

Institut für Strömungsmaschinen
Universität Hannover

**Untersuchung der Systemaspekte
stabilitätsverbessernder Maßnahmen in Gasturbinen
- grundlegende Untersuchungen**

Abschlußbericht zum
Vorhaben 4.3.7C
der Arbeitsgemeinschaft AG Turbo II

Projektleitung: Prof. Dr.-Ing. J. Seume
Projektbearbeitung: Dipl.-Ing. A. Reißner

Das diesem Bericht zugrunde liegende Vorhaben wurde mit Mitteln des Bundesministeriums für Wirtschaft und Technologie unter dem Förderkennzeichen 0327091 C gefördert. Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung liegt bei den Autoren

Inhaltsverzeichnis

Inhaltsverzeichnis.....	III
Formelzeichen.....	V
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.....	10
2.2.2 Aktive Systeme.....	10
3 Active Surge Control.....	12
3.1 Auslegung.....	12
3.1.1 Einflussbereich der Einblasung.....	13
3.1.2 Einblasmassenstrom.....	18
3.1.3 Einblasimpuls.....	20
3.1.4 Im Einblasmassenstrom enthaltene Energie.....	20
3.1.5 Eigene Auslegung.....	20
3.1.6 Auslegungsdaten für Einblasung.....	24
3.2 2-dimensionale Berechnungen.....	42
3.3 Fertigung.....	50
3.4 Festigkeit.....	54
4 Versuchsanlage.....	55
4.1 Versuchsstand.....	55
4.2 Der Verdichter.....	56
4.3 Versuchsaufbau.....	58

5	Messtechnik	60
5.1	Stationäre Messtechnik.....	60
5.1.1	Drehzahl	61
5.1.2	Massenstrom	62
5.1.3	Eintrittsgrößen	62
5.1.4	Sondenmessungen.....	63
5.1.5	Wanddruck.....	66
5.1.6	Einblasmassenstrom	66
5.1.7	Statischer Taschendruck	66
5.2	Reduzierung der Messgrößen	67
5.3	Instationäre Messtechnik	68
5.3.1	Wanddruckmessungen	69
5.3.2	Sondenmessungen.....	71
5.3.3	Austrittsdrossel	72
6	Experimentelle Untersuchungen	73
6.1	Zielsetzung	73
6.2	Vorgehensweise und Ergebnisse.....	74
6.2.1	Vermessung einer Kennlinie	74
6.2.2	Vergleich mit dem Referenzzustand	75
6.2.3	Auswirkung der Modifikationen	77
6.2.4	Messwerterfassung und Stabilitätskriterium.....	84
6.2.5	Untersuchung der Möglichkeiten einer Umblasung	85
6.3	Diskussion	86
7	Zusammenfassung.....	89
	Literaturverzeichnis	90

Formelzeichen

Große Buchstaben

A	m ²	Querschnittsfläche	
APSD	dB	Autospektrale Leistungsdichte	Gl. 3.2
DF		Diffusionfaktor	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 ³ /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 , 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

Δ	-	Differenz	
Φ	-	Auto-Korrelationsfunktion	Gl. 3.3
α	$^{\circ}$	Umfangswinkel der Verdichterströmung	
α	-	Vertrauensniveau	
β	$^{\circ}$	Umfangswinkel der Einblasschlitze	
γ	$^{\circ}$	radialer Winkel	
ζ	-	Widerstandbeiwert von Rohreinbauten	
η	-	Wirkungsgad	
κ	-	Isentropenexponent	
λ	-	Rohrreibungszahl nach Blasius	Gl. 3.27
ν	m ² /s	kin. Viskosität	
π	-	Druckverhältnis	
ρ	kg/m ³	Dichte	
σ	-	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. 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 des Laufschaufeln, die durch die Reduzierung der Axialgeschwindigkeit bei steigender Belastung des Verdichters verursacht wird. (vgl. Bild 1.1).

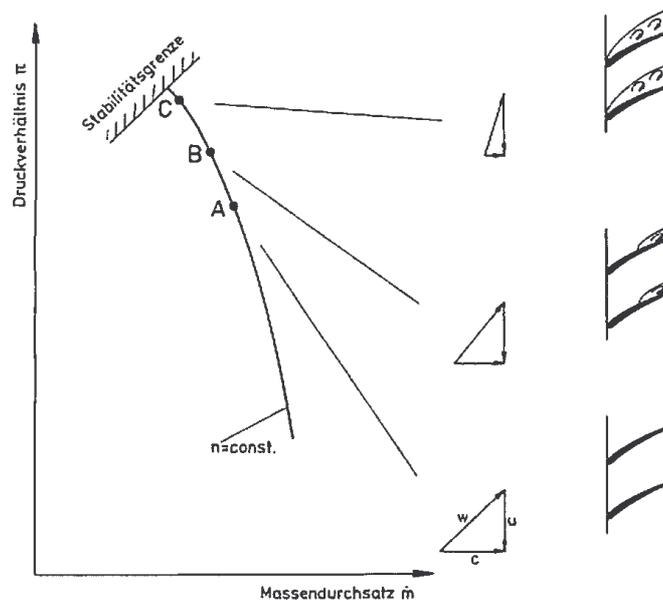


Bild 1.1: Entstehungsmechanismen des Rotating Stall

Diese Vorgänge werden in Abschnitt 2.1.1 beschrieben. Die Entstehungsmechanismen des Rotating Stall wurden von Walbaum [59] 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 einzelne Umdrehungen.

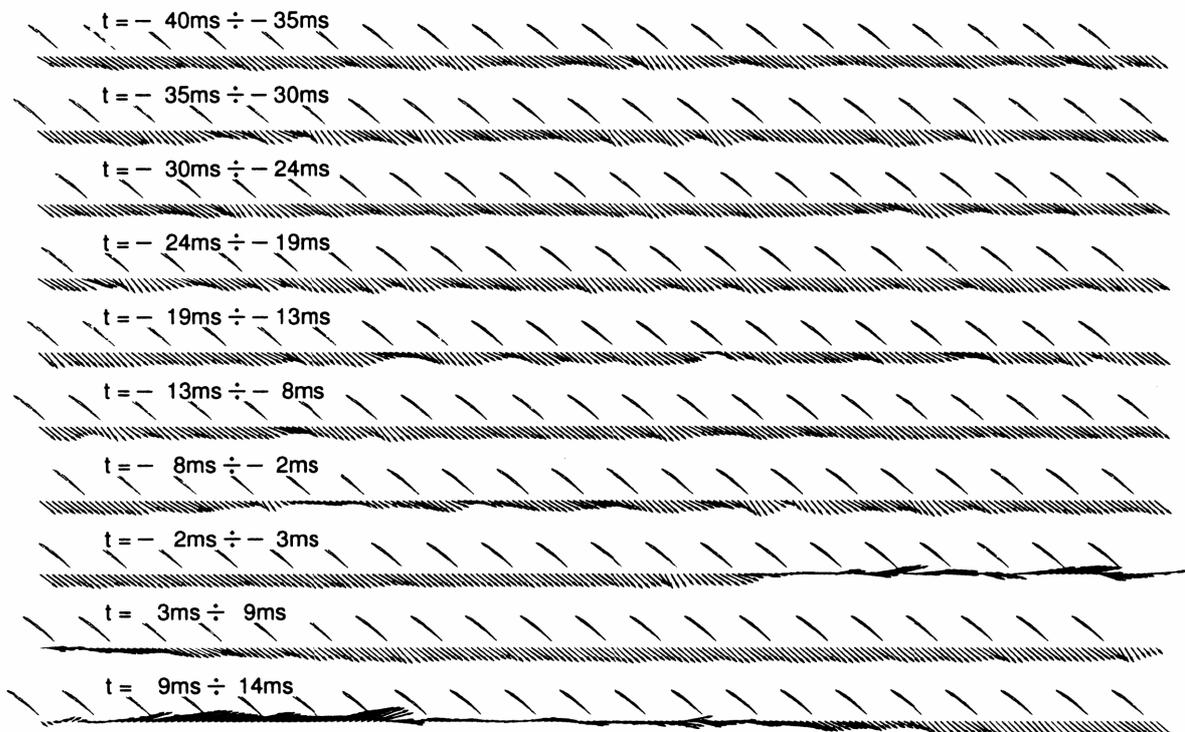


Bild 1.2: Zeitlicher Verlauf bei der Entstehung des Rotating Stall anhand der relativen Austrittsgeschwindigkeit aus einem Rotor

Diese Entstehungsmechanismen bilden die theoretische Grundlage, auf der diese Arbeit basiert. In diesem Projekt sollte im untersuchten 4-stufigen Axialverdichter in den Entstehungsmechanismus des Rotating Stall so eingegriffen werden, dass die Entwicklung eines voll ausgebildeten Rotating Stall in einem Betriebsbereich, der möglichst weit in den instabilen Kennfeldbereich des Verdichters hineinreicht, unterdrückt wird. Zu diesem Zweck wurde Fremdluft von außen in den Verdichter so eingeblasen werden, dass das Wachstum der Stallzelle verhindert und die Stallzelle ausgelöscht wird.

