraus folgende Absolutmassenströme:

- Punkt besten Wirkungsgrades:

$$\dot{m}_{\text{opt}} = \dot{m}_{\text{red,opt}} \frac{p_{\text{tot,ein}}}{p_{\text{ref}}} \sqrt{\frac{T_{\text{ref}}}{T_{\text{stat}}}} = 13,25 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \frac{61890 \text{ Pa}}{101300 \text{ Pa}} \sqrt{\frac{288,15 \text{ K}}{286,5 \text{ K}}} = 8,11 \text{ kg/s} \quad \text{Gl. A.3}$$

- Betriebspunkt an der Stabilitätsgrenze:

$$\dot{m}_{\text{st}} = \dot{m}_{\text{red,st}} \frac{p_{\text{tot,ein}}}{p_{\text{ref}}} \sqrt{\frac{T_{\text{ref}}}{T_{\text{stat}}}} = 11,0 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \frac{61890 \text{ Pa}}{101300 \text{ Pa}} \sqrt{\frac{288,15 \text{ K}}{286,5 \text{ K}}} = 6,73 \text{ kg/s} \quad \text{Gl. A.4}$$

- Betriebspunkt 5% jenseits der Stabilitätsgrenze:

$$\dot{m}_{\text{opt}} = \dot{m}_{\text{red,inst}} \frac{p_{\text{tot,ein}}}{p_{\text{ref}}} \sqrt{\frac{T_{\text{ref}}}{T_{\text{stat}}}} = 10,45 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \frac{61890 \text{ Pa}}{101300 \text{ Pa}} \sqrt{\frac{288,15 \text{ K}}{286,5 \text{ K}}} = 6,39 \text{ kg/s} \quad \text{Gl. A.5}$$

## Geschwindigkeiten

mittlere Axialgeschwindigkeit:  $c_{ax,m} = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot A}$  Gl. A.6

Punkt besten Wirkungsgrades	an der Stabilitätsgrenze	5% jenseits der Stabilitätsgrenze
$= \frac{8,11 \frac{kg}{s}}{0,664 \frac{kg}{m^3} \cdot 0,0709 m^2}$ $= 172,10 \frac{m}{s}$	$= \frac{6,73 \frac{kg}{s}}{0,664 \frac{kg}{m^3} \cdot 0,0709 m^2}$ $= 142,82 \frac{m}{s}$	$= \frac{6,39 \frac{kg}{s}}{0,664 \frac{kg}{m^3} \cdot 0,0726 m^2}$ $= 135,60 \frac{m}{s}$

mittlere abs. Zuströmgeschwindigkeit:  $c_m = \frac{c_{ax,m}}{\cos \beta_m}$  Gl. A.7

Punkt besten Wirkungsgrades	an der Stabilitätsgrenze	5% jenseits der Stabilitätsgrenze
$\frac{172 \frac{m}{s}}{\cos 14,7^\circ} = 177,92 \frac{m}{s}$	$\frac{142,82 \frac{m}{s}}{\cos 14,7^\circ} = 147,65 \frac{m}{s}$	$\frac{135,60 \frac{m}{s}}{\cos 14,7^\circ} = 140,19 \frac{m}{s}$

mittlere Umfangsgeschwindigkeit der Strömung:  $c_u = c_{ax,m} \tan \beta_m$  Gl. A.8

Punkt besten Wirkungsgrades	an der Stabilitätsgrenze	5% jenseits der Stabilitätsgrenze
$= 172,10 \frac{m}{s} \cdot \tan 14,7^\circ = 45,15 \frac{m}{s}$	$= 142,82 \frac{m}{s} \cdot \tan 14,7^\circ = 37,47 \frac{m}{s}$	$= 135,60 \frac{m}{s} \cdot \tan 14,7^\circ = 35,57 \frac{m}{s}$

## Impulsbedarf

Für die Einblasung sollte gelten:

- Die Auslegung sollte für eine Einblasung durch bis zu 4 Taschen gleichzeitig durchgeführt werden.
- Die Geschwindigkeit soll nicht unter der Geschwindigkeit der instabilen Strömung liegen (die theoretisch errechnet wird). Dadurch soll ein Teil der kinetischen Energie des Einblasfluids bei der Durchmischung auf das Fluid der Verdichterrauptströmung übertragen werden. Die Geschwindigkeit darf aber die Schallgeschwindigkeit nicht erreichen.
- Der einzublasende Gesamtmassenstrom (für alle Taschen zusammen) soll einen Grenzwert von 0,5% des Verdichternennmassenstroms nicht überschreiten, um die Wirtschaftlichkeit der Einblasung in der industriellen Nutzung möglichst hoch zu halten. Ein Einblasmassenstrom, der bis zu 1% des Verdichternennmassenstroms geht, ist aber ggf. akzeptabel:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{i,red} &\stackrel{!}{\leq} 0,05 \cdot 14,1 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 0,0705 \frac{\text{kg}}{\text{s}}, \dot{m}_i = \dot{m}_{i,red} \frac{P_{stat}}{P_{ref}} \\ &= 0,0705 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \frac{61890 \text{Pa}}{101300 \text{Pa}} = 0,0430 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \end{aligned} \quad \text{Gl. A.9}$$

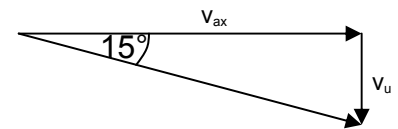
- Die benötigten Querschnittsflächen für die Einblasung müssen realisierbar bleiben.

Im Folgenden wird der Impulsbedarf einer Tasche ermittelt:

Für den letzten stabilen Betriebspunkt wurde der Impuls ermittelt.

Der Impuls an der Stabilitätsgrenze beträgt in der Maschine bei 95% Drehzahl (ermittelt in der Abströmung des VLE):

$$\dot{I}_{V,st.} = 6,73 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \left( \sqrt{\left(142,82 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot \vec{e}_{ax}\right)^2 + \left(37,47 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot \vec{e}_u\right)^2} \right) = 993,68 \frac{\text{kgm}}{\text{s}^2} \quad \text{Gl. A.10}$$



Für den theoretischen instabilen Betriebspunkt wurde der Impuls ermittelt.

Annahme:  $\dot{m}_V$  sinkt um 5% in den instabilen Betriebsbereich:

$$\Rightarrow \dot{I}_{V,inst.} = 6,39 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \left( \sqrt{\left(135,60 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot \vec{e}_{ax}\right)^2 + \left(35,57 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot \vec{e}_u\right)^2} \right) = 895,81 \frac{\text{kgm}}{\text{s}^2}$$

Um die Stabilität der Strömung zu erhalten, muss die Differenz aus den beiden Impulsströmen durch die Einblasung lokal wieder aufgefüllt werden.

$$\begin{aligned} \dot{I}_{V,st.} &= 6,73 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \left( \sqrt{\left(142,82 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot \vec{e}_{ax}\right)^2 + \left(37,47 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot \vec{e}_u\right)^2} \right) - 6,39 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \sqrt{\left(135,60 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot \vec{e}_{ax}\right)^2 + \left(35,57 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot \vec{e}_u\right)^2} \\ \dot{I}_{V,st.} &= 993,68 \frac{\text{kgm}}{\text{s}^2} - 895,81 \frac{\text{kgm}}{\text{s}^2} = 97,87 \frac{\text{kgm}}{\text{s}^2} \end{aligned}$$

Durch die Begrenzung der Einblasung auf 20% der durchströmten Fläche reduzierte sich der Einblasimpuls für einen Kanal auf:

$$\dot{I}_{V,st.,1Kanal} = \frac{97,87 \frac{\text{kgm}}{\text{s}^2}}{23 \text{Schaufeln}} \cdot \frac{\left(r_a^2 - \left(r_i + 0,8(r_a - r_i)\right)^2\right)}{r_a^2 - r_i^2} = 1,098 \frac{\text{kgm}}{\text{s}^2} \quad \text{Gl. A.11}$$



Da von einer Tasche ein Umfangsbereich von  $28^\circ$  beeinflusst wird, erhöhte sich der Einblasmassenstrom für eine Tasche der Einblasung entsprechend um

$$\dot{m}_{i,Kammer} = \frac{28^\circ}{\frac{360^\circ}{23 \text{ Schaufeln}}} \cdot \dot{m}_{i,1Kanal} \quad \text{Gl. A.12}$$