An der Vorrichtung zur Beeinflussung der Verdichterstabilität, die dafür entwickelt worden ist, wurde untersucht, wie die Einblasung von Fremdluft beschaffen sein muss, damit eine möglichst große Kennfeldaufweitung bei möglichst geringem zusätzlichen Massenstrom erzielt werden kann. Eine weitere Vorgabe war, eine Vorrichtung zu entwickeln, die sich nicht in den Verdichterringraum erstreckt. Dadurch sollte eine Störung der Strömung vermieden und die Möglichkeit zu einem platzsparenden Einbau in verschiedenen Bereichen von Industrieverdichtern untersucht werden. Zu dem Zweck wurde eine Vorrichtung zur Einblasung von Fremdluft am 4-stufigen Versuchsverdichter des Instituts für Strömungsmaschinen der Universität Hannover unter diesen Vorgaben realisiert und daran verschiedene Versuche durchgeführt, die zu einer optimalen Einblaskonfiguration führten.

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

Darüber hinaus wurden Untersuchungen durchgeführt, die das dynamische Verhalten des Verdichters während der Einblasung beurteilen sollen. Diese wurden mit wandbündigen instationären Drucksensoren durchgeführt.

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 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 gegebenenfalls z.B. 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 [53] 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

Verdichter 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 Verdichterininstabilität zum Ziel hatten.

Von Greitzer wurde 1979 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

2.1.1 Rotating Stall

Eine der Formen instabiler Strömungszustände mit teilweise erheblichem Schädigungspotential für den Axialverdichter ist die rotierende Abrissströmung bzw.

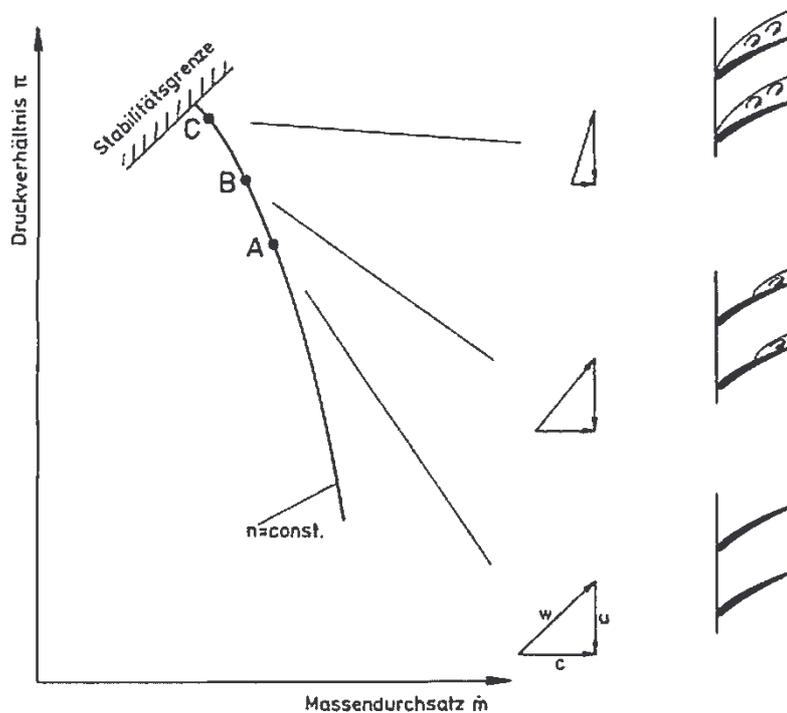


Bild 2.1: Kanalströmung bei Annäherung an die Stabilitätsgrenze

Rotating Stall. Rotating Stall ist eine zweidimensionale Störung der Strömung in einem Verdichter, die sich in Umfangsrichtung innerhalb eines Laufrades entwickelt und auch dort fortbewegt. Diese Form der Verdichterstabilität kann auslösend sein für das Verdichterpumpen, das in Abschnitt 2.1.2 beschrieben wird.

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 Massenstromverringerung sinkt die axiale Geschwindigkeit des Fluids ab (vgl. Bild 2.1). Dagegen bleibt die Umfangskomponente der Strömung weitgehend erhalten, da sie 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 oder mehreren Strömungskanälen des Laufrades zu einer vollständigen Versperrung des Kanalquerschnitts. Das Fluid, das diesen Kanal anströmt, wird abgeblockt und verteilt sich auf die vor- und nachlaufenden beiden benachbarten Strömungskanäle.

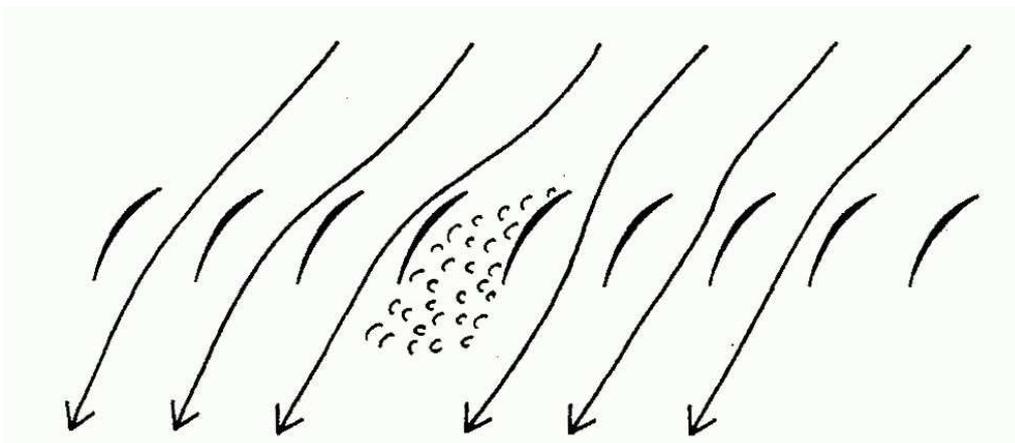


Bild 2.2: Blockade eines Kanalquerschnitts und Umleitung der Strömung in die Nachbarkanäle [11]

Dadurch wird der in Umfangsrichtung vorauseilende Strömungskanal durch den zusätzlichen Massenstrom stabilisiert, da sich durch die Strömungsablenkung vor dem 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 ([21],[22],[23],[59],[19]) wurden Anstrengungen unternommen, die Ursachen dafür zu finden, warum diese unterschiedlichen Entstehungsmechanismen existieren und teilweise in unterschiedlichen Drehzahlbereichen der gleichen Maschine auftreten können. So fanden Camp und Day heraus, dass die Ursachen für diese beiden Mechanismen in der. Neuere Untersuchungen kommen allerdings zu dem Ergebnis, dass das entscheidende Kriterium für den Entstehungsmechanismus in der Kennlinie des Verdichters zu finden ist.

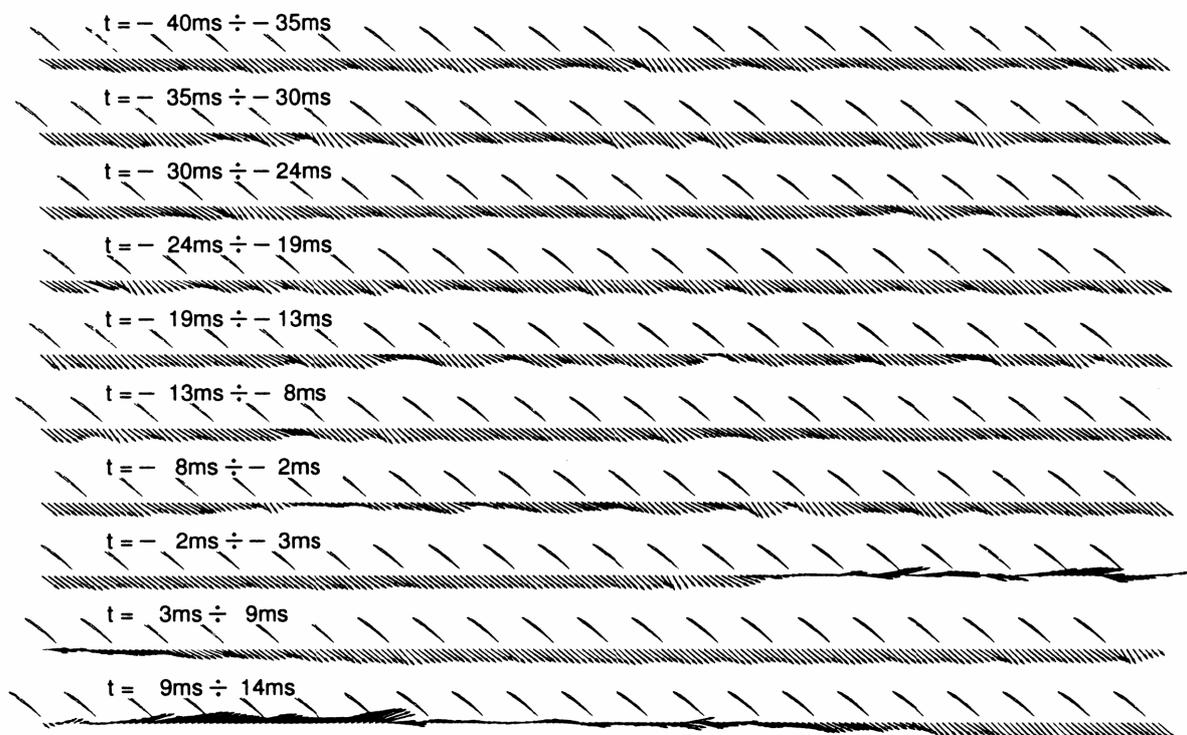


Bild 2.3: Entstehungsmechanismen des Rotating Stall

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. Aus diesem Grunde ist sie für diese Arbeit nicht von Bedeutung und wird hier nur der Vollständigkeit halber aufgeführt und beschrieben. Auf entsprechende Arbeiten zu diesem Thema wird hier jedoch nicht tiefer eingegangen.

Beim Verdichterpumpen handelt es sich um eine Form der Instabilität, die nicht wie der Rotating Stall vornehmlich in Umfangsrichtung durch den Verdichter bewegt, sondern in Hauptströmungsrichtung durch den gesamten Axialverdichter. Wie bereits von Greitzer [20] 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.

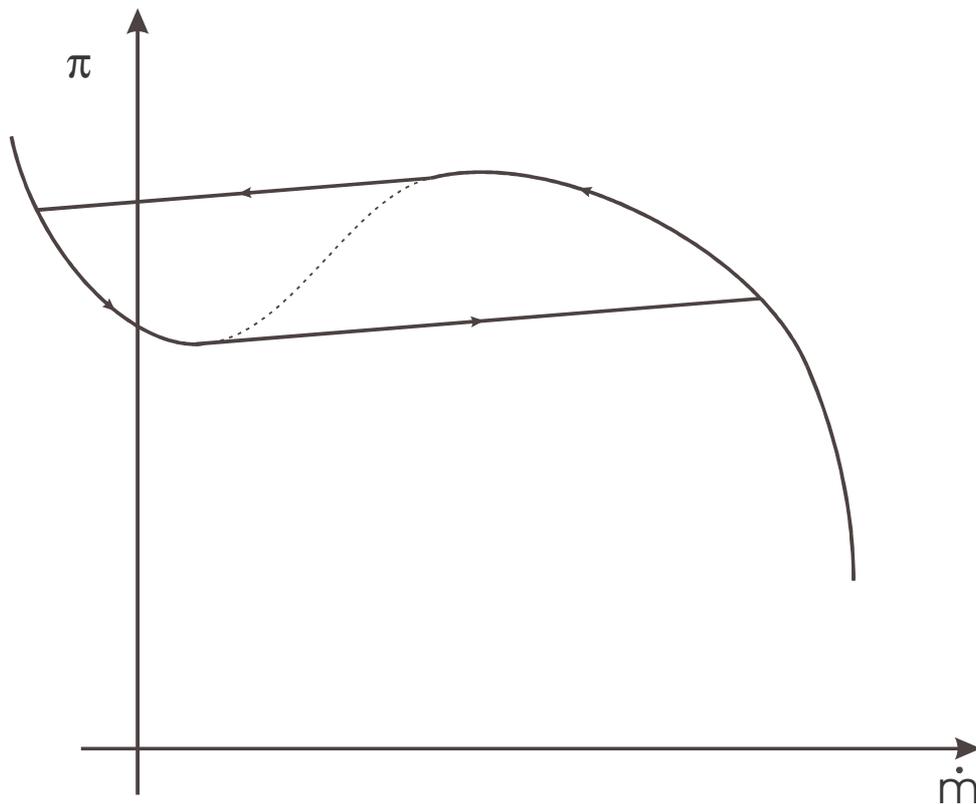


Bild 2.4: Pumpzyklus bei Deep Surge

2.2 Beeinflussung von Verdichterinstabilitäten

Da wie oben beschrieben instabile Betriebszustände für die Maschine gefährliche Auswirkungen haben können, ist aus technischer Sicht ein hinreichend großer Sicherheitsabstand zur Stabilitätsgrenze notwendig. Dem stehen aber häufig wirtschaftliche Aspekte gegenüber, da die Effektivität des Verdichters meist gerade in dem Bereich nahe der Stabilitätsgrenze am höchsten ist. Durch einen großen Pumpgrenzabstand, also Abstand des zulässigen Betriebsbereichs des Verdichters von der Stabilitätsgrenze, wird dieser Bereich aber häufig versperrt. 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) [17][64][42][46]. Ziel ist dabei die Ablenkung und Umleitung von gehäusenahen Strömungen, die die Entstehung von Verdichterstabilität verursachen oder begünstigen. Solche Systeme verursachen aber selbst Verluste und setzen somit den Wirkungsgrad des Verdichters herab. Genaue Größe, Form und Richtung Ein weiteres passives System ist die Umblasung über dem Rotor [3]. Hier wird durch gezielte Kanalführung die Rückströmung über dem Rotor, die z.B. von Saathoff und Stark beschrieben wird [44], 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 [56], die auf den Arbeiten von Greitzer [20] und Moore und Greitzer aufbauten. Praktische Erfolge wurden zuerst mit Abblasung erzielt, die bereits von Traupel als Maßnahmen zur Vermeidung von Verdichterüberlastung wird. Die 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. [59]) wieder ausgeglichen wird.

Dieses 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, Behnen und Murray [4],[9] 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 ([28][39] [52]). 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. [38] und Weigl u.a. [62] entwickelten jedoch Einblassetze, deren Einbauten in den Verdichter wandbündig waren und somit nicht den Strömungskanal versperrten. Zwar fanden die Untersuchungen von Neuhaus u.a. an einem Ventilator mit sehr großem Radialspalt (>5%) statt, doch konnte hier 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 ca. 5% des max. Verdichtermassenstroms bis zu <0,02% des Verdichternennmassenstroms. Das hat entsprechend aber auch Auswirkungen auf die mit der Vorrichtung erzielte Wirkung. Während im zweiten Fall eine Ausweitung der Kennlinie auf ca. 8% des Minimalmassenstroms erzielt wird, wird im ersten Fall (max. Einblasmassenstrom) eine Ausweitung um bis zu ca. 35% erreicht.

3 Active Surge Control

3.1 Auslegung

Ein besonderer Schwerpunkt in der Durchführung dieses Projektes war die Auslegung einer realisierbaren Einblasung. Diese erforderte ein hohes Maß an Sorgfalt, da eine unzureichend ausgelegte Einblasvorrichtung zu einer zusätzlichen 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 [4] beschrieben wird. Hier wurden speziell vier Parameter ermittelt, die für die Realisierung einer Einblasung von grundlegender Bedeutung sind. Diese Faktoren 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 ist in dem Bereich auch die Entstehungsstelle für die Verdichterinstabilität. In anderen Versuchsanlagen wie z.B. bei Neuhaus und Neise [38] 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 [52] oder Neuhaus [38]) zeigen mit unterschiedlichen anderen Einblasesystemen ebenfalls einen Beeinflussungsbereich von ca. 20% der Kanalhöhe im gehäusenahen Bereich.

Die meisten dieser Systeme arbeiten invasiv, d.h. die Düsen, durch die der Einblasmassenstrom in den Verdichter eingeführt wird, ragen in den Strömungskanal des verwendeten Verdichters hinein. Der Vorteil dieser Anordnung liegt darin, dass der Einblasmassenstrom so keinen radialen Anteil hat, der zusätzlich aufgebracht werden muss, an der durch die Einblasung zu erzielenden Wirkung aber keinen Anteil hat. Nachteil ist dabei aber, dass die Düsen den Strömungskanal versperren und somit die Verdichterströmung stören. Deshalb sind diese Einblasesysteme 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 Einblaseffektivität deutlich höher, wenn die Einblasung am Entstehungsort des Rotating Stall stattfindet.

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

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

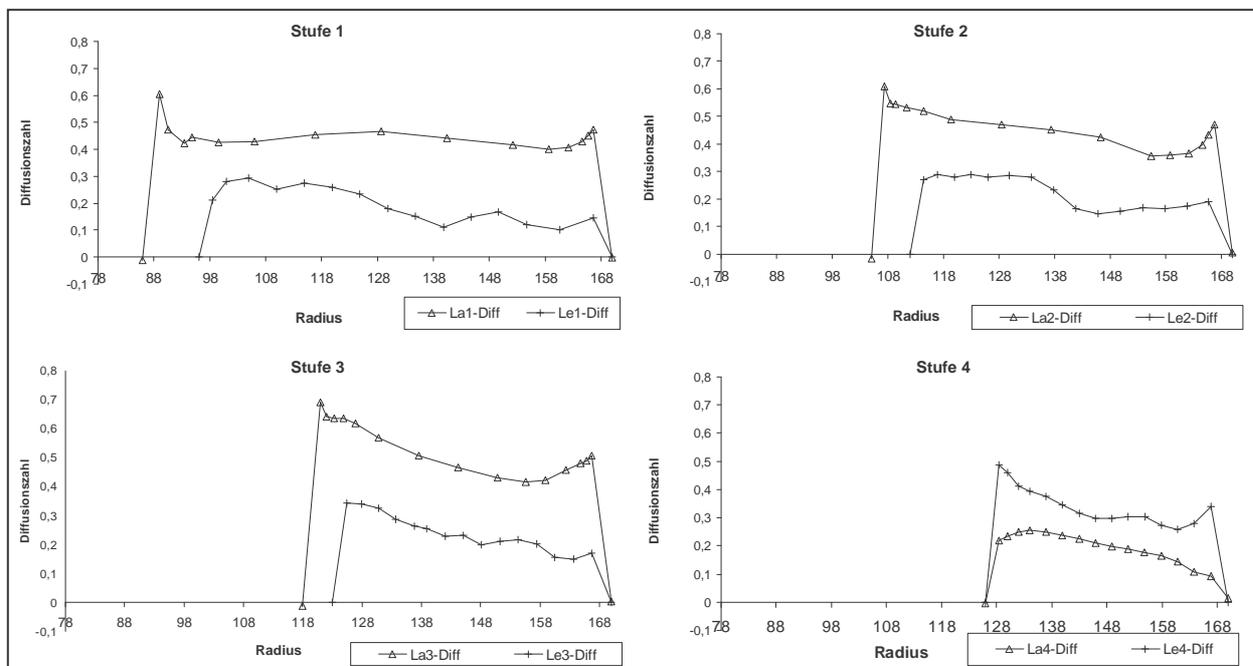


Bild 3.1: Diffusionszahlverläufe der einzelnen Stufen des Versuchsverdichters

Ähnliche Beobachtungen wurden auch von Fischer 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 durchgeführt. Bei der einen Konfiguration wurden die fünf Druckaufnehmerpositionen hinter dem Vorleitrad zusammen mit einer Reihe durchgeführt, die sich entlang der 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 entgegen der Ergebnisse der Diffusionszahlermittlung 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 den 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.