### Bestimmung der Einblasrichtung:

Der radiale Einblaswinkel beträgt bei der Konstruktion  $30^\circ$ . Dieser Winkel wurde durch den Platzbedarf im Versuchsverdichter in etwa vorgegeben, da eine Einblasung noch vor dem ersten Laufrad ermöglicht werden sollte. Aus den Messdaten ergab sich ein Umfangswinkel der Abströmung von  $13^\circ$ . Bisherige Veröffentlichungen weisen alle eine Einblasung in abs. Zuströmrichtung ( $\approx$  Abströmrichtung des Vorleitgitters) auf. Dadurch ergab sich für die Umfangskomponente ein Abströmwinkel von  $13^\circ$ . Um diese benötigte Umfangskomponente für die Einblasung realisierbar zu machen, waren die Öffnungen der Einblastaschen schräg eingefräst. Es wurde mit dieser schrägen Anstellung ein Einblaswinkel in Umfangsrichtung von  $15^\circ$  eingestellt. Dies entspricht dem Metallwinkel der Laufschaufel im Schaufelspitzenbereich. Um das realisieren zu können war ein radialer Winkel von  $24,5^\circ$  für die eingefrästen Schlitzze erforderlich.

Aus der Betrachtung der einzelnen Komponenten

- axiale Komponente:  $1,098 \frac{\text{kg m}}{\text{s}^2} \cos 15^\circ = 1,060 \frac{\text{kg m}}{\text{s}^2}$
- Umfangskomponente:  $1,098 \sin 15^\circ = 0,284 \frac{\text{kg m}}{\text{s}^2}$
- rad. Komponente:  $1,060 \frac{\text{kg m}}{\text{s}^2} \sin 30^\circ = 0,530 \frac{\text{kg m}}{\text{s}^2}$

ergab sich ein benötigter Gesamtimpuls pro Kanal von:

$$\sqrt{\left(1,060 \frac{\text{kg m}}{\text{s}^2}\right)^2 + \left(0,284 \frac{\text{kg m}}{\text{s}^2}\right)^2 + \left(0,530 \frac{\text{kg m}}{\text{s}^2}\right)^2} = 1,219 \frac{\text{kg m}}{\text{s}^2}$$

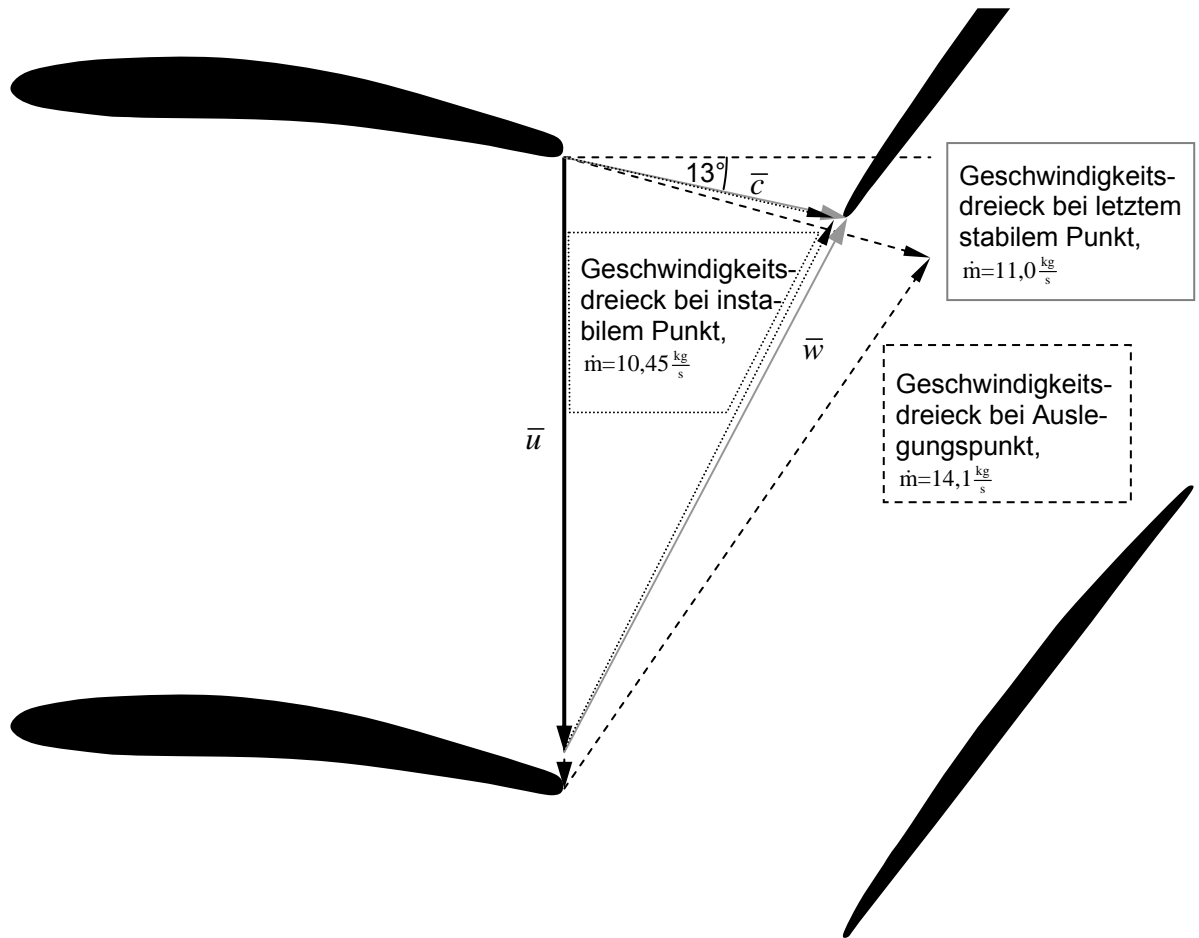


Bild A.1: Zuströmung zu Laufblad 1 bei unterschiedlichen Betriebszuständen

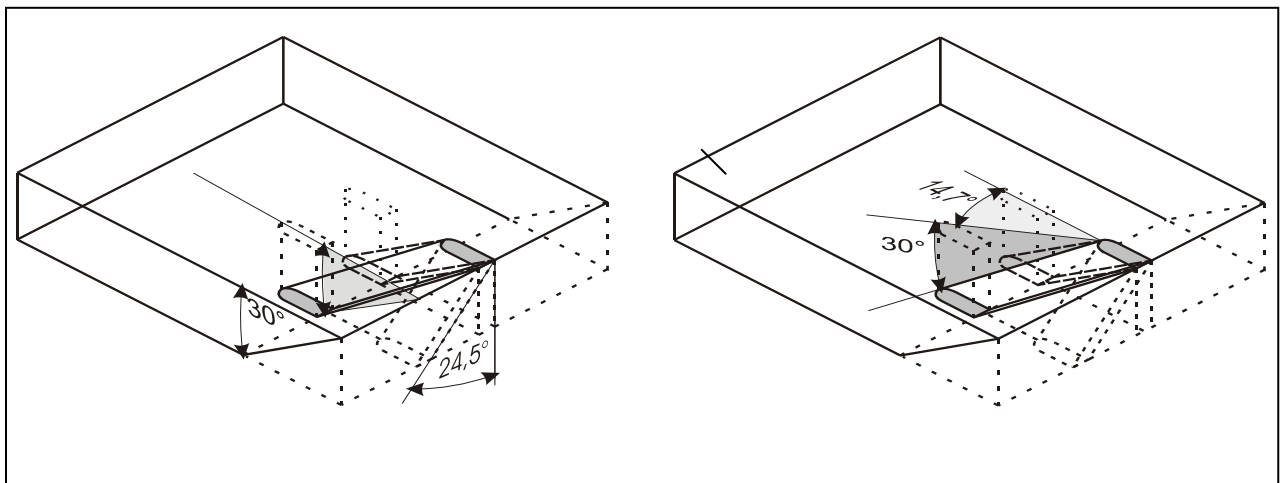


Bild A.2: Die verschiedenen Winkel bei der Festlegung der Schlitzgeometrie

## Einblasquerschnitt einer Tasche

Tatsächlich benötigter Einblasimpuls aus einer Tasche:

$$\dot{I}_{V, st., Tasche} = \frac{28}{\frac{360}{23}} 1,219 \frac{\text{kg m}}{\text{s}^2} = 2,180 \frac{\text{kg m}}{\text{s}^2}$$

Entsprechend musste lokal folgende Gleichung erfüllt werden:

$$\text{Impulsbilanz} \quad \dot{I}_{\text{stabil}} = \dot{I}_{\text{instabil}} + \dot{I}_{\text{Einblasung}} \quad \text{Gl. A.13}$$

$$(\dot{m} \cdot c)_{\text{st}} = (\dot{m} \cdot c)_{\text{inst}} + (\Delta \dot{m} \cdot (c_{\text{inst}} + \Delta v)) \quad \text{Gl. A.14}$$