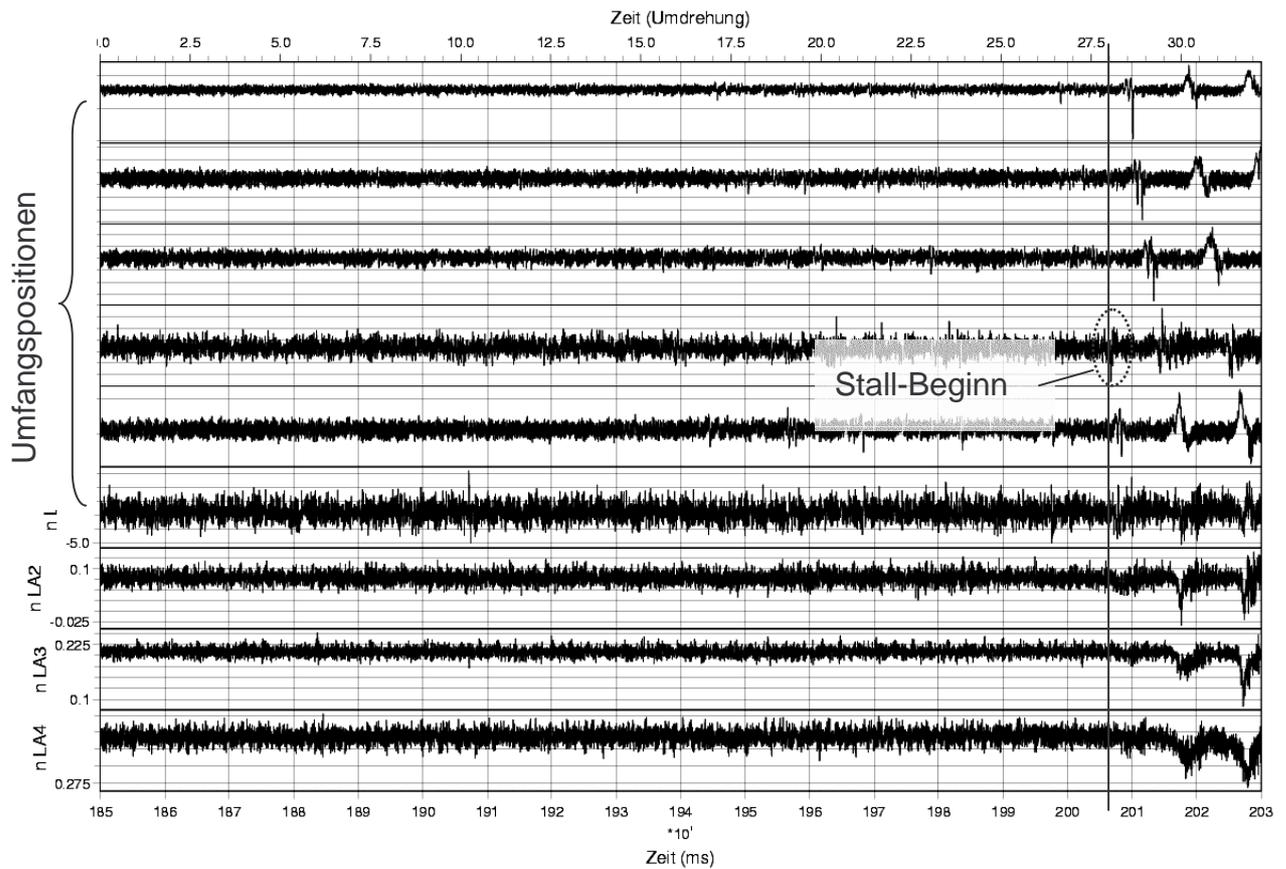


Bild 3.2: Wandbündige Messung zur Detektion des Stallentstehungsortes

Für die Ermittlung der radialen Position wurde eine invasive instationäre Vierlochsonde, die am Institut für Strömungsmaschinen neu entwickelt worden ist [7], 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 3.1) 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.

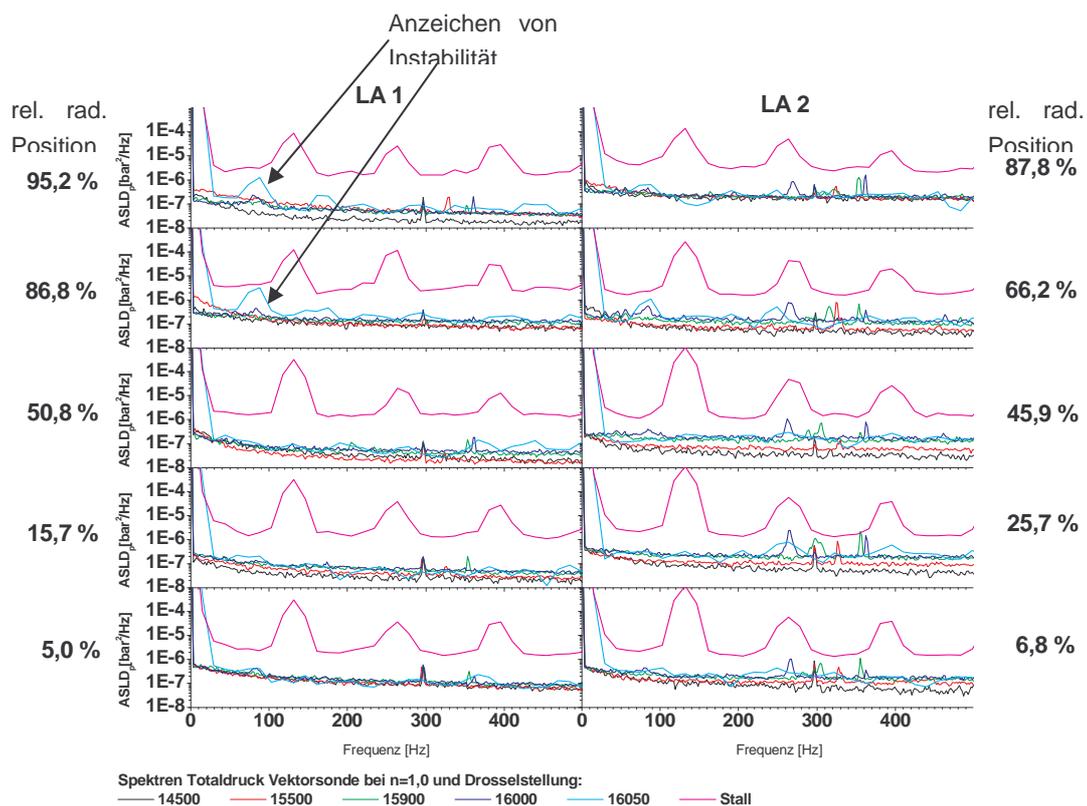


Bild 3.3: APSD-Verläufe bei verschiedenen Lastzuständen

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 Frequenzbereich 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 weitreichende 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 des 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).

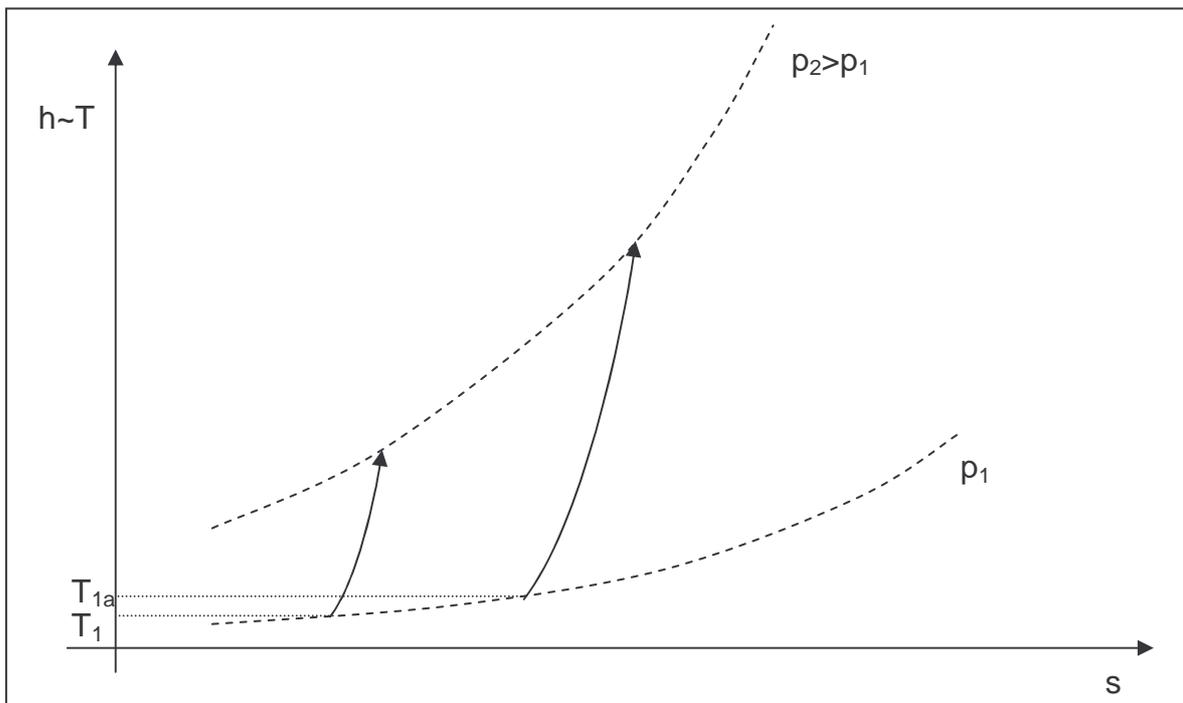


Bild 3.4: h-s Diagramm

Damit wäre 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 dem Prozess zur Gewinnung elektrischer Energie dann aber nicht mehr 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 et al. [52], Weigl et al.[62]]. Nie, Xu et al. [39] berichten von sog. Micro-Injection mit Verhältnissen von 0.019%-0.056%.