Hier ist  $\Delta \dot{m} \cdot (c_{\text{inst}} + \Delta v)$  der Impulsstrom, der durch die Einblasung von Fremdluft hinzugefügt wird. Der setzt sich also aus dem Einblasmassenstrom und der Geschwindigkeit zusammen, mit der dieser Massenstrom eingeblasen wird. Zu beachten war hierbei:

Wird die Gleichung

$$\Delta \dot{m} = \rho \cdot (c_{\text{inst}} + \Delta v) \cdot A \quad \text{Gl. A.15}$$

verwendet, um das Verhältnis zwischen Massenstrom, Einblasgeschwindigkeit und Querschnittsfläche einzubeziehen, so kann der Einblasmassenstrom in der oberen Gleichung ersetzt werden:

$$\begin{aligned} (\dot{m} \cdot c)_{\text{st}} &= (\dot{m} \cdot c)_{\text{inst}} + (\rho \cdot (c_{\text{inst}} + \Delta v) \cdot A \cdot (c_{\text{inst}} + \Delta v)) \\ &= (\dot{m} \cdot c)_{\text{inst}} + (\rho \cdot A \cdot (c_{\text{inst}} + \Delta v)^2) \end{aligned} \quad \text{Gl. A.16}$$

Wird nun der auf 0,5% angesetzte Massenstrom für die Impulszuführung angesetzt, so ergibt sich daraus die benötigte Querschnittsfläche. Es ist zu beachten, dass die 0,5% des Massenstroms für den Fall angesetzt sind, dass 4 Taschen gleichzeitig verwendet werden.

$$\dot{I}_{\text{Einblasung}} = \frac{\dot{m}_i}{4} \cdot (c_{\text{inst.}} + \Delta v) \quad \text{Gl. A.17}$$

$$\Rightarrow c_{\text{inst.}} + \Delta v = \frac{4 \cdot \dot{I}_{\text{Einblasung}}}{\dot{m}_i} = \frac{4 \cdot 2,18 \frac{\text{kg m}}{\text{s}^2}}{0,043 \frac{\text{kg}}{\text{s}}} = 202,79 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Daraus ergab sich die benötigte Querschnittsfläche über:

$$\text{Impulsgleichung} \quad \dot{m}_i = \rho_i \cdot c_i \cdot A_i \quad \text{Gl. A.18}$$

$$\begin{aligned} \Leftrightarrow A_i &= \frac{\dot{m}_i}{\rho_i \cdot c_i} = \frac{0,043 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{4 \cdot 0,664 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 202,79 \frac{\text{m}}{\text{s}}} \\ &= 7,98 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \\ &= 79,8 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

Um eine möglichst gute Führung der Einblasluft beim Eintritt in den Verdichterringraum zu gewährleisten, wurde diese Gesamtquerschnittsfläche auf mehrere Schlitze verteilt, in denen die Einblasluft ihre Einströmrichtung erhalten sollte. Da die Richtungsvorgabe sowohl radial als auch in Umfangsrichtung einen vorgegebenen Winkel festlegte, durften diese Einzelslitze nicht zu groß sein. Für die weiteren

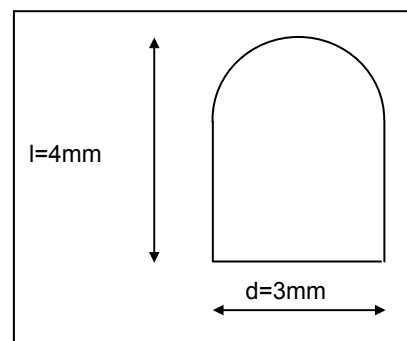


Bild A.3: Schlitzquerschnitt

Kriterien, die auf die Festlegung der Querschnittsfläche der Schlitze, die in Bild A.3: Schlitzquerschnitt gezeigt ist, sei auf Abschnitt 3.2 verwiesen.

Die Querschnittsfläche einer solchen Öffnung ließ sich berechnen durch:

$$\begin{aligned} \text{Querschnittsfläche} \quad A_e &= \frac{1}{2} \frac{\pi d^2}{4} + \left( l - \frac{d}{2} \right) \cdot d \quad \text{Gl. A.19} \\ &= \frac{\pi (3\text{mm})^2}{2 \cdot 4} + \left( 4\text{mm} - \frac{3\text{mm}}{2} \right) \cdot 3\text{mm} \\ &= 11,03 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

Die Gesamtquerschnittsfläche setzte sich entsprechend aus ganzzahligen Vielfachen dieser Einzelquerschnittsfläche zusammen. Durch geeignete Wahl der Vielfachen konnte so die gewünschte Einblasgeschwindigkeit ermittelt werden.

$$\text{Einblasquerschnitt} \quad A_i = N \cdot A_e \quad \text{Gl. A.20}$$

Daraus ergab sich eine benötigte Schlitzzahl von 7. Dies führt zu einer geringfügigen Erhöhung der benötigten Geschwindigkeit.

$$7A_e = 0,000077 \text{m}^2$$

### Einblasgeschwindigkeit

Die benötigte Einblasgeschwindigkeit betrug damit:

$$\text{Einblasgeschwindigkeit} \quad c_i^2 = \frac{\dot{I}_{i,Tasche}''}{\rho_i \cdot A_i} \quad \text{Gl. A.21}$$

$$\begin{aligned} c_i &= \sqrt{\frac{\dot{I}_{i,Tasche}}{\rho_{stat,La1} \cdot A_i}} \\ &= \sqrt{\frac{2,180 \frac{\text{kg m}}{\text{s}^2}}{0,664 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 0,000077 \text{m}^2}} \\ &= 206,13 \frac{\text{m}}{\text{s}} \end{aligned}$$

Der entsprechend benötigte Einblasmassenstrom betrug dann nach Gl. A.18:

$$\dot{m}_i = \rho_{stat,La1} \cdot A_i \cdot c_i = 0,664 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 0,000077 \text{m}^2 \cdot 206,13 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 0,01 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Das entspricht einem Anteil von:

$$\begin{aligned} \text{rel. Einblasmassenstrom} \\ \text{einer Tasche} \end{aligned} \quad \frac{\dot{m}_{i,Tasche}}{\dot{m}_i} \cdot 100\% = \frac{0,01 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{0,043 \frac{\text{kg}}{\text{s}}} \cdot 100\% = 23,05\% \quad \text{Gl. A.22}$$

des angestrebten maximalen Gesamteinblasmassenstroms.

Wird die Anzahl der einzusetzenden Taschen erhöht, so erhöht sich entsprechend der Massenstrombedarf um  $0,01 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$  für jede weitere verwendete Tasche.

Bei Einsatz der maximal vorgesehenen 4 Taschen gleichzeitig entsprach das einem Anteil von:

$$\frac{4 \cdot \dot{m}_{i,Tasche}}{\dot{m}_i} \cdot 100\% = \frac{4 \cdot 0,01 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{0,043 \frac{\text{kg}}{\text{s}}} \cdot 100\% = 92,23\%$$

Bei einem zulässigen Massenstromanteil von 1% als Grenzwert ergeben sich maximal

$$\frac{2 \cdot 0,5\% \cdot \dot{m}_n}{\dot{m}_{i,Tasche}} = \frac{0,086 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{0,01 \frac{\text{kg}}{\text{s}}} = 8,7 \approx 8 \text{ Taschen}$$

## Benötigter Taschendruck

Die Berechnung des für eine Einblasung unter diesen Parametern in der Tasche benötigten Drucks unter Vernachlässigung von Reibungsverlusten beim Durchgang durch die Einblasschlitz mit Hilfe der Kontinuitätsgleichung ergab:

$$p_{stat,Tasche} + \frac{\rho_{stat,Tasche}}{2} \cdot c_{Tasche}^2 = p_{stat,LA1} + \frac{\rho_{stat,LA1}}{2} \cdot c_i^2$$

$$\rho_{stat,Tasche} = \frac{p_{stat,Tasche}}{R \cdot T_{Tasche}}$$

$$R = 8,31441 \frac{kJ}{kmol K}$$

$$T_{Tasche} \approx T_{LA1} = 286,5 K$$

$$\rho_{stat,Tasche} = \frac{p_{stat,Tasche}}{2244,89 \frac{kJ}{kmol}} = p_{stat,Tasche} \cdot \frac{1}{2244,89 \frac{kJ}{kmol}}$$

$$c_{Tasche} = \frac{\dot{m}_{i,Tasche}}{\rho_{stat,Tasche} \cdot A}$$

$$\dot{m}_{i,Tasche} = 0,01 \frac{kg}{s}$$

$$A_{Tasche} = \pi \frac{28^\circ}{180^\circ} (r_a^2 - r_i^2) = \pi \frac{28^\circ}{180^\circ} (0,185^2 - 0,175^2) m^2 = 0,0049 m^2$$