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 Ergebnissen führt, die mit denen von Behnken übereinstimmen. Entsprechend wären in dem Fall auch vergleichbare Ergebnisse bezüglich der Kennfelderweiterung für den Fall zu erwarten, dass 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 führte die Auslegung unter der Prämisse des gleichen Impulsverhältnisses zu unterschiedlichen Energieverhältnissen und umgekehrt. Dies führte zu unterschiedlichen Auslegungen mit jeweils

unterschiedlichen Ergebnissen für Geschwindigkeit, Druck und Querschnittsfläche für die Öffnungen, durch die der Einblasmassenstrom in den Verdichter eingeführt wird. Die Ursachen für diese Diskrepanz konnte leider nicht ermittelt werden.

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. Entsprechend wurde für die Auslegung folgende Strategie verwendet:

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.
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).

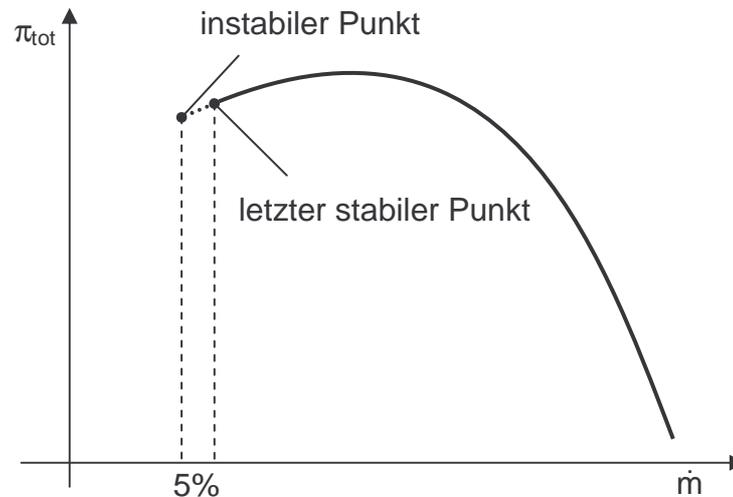


Bild 3.5: Verdichterkennlinie mit inst. Betriebspunkt

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.
5. Aus der Differenz dieser beiden Impulse ergibt sich entsprechend das Impulsdefizit, das zu einer Destabilisierung der Strömungsverhältnisse im Verdichter führt.
6. 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 des Vorhabens 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. Damit entspricht der Impulsstrom, der benötigt wird, um einen dieser Sektoren zu stabilisieren,

$$\frac{20\%}{12 \text{ Sektoren}},$$

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.

7. 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.
8. Bei Absprachen mit dem Industriepartner wurde beschlossen, ein Massenstromverhältnis von 0,5% zu verwenden, um sicherzustellen, dass eine funktionsfähige Einblasung realisiert wird.
9. Damit konnte über eine Impulsbilanz die benötigte Einblasgeschwindigkeit berechnet werden
10. 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.

3.1.6 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: $r_i = 0,07948 \text{ m}$

Querschnittsfläche: $A = \pi(r_a^2 - r_i^2) = 0,070946 \text{ m}^2$

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

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

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

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

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 $r=151,82 \text{ mm}$: $14,21^\circ$ (aus Daten der MTU)

⇒ 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 $r=170\text{mm}$: $148,3^\circ$ (aus Daten der MTU)

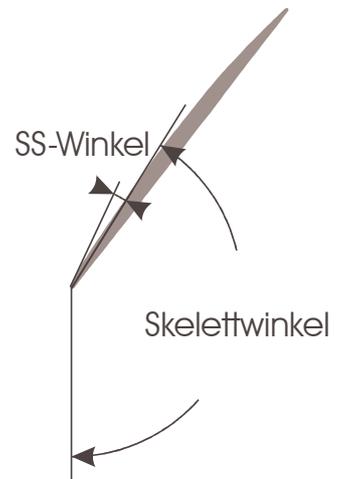
Skelettwinkel bei $r=151,82\text{mm}$: 145° (aus Daten der MTU)

mittlerer Skelettwinkel $146,66^\circ$ (aus lin. Interpolation der MTU-Auslegungsdaten)

SS-Winkel $\Delta\alpha$ bei $r=170\text{mm}$: $6,8^\circ$ (aus Daten der MTU)

SS-Winkel $\Delta\alpha$ bei $r=151,82\text{mm}$: $8,1^\circ$ (aus Daten der MTU)

mittlerer SS-Winkel $\Delta\alpha$ $7,43^\circ$ (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: $286,5 \text{ K}$

Weitere gemessene Absolutwerte (nicht reduziert):

Umgebungstemperatur: $287,3\text{K}$ (aus Messdaten)

Umgebungsdruck: $100178,1 \text{ Pa}$ (aus Messdaten)

stat. Eintrittsdruck: $53841,8 \text{ Pa}$ (aus Messdaten)

tot. Eintrittsdruck: $61890,2 \text{ Pa}$ (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:

- Dichte vor LA1:
$$\rho = \frac{P_{\text{stat,Wand}}}{R \cdot T_{\text{stat,Wand}}} = \frac{50859 \text{ Pa}}{287,1 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}} \cdot 266,7\text{K}} \quad \text{Gl. 3.4}$$

$$= 0,66422 \text{ kg/m}^3$$

- Dichte im Eintritt:
$$\rho = \frac{P_{\text{stat,ein}}}{R \cdot T_{\text{stat,ein}}} = \frac{53841,4 \text{ Pa}}{287,1 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}} \cdot 286,5\text{K}} \quad \text{Gl. 3.5}$$

$$= 0,67972 \text{ kg/m}^3$$

Verdichtermassenstrom:

Für die Auslegung der Einblasung werden nun zwei Betriebspunkte betrachtet, die im Versuchsverdichter als bekannt anzusehen sind. Das sind zum einen der Punkt besten Wirkungsgrad bei 95% n_N und der letzte stabil gemessene Betriebspunkt bei gleicher Drehzahl. Hierbei wird der Punkt besten Wirkungsgrades für die Überprüfung der Berechnung der Überschlagsdaten durch einen Vergleich mit den Messdaten verwendet. Diese beiden Betriebspunkte sind durch ihre reduzierten Massenströme identifiziert. Als dritter Betriebspunkt wird ein theoretischer gewählt, der jenseits der Stabilitätsgrenze liegt. Hierfür werden 5% vom Massenstrom des letzten stabilen Betriebspunktes abgezogen. Diese drei Betriebspunkte liegen bei folgenden reduzierten Massenströmen:

- 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:

$$\dot{m}_{\text{opt}} = \dot{m}_{\text{red,opt}} \frac{p_{\text{tot,ein}}}{p_{\text{ref}}} \sqrt{\frac{T_{\text{ref}}}{T_{\text{stat}}}} = 13,25 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \frac{61890 \text{ Pa}}{101300 \text{ Pa}} \sqrt{\frac{288,15 \text{ K}}{286,5 \text{ K}}} = 8,11 \text{ kg/s} \quad \text{Gl. 3.6}$$

an der Stabilitätsgrenze:

$$\dot{m}_{\text{st}} = \dot{m}_{\text{st,opt}} \frac{p_{\text{tot,ein}}}{p_{\text{ref}}} \sqrt{\frac{T_{\text{ref}}}{T_{\text{stat}}}} = 11,0 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \frac{61890 \text{ Pa}}{101300 \text{ Pa}} \sqrt{\frac{288,15 \text{ K}}{286,5 \text{ K}}} = 6,73 \text{ kg/s} \quad \text{Gl. 3.7}$$

5% jenseits der Stabilitätsgrenze:

$$\dot{m}_{\text{opt}} = \dot{m}_{\text{inst,opt}} \frac{p_{\text{tot,ein}}}{p_{\text{ref}}} \sqrt{\frac{T_{\text{ref}}}{T_{\text{stat}}}} = 10,45 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \frac{61890 \text{ Pa}}{101300 \text{ Pa}} \sqrt{\frac{288,15 \text{ K}}{286,5 \text{ K}}} = 6,39 \text{ kg/s} \quad \text{Gl. 3.8}$$

Geschwindigkeiten

- mittlere Axialgeschwindigkeit: $c_{ax,m} = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot A}$ Gl. 3.9

Punkt besten Wirkungsgrades	an der Stabilitätsgrenze	5% jenseits der Stabilitätsgrenze
$= \frac{8,11 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{0,66422 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 0,070946 \text{m}^2}$ $= 172,10 \frac{\text{m}}{\text{s}}$	$= \frac{6,73 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{0,66422 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 0,070946 \text{m}^2}$ $= 142,82 \frac{\text{m}}{\text{s}}$	$= \frac{6,39 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{0,66422 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 0,0726462 \text{m}^2}$ $= 135,60 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

- mittlere abs. Zuströmgeschwindigkeit: $c_m = \frac{c_{ax,m}}{\cos \beta_m}$ Gl. 3.10

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

- mittlere Umfangsgeschwindigkeit der Strömung: $c_u = c_{ax,m} \tan \beta_m$ Gl. 3.11

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

Ziel der Auslegung

Ziel des Projektes war die Realisierung einer Einblasung, die die entstehende Instabilität daran hindert, sich voll zu entwickeln. Dazu sollte der Impuls der Strömung im Entstehungsbereich der Instabilität regelmäßig soweit stabilisiert werden, dass die Entwicklung der Instabilität verhindert wird.