$$c_{Tasche} = \frac{0,01 \frac{kg}{s}}{p_{stat,Tasche} \cdot \frac{1}{2244,89 \frac{kJ}{kmol}} \cdot 0,0049 m^2} = \frac{6660,71 \frac{kg}{s} \frac{kJ}{kmol} \frac{1}{m^2}}{p_{stat,Tasche}}$$

$$p_{stat,Tasche} + \frac{1}{2} \cdot p_{stat,Tasche} \cdot \frac{1}{2244,89 \frac{kJ}{kmol}} \cdot \left( \frac{6660,71 \frac{kg}{s} \frac{kJ}{kmol} \frac{1}{m^2}}{p_{stat,Tasche}} \right)^2 = p_{stat,LA1} + \frac{\rho_{stat,LA1}}{2} \cdot c_i^2$$

$$p_{stat,Tasche} + \left( p_{stat,Tasche} \right)^{-1} \cdot \frac{(6660,71 \frac{kg}{s} \frac{kJ}{kmol} \frac{1}{m^2})^2}{2 \cdot 2244,89 \frac{kJ}{kmol}} = 50858 Pa + \frac{1}{2} 0,664 \frac{kg}{m^3} \cdot \left( 206,13 \frac{m}{s} \right)^2$$

⇒

$$p_{stat,Tasche} = 64969 Pa$$

## Rohrreibungsverluste

Um zu ermitteln, ob dieser niedrige Druck über ein Rohrleitungssystem aus der Umgebung entnommen werden kann, wurden für ein solches die Rohrreibungsverluste ermittelt. Die Berechnung der Rohrreibungsverluste erfolgte nach den dafür vorgesehenen Formeln, die aus dem „Dubbel, Taschenbuch für den Maschinenbau“ [Beitz und Grothe 2001], einem der Standardnachsschlagwerke für den Maschinenbau, entnommen werden können (vgl. B47 Gl. 11a). Die Formel zur Berechnung der Druckverluste in einer Rohrleitung lautet dort:

$$\text{Druckverlust durch Rohrreibung} \quad \Delta p_v = \left( \frac{\lambda l}{d} \right) \frac{\rho v^2}{2} + \sum \frac{\zeta v^2}{2} \quad \text{Gl. A.23}$$

mit  $\lambda$  = Rohrreibungszahl

$l$  = Rohrlänge

$d$  = Rohrdurchmesser

$\rho$  = Dichte des Fluids

$v$  = Geschwindigkeit

$\zeta$  = Widerstandsbeiwert von Einbauten

Hierbei berechnet sich die Rohrreibungszahl nach Blasius für hydraulisch glatte Rohre entsprechend der Formel:

$$\text{Rohrreibungszahl nach Blasius} \quad \lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{\text{Re}}} \quad \text{Gl. A.24}$$

mit  $\text{Re}$  = Reynoldszahl

Die Dichte der durch das Leitungssystem geförderten Luft errechnet sich entsprechend nach dem Druck, der sich aus den Druckverlusten der vorhergehenden Abschnitte des Rohrleitungssystems ergibt nach:

$$\text{Dichte der Luft im Rohr} \quad \rho = \frac{p_{\text{ein}} - \sum \Delta p_v}{R \cdot T} \quad \text{Gl. A.25}$$

mit  $R$  = universelle Gaskonstante



## Berechnungsdaten der Leitungsverluste

$\rho_{\text{Hauptströmung}}$	50900
$\lambda$	0,02603
$\rho$	1,1881
$\eta$	1,8E+07
T	293,15
R	8,31441
$\dot{m}_{\text{real}} (0,5\%)$	0,043