Ziel der Auslegung der Einblasung war es, eine Konfiguration zu ermitteln, bei der der Impuls der Verdichterströmung von 5% Massenstrom jenseits der Stabilitätsgrenze lokal wieder aufgefüllt wird. So sollte die Stabilität des Verdichters über die Stabilitätsgrenze hinaus erhalten bleiben.

Die Auslegung wurde für eine Einblasung durch bis zu 4 Taschen gleichzeitig durchgeführt. Vorausgehende Projekte haben gezeigt, dass eine Einblasung über den vollständigen Umfang nicht wesentlich bessere Ergebnisse gebracht haben. Dennoch ist auch die Realisierung einer Einblasung in mehr Taschen denkbar, wenn gleichzeitig die verwendete Einblasmenge erhöht wird. Für die Einblasung sollte gelten:

- 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 Verdichterhauptströmung 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:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{i,red} &\stackrel{!}{\leq} 0,05 \cdot 14,1 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 0,0705 \frac{\text{kg}}{\text{s}}, \dot{m}_i = \dot{m}_{i,red} \frac{P_{stat}}{P_{ref}} \\ &= 0,0705 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \frac{61890 \text{Pa}}{101300 \text{Pa}} = 0,0430 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \end{aligned} \quad \text{Gl. 3.12}$$

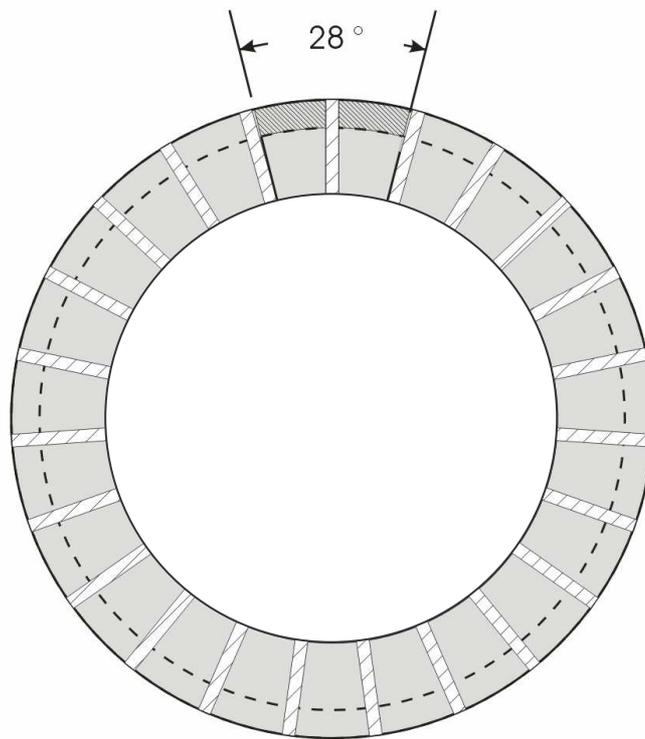


Bild 3.6: Einflussbereich einer Einblaskammer

- Die benötigten Querschnittsflächen für die Einblasung müssen realisierbar bleiben

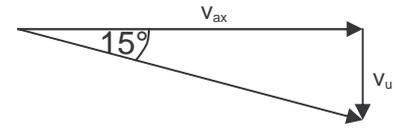
Dafür wird im folgenden der Impulsbedarf einer Tasche ermittelt:

Impulsbedarf

1. 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):

$$\dot{I}_{V,st.}'' = 6,73 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \left(\sqrt{(142,82 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot \vec{e}_{ax})^2 + (37,47 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot \vec{e}_u)^2} \right) = 993,68 \frac{\text{kg m}}{\text{s}^2} \quad \text{Gl. 3.13}$$



2. Für den theoretischen instabilen Betriebspunkt wurde der Impuls ermittelt.

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

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

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

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

Ziel sollte sein, die Entstehung der Stallzellen zu unterdrücken. Dafür sollte die Einblasung in einzelnen Schaufelkanälen auf den oberen 20% der Schaufelhöhe realisiert werden.

Entsprechend reduzierte sich der Einblasimpuls für einen Kanal auf:

$$\dot{I}_{V,st.,1\text{Kanal}}'' = \frac{97,87 \frac{\text{kg m}}{\text{s}^2}}{23 \text{ Schaufeln}} \cdot \frac{(r_a^2 - (r_i + 0,8(r_a - r_i))^2)}{r_a^2 - r_i^2} = 1,098 \frac{\text{kg m}}{\text{s}^2} \quad \text{Gl. 3.14}$$

Da von einer Tasche ein Umfangsbereich von 28° beeinflusst wird, erhöhte sich der Einblasmassenstrom für eine Tasche der Einblasung entsprechend um

$$\dot{m}_{i,Kammer} = \frac{28^\circ}{\frac{360^\circ}{23 \text{ Schaufeln}}} \cdot \dot{m}_{i,1Kanal} \quad \text{Gl. 3.15}$$

Der radiale Einblaswinkel beträgt bei der Konstruktion 30° . Dieser Winkel wurde durch den Platzbedarf im Versuchsverdichter in etwa vorgegeben, da eine Einblasung ermöglicht werden sollte, die noch vor dem ersten Laufrad arbeitet. Aus den Messdaten ergab sich ein Umfangswinkel der Abströmung von 13° . Bisherige Veröffentlichungen weisen alle eine Einblasung in abs. Zuströmrichtung (\approx Abströmrichtung des Vorleitgitters) auf. Dadurch ergab sich für die Umfangskomponente ein Abströmwinkel von 13° . 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° 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 Schlitz erforderlich.

Aus der Betrachtung der einzelnen Komponenten

$$\text{axiale Komponente: } 1,098 \frac{\text{kgm}}{\text{s}^2} \cos 15^\circ = 1,060 \frac{\text{kgm}}{\text{s}^2}$$

$$\text{Umfangskomponente: } 1,098 \sin 15^\circ = 0,284 \frac{\text{kgm}}{\text{s}^2}$$

$$\text{rad. Komponente: } 1,060 \frac{\text{kgm}}{\text{s}^2} \sin 30^\circ = 0,530 \frac{\text{kgm}}{\text{s}^2}$$

ergab sich ein benötigter Gesamtimpuls pro Kanal von:

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

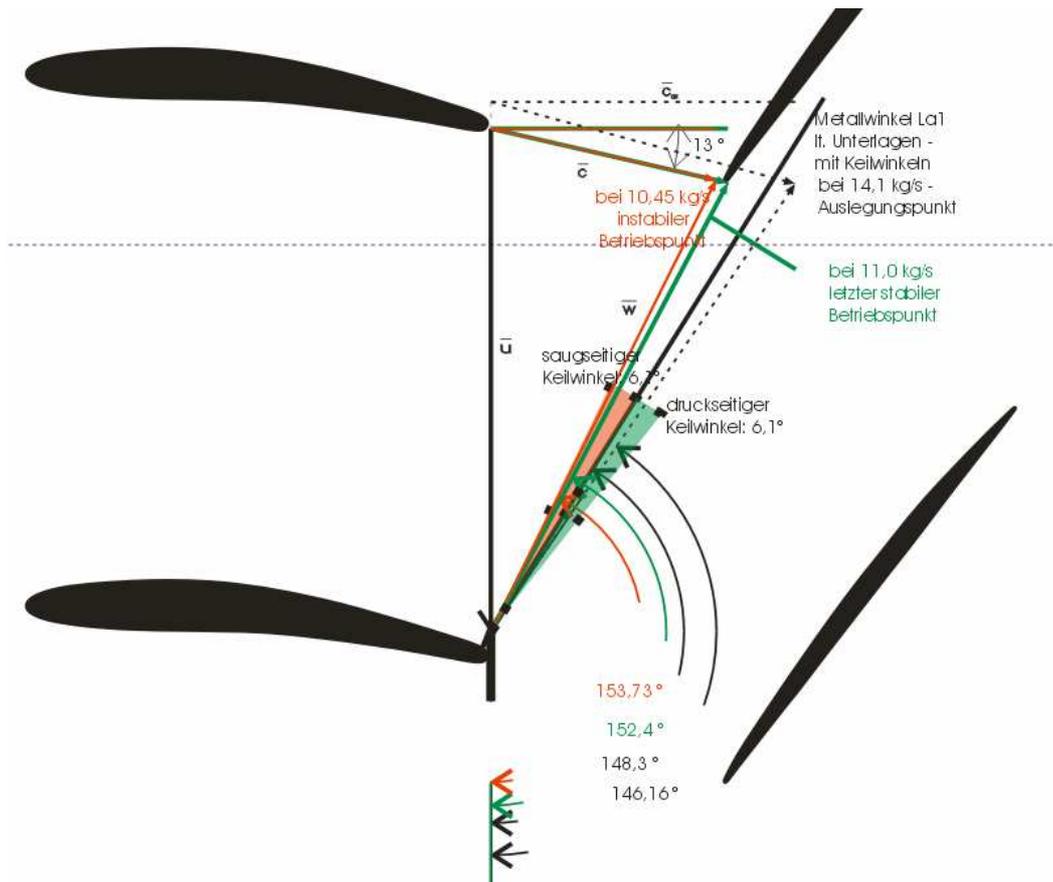


Bild 3.7: Zuströmung zu Laufrad 1 bei unterschiedlichen Betriebszuständen

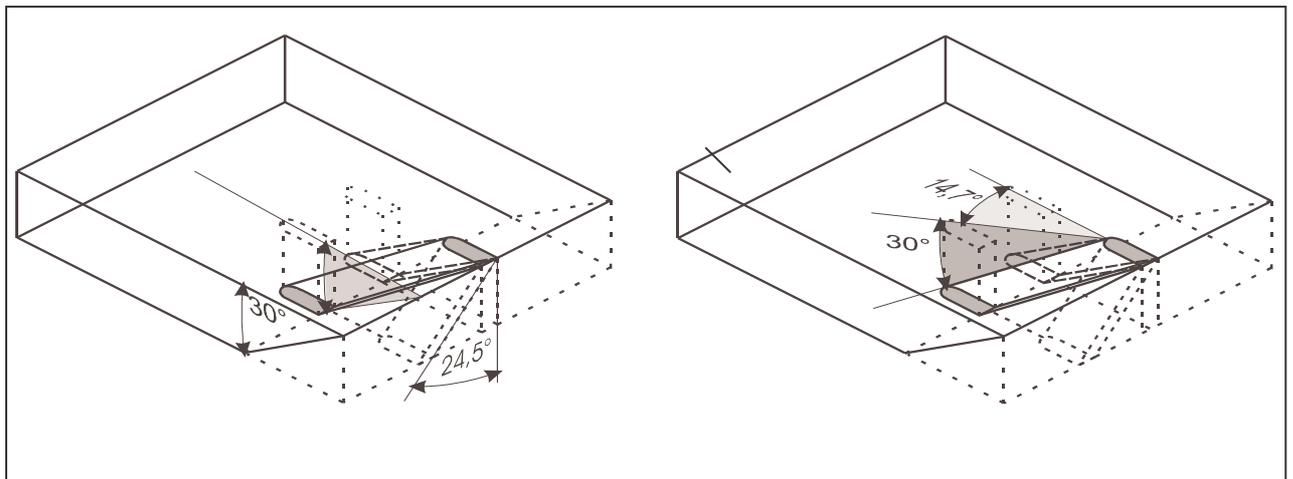


Bild 3.8: Die verschiedenen Winkel bei der Festlegung der Schlitzgeometrie

Tatsächlich benötigter Einblasimpuls aus einer Tasche:

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

4. Entsprechend musste lokal folgende Gleichung erfüllt werden:

- Impulsbilanz $\dot{I}_{\text{stabil}} = \dot{I}_{\text{instabil}} + \dot{I}_{\text{Einblasung}}$ Gl. 3.16

$$(\dot{m} \cdot c)_{\text{st}} = (\dot{m} \cdot c)_{\text{inst}} + (\Delta \dot{m} \cdot (c_{\text{inst}} + \Delta v)) \quad \text{Gl. 3.17}$$

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:

5. Wird die Gleichung

$$\Delta \dot{m} = \rho \cdot (c_{\text{inst}} + \Delta v) \cdot A \quad \text{Gl. 3.18}$$

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

$$\begin{aligned} (\dot{m} \cdot c)_{\text{st}} &= (\dot{m} \cdot c)_{\text{inst}} + (\rho \cdot (c_{\text{inst}} + \Delta v) \cdot A \cdot (c_{\text{inst}} + \Delta v)) \\ &= (\dot{m} \cdot c)_{\text{inst}} + (\rho \cdot A \cdot (c_{\text{inst}} + \Delta v)^2) \end{aligned} \quad \text{Gl. 3.19}$$

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

$$\dot{i}_{\text{Einblasung}}'' = \frac{\dot{m}_i}{4} \cdot (c_{\text{inst.}} + \Delta v) \quad \text{Gl. 3.20}$$

$$\Rightarrow c_{\text{inst.}} + \Delta v = \frac{4 \cdot \dot{i}_{\text{Einblasung}}''}{\dot{m}_i} = \frac{4 \cdot 2,18 \frac{\text{kgm}}{\text{s}^2}}{0,0430 \frac{\text{kg}}{\text{s}}} = 202,79 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Daraus ergab sich die benötigte Querschnittsfläche über:

- Impulsgleichung $\dot{m}_i = \rho_i \cdot c_i \cdot A_i$ Gl. 3.21

$$\begin{aligned} \Leftrightarrow A_i &= \frac{\dot{m}_i}{\rho_i \cdot c_i} = \frac{0,0430}{4 \cdot 0,66422 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 202,79 \frac{\text{m}}{\text{s}}} \\ &= 7,98 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \\ &= 79,8 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

6. 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 Einstromrichtung erhalten sollte. Da die Richtungsvorgabe sowohl radial als auch in Umfangsrichtung einen vorgegebenen Winkel festlegte, durften

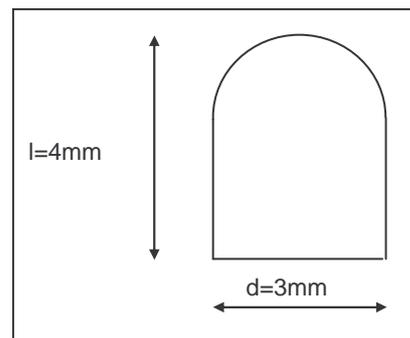


Bild 3.9: Schlitzquerschnitt

diese Einzelslitze nicht zu groß sein. Für die weiteren Kriterien, die auf die Festlegung der Querschnittsfläche der Schlitze, die in Bild 3.9 gezeigt ist, sei auf Abschnitt 3.2 verwiesen.

7. Die Querschnittsfläche einer solchen Öffnung ließ sich berechnen durch:

- Querschnittsfläche $A_e = \frac{1}{2} \frac{\pi d^2}{4} + \left(1 - \frac{d}{2}\right) \cdot d$ Gl. 3.22

$$= \frac{\pi (3\text{mm})^2}{2 \cdot 4} + \left(4\text{mm} - \frac{3\text{mm}}{2}\right) \cdot 3\text{mm}$$

$$= 11,0343\text{mm}^2$$

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

- Einblasquerschnitt $A_i = N \cdot A_e$ Gl. 3.23

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

$$7A_e = 0,000077241\text{m}^2$$

Die benötigte Einblasgeschwindigkeit betrug damit:

- Einblasgeschwindigkeit $c_i^2 = \frac{i''_{i,\text{Tasche}}}{\rho_i \cdot A_i}$ Gl. 3.24

$$c_i = \sqrt{\frac{i''_{i,\text{Tasche}}}{\rho_{\text{stat,LA1}} \cdot A_i}}$$

$$= \sqrt{\frac{2,180 \frac{\text{kgm}}{\text{s}^2}}{0,66422 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 0,000077241\text{m}^2}}$$

$$= 206,13 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Der entsprechend benötigte Einblasmassenstrom betrug dann nach Gl. 3.21:

$$\dot{m}_i = \rho_{\text{stat,LA1}} \cdot A_i \cdot c_i = 0,66422 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 0,000077241\text{m}^2 \cdot 206,13 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 0,01 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Das entspricht einem Anteil von:

- rel Einblasmassenstrom einer Tasche
$$\frac{\dot{m}_{i,Tasche}}{\dot{m}_i} \cdot 100\% = \frac{0,01 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{0,0431 \frac{\text{kg}}{\text{s}}} \cdot 100\% = 23,05\% \quad \text{Gl. 3.25}$$

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:

$$\frac{4 \cdot \dot{m}_{i,Tasche}}{\dot{m}_i} \cdot 100\% = \frac{4 \cdot 0,01 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{0,0431 \frac{\text{kg}}{\text{s}}} \cdot 100\% = 92,23\%$$

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

$$\frac{2 \cdot 0,5\% \cdot \dot{m}_n}{\dot{m}_{i,Tasche}} = \frac{0,0862}{0,01} = 8,7 \approx 8 \text{ Taschen}$$

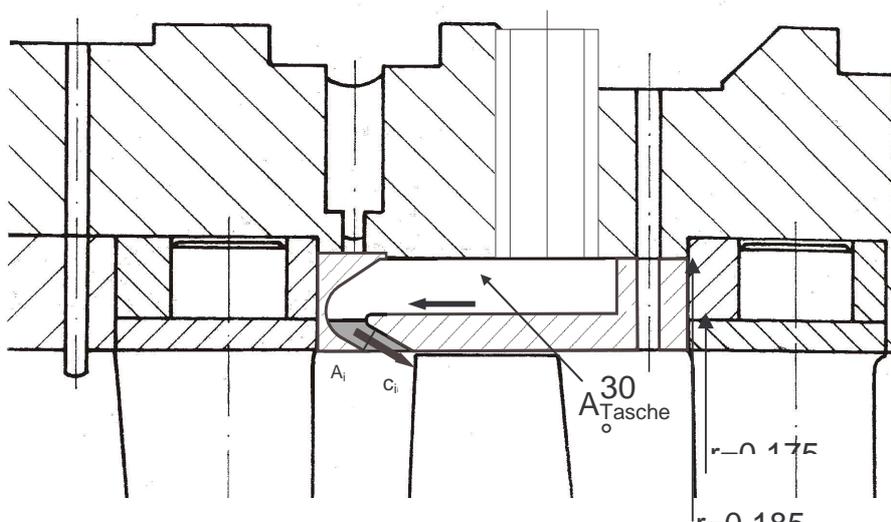


Bild 3.10: Querschnitt durch eine Einblassammelkammer

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

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

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

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

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

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

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

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

$$A_{\text{Tasche}} = \pi \frac{28^\circ}{180^\circ} (r_a^2 - r_i^2) = \pi \frac{28^\circ}{180^\circ} (0,185^2 - 0,175^2) \\ = 0,004887\text{m}^2$$

$$c_{\text{Tasche}} = \frac{0,01 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{p_{\text{stat,Tasche}} \cdot \frac{1}{2244,89 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}}} \cdot 0,004887\text{m}^2} = \frac{6660,71 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} \frac{1}{\text{m}^2}}{p_{\text{stat,Tasche}}}$$