Tabelle A.1: Eckdaten

						m=0,043 (=0,5%)				
	d	l	$\lambda$	$\rho$	$\eta$	v	$p_1$	$\Delta p$	$\zeta$	
	[m]	[m]	[-]	[kg/m <sup>3</sup> ]		[m/s]	[Pa]	[Pa]		
Filter	0,200	0,010	0,02849	1,2510	17980000	1,094	101300	<b>10</b>		
2 Bögen	0,200	1,037	0,02849	1,2510	17980000	1,094	101290	2,806	3,6	
Lange Leitung	0,200	13,000	0,02849	1,2509	17980000	1,094	101287	1,387		
Gaszähler	0,200	0,640	0,02849	1,2508	17980000	1,094	101286	<b>100</b>		
Bogen	0,200	0,519	0,02849	1,2508	17980000	1,094	101186	1,403	1,8	
2 45°-Bögen	0,200	0,010	0,02849	1,2496	17980000	1,095	101184	1,485	1,98	
Lange Leitung	0,200	4,500	0,02849	1,2496	17980000	1,095	101183	0,481		
Sammelleitung	0,200	0,000	0,02849	1,2496	17980000	1,095	101182	0,300	0,4	
Verteilleitung	0,080	1,270	0,02266	1,2495	17980000	6,846	101182	10,53		
$1/12 \cdot \dot{m}$	Gerade Leitung	0,025	0,100	0,02230	1,2495	17980000	23,369	101172	30,43	
	Ventil	0,025	0,160	0,02230	1,2494	17980000	23,371	101141	32000	
	Bogen 1	0,025	0,037	0,02230	1,2490	17980000	23,378	69141	69,29	0,17
	Querrohr	0,025	0,089	0,02230	0,8539	17980000	34,197	69072	39,64	
	Bogen 2	0,025	0,037	0,02230	0,8530	17980000	34,232	69032	101,5	0,17
	Gerade Leitung	0,025	0,078	0,02230	0,8525	17980000	34,251	68931	34,84	
$1/24 \cdot \dot{m}$	Verteilung	0,016	0,013	0,02372	0,8513	17980000	41,872	68896	387,5	0,5
	Schlauch	0,016	2,500	0,02372	0,8508	17980000	41,893	68508	2825	
	Reduzierung	0,012	0,000	0,02207	0,8460	17980000	74,898	65684	711,9	0,3
	Schlauchbogen	0,012	0,037	0,02207	0,8112	17980000	78,120	64972	589,4	0,17
	Tasche							64382	3000	
Austrittsdruck							61382			

Tabelle A.2: Berechnung der Druckverluste im Rohrleitungssystem

## Lebenslauf

**Name:** Reißner, Andreas  
**Adresse:** Rosenrotweg 7  
30179 Hannover  
Tel.:0511/3180705

**Geburtsdatum:** 07.12.1971  
**Geburtsort:** Neustadt a. Rbge  
**Staatsangehörigkeit:** deutsch  
**Konfession:** -  
**Familienstand:** ledig  
**Kinder:** Johannes geboren am 25.9.1998  
Lorenz geboren am 18.9.2003



**Schulausbildung:** 1977-1981 Besuch der Grundschule Hægewiesen (Hannover)  
1981-1983 Besuch der OS Sahlkamp (Hannover)  
1983-1990 Besuch des Kaiser-Wilhelm-Gymnasiums in Hannover mit Abschluss des Abiturs

**Wehrdienst:** 1990-1991 Wehr dienst in Varel, Luttmersen und Nienburg

**Studium:** 10.1991-07.1993 Studium der Elektrotechnik an der Universität Hannover  
10.1993-04.2000 Studium des Maschinenbaus an der Universität Hannover  
04. 2000 Abschluss (Diplom)  
05.2000-01.2005 Promotionsstudium an der Universität Hannover

**Praktikum:**  
Grundpraktikum: 02.9.1991-02.10.1991 bei der Firma Gue & Gue, Hannover  
12.2.1996-24.5.1996 bei der Firma Gue & Gue, Hannover  
Fachpraktikum: 8.2.99-7.5.99 bei der Firma MTU Maintenance, Hannover

**Berufstätigkeit:** 1995-1999 Wissenschaftliche Hilfskraft an verschiedenen Instituten des Fachbereichs Maschinenbau der Universität Hannover  
1.6.2000-31.3.2005 Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Strömungsmaschinen an der Universität Hannover

1.5.2005-30.04.2007 Referendariat im Studienseminar  
Hannover  
mit den Fächern Metalltechnik und  
Physik  
11.04.2007-17.7.2007 Fachlehrer in Metalltechnik mit insg.  
8 Std. pro Woche an der bbs|me in  
Hannover  
seit 27.08.2007 Fachlehrer für Metalltechnik, Physik  
und Englisch an der Berufsbildenden  
Schule Burgdorf-Lehrte

Hannover, den 24.Oktober 2007