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

$$p_{\text{stat,Tasche}} + (p_{\text{stat,Tasche}})^{-1} \cdot \frac{(6660,71 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} \frac{1}{\text{m}^2})^2}{2 \cdot 2244,89 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}}} = 50858\text{Pa} + \frac{1}{2} 0,66422 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot (206,13 \frac{\text{m}}{\text{s}})^2$$

⇒

$$p_{\text{stat,Tasche}} = 64969,0613\text{Pa}$$

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“ [5], einem der Standardnachsschlagewerke für den Maschinenbau, entnommen werden können (vgl. B47 Gl. 11a). Die Formel zur Berechnung der Druckverluste in einer Rohrleitung lautet dort:

- Druckverlust durch Rohrreibung $\Delta p_v = \left(\frac{\lambda l}{d} \right) \frac{\rho v^2}{2} + \sum \frac{\zeta v^2}{2}$ Gl. 3.26

mit λ = Rohrreibungszahl

l = Rohrlänge

d = Rohrdurchmesser

ρ = Dichte des Fluids

v = Geschwindigkeit

ζ = Widerstandsbeiwert von Einbauten

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

- Rohrreibungszahl nach Blasius $\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}}$ Gl. 3.27

mit 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:

- Dichte der Luft im Rohr $\rho = \frac{p_{\text{ein}} - \sum \Delta p_v}{R \cdot T}$ Gl. 3.28

mit $R =$ universelle Gaskonstante

Hierbei wurde die Temperatur allerdings vereinfachend auf konstant 20°C gesetzt. Das entspricht ungefähr der Temperatur der umgebenden Halle.

Der Widerstandsbeiwert ζ kommt nur bei besonderen Einbauten in die Rohrleitung zum Tragen. Solche Einbauten sind z.B. Rohrkrümmer (Winkel od. Bögen), Verzweigungen, Ventile, Filter oder Querschnittsveränderungen. Diesen wird jeweils der Widerstandsbeiwert zugeordnet, welcher im „Dubbel“ aus verschiedenen Tabellen abgelesen werden kann. So werden Verluste berücksichtigt, die sich nicht durch die Rohrreibung ergeben, sondern durch den speziellen Aufbau der Komponente. Im folgenden werden in einer Tabelle die Ergebnisse der Berechnung der Verluste in den Zuleitungen dargestellt:

$\rho_{\text{Hauptströmung}}$	50900
λ	0,02603
ρ	1,1881
η	1,8E+07
T	293,15
R	8,31441
$m_{\text{real}}^{\circ}(0,5\%)$	0,043

Tabelle 3.1: Eckdaten

						m=0,043 (=0,5%)				
	d[m]	l [m]	λ [-]	ρ [kg/m ³]	η	v[m/s]	p_1 [Pa]	Δp [Pa]	ζ	
Filter	0,2	0,01	0,02849	1,2510	17980000	1,09411	101300	10		
2 Bögen	0,2	1,037	0,02849	1,2510	17980000	1,09411	101290	2,806	3,6	
Lange Leitung	0,2	13	0,02849	1,2509	17980000	1,09421	101287	1,387		
Gaszähler	0,2	0,64	0,02849	1,2508	17980000	1,09424	101286	100		
Bogen	0,2	0,519	0,02849	1,2508	17980000	1,09426	101186	1,403	1,8	
2 45°-Bögen	0,2	0,01	0,02849	1,2496	17980000	1,09534	101184	1,485	1,98	
Lange Leitung	0,2	4,5	0,02849	1,2496	17980000	1,09536	101183	0,481		
Sammelleitung	0,2	0	0,02849	1,2496	17980000	1,09537	101182	0,300	0,4	
Verteilleitung	0,08	1,27	0,02266	1,2495	17980000	6,84613	101182	10,53		
1/12 m°	Gerade Leitung	0,025	0,1	0,02230	1,2495	17980000	23,3682	101172	30,43	
	Ventil	0,025	0,16	0,02230	1,2494	17980000	23,3706	101141	32000	
	Bogen 1	0,025	0,037	0,02230	1,2490	17980000	23,3776	69141	69,29	0,17
	Querrohr	0,025	0,089	0,02230	0,8539	17980000	34,1973	69072	39,64	
	Bogen 2	0,025	0,037	0,02230	0,8530	17980000	34,2316	69032	101,5	0,17
	Gerade Leitung	0,025	0,078	0,02230	0,8525	17980000	34,2513	68931	34,84	
1/24 m°	Verteilung	0,016	0,013	0,02372	0,8513	17980000	41,8722	68896	387,5	0,5
	Schlauch	0,016	2,5	0,02372	0,8508	17980000	41,8934	68508	2825	
	Reduzierung	0,012	0	0,02207	0,8460	17980000	74,8984	65684	711,9	0,3
	Schlauchbogen	0,012	0,037	0,02207	0,8112	17980000	78,1196	64972	589,4	0,17
	Tasche							64382	3000	
Austrittsdruck							61382			

Tabelle 3.2 Berechnung der Druckverluste im Rohrleitungssystem

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 der 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 3.11 zu entnehmen.

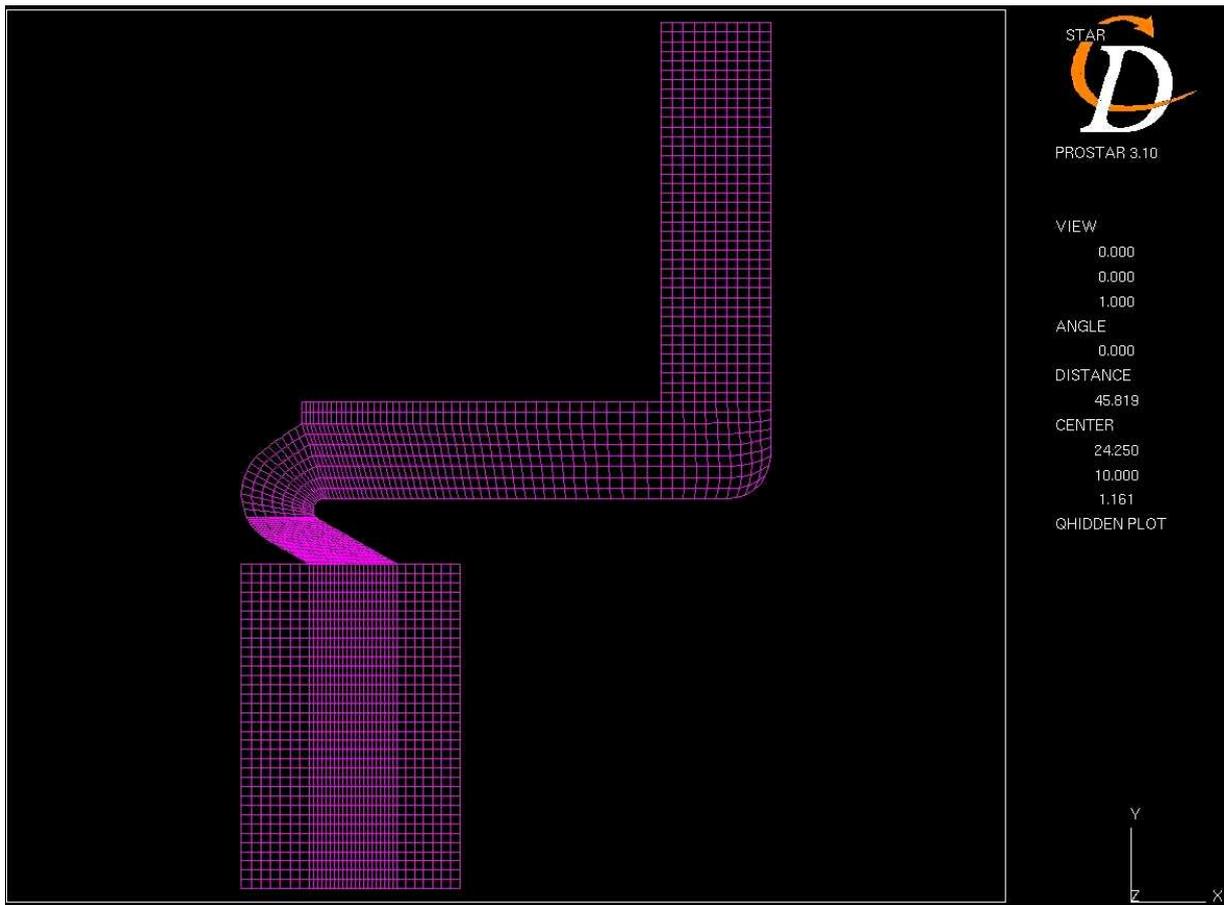


Bild 3.11: Netz für die 2D-Berechnung

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 3.12).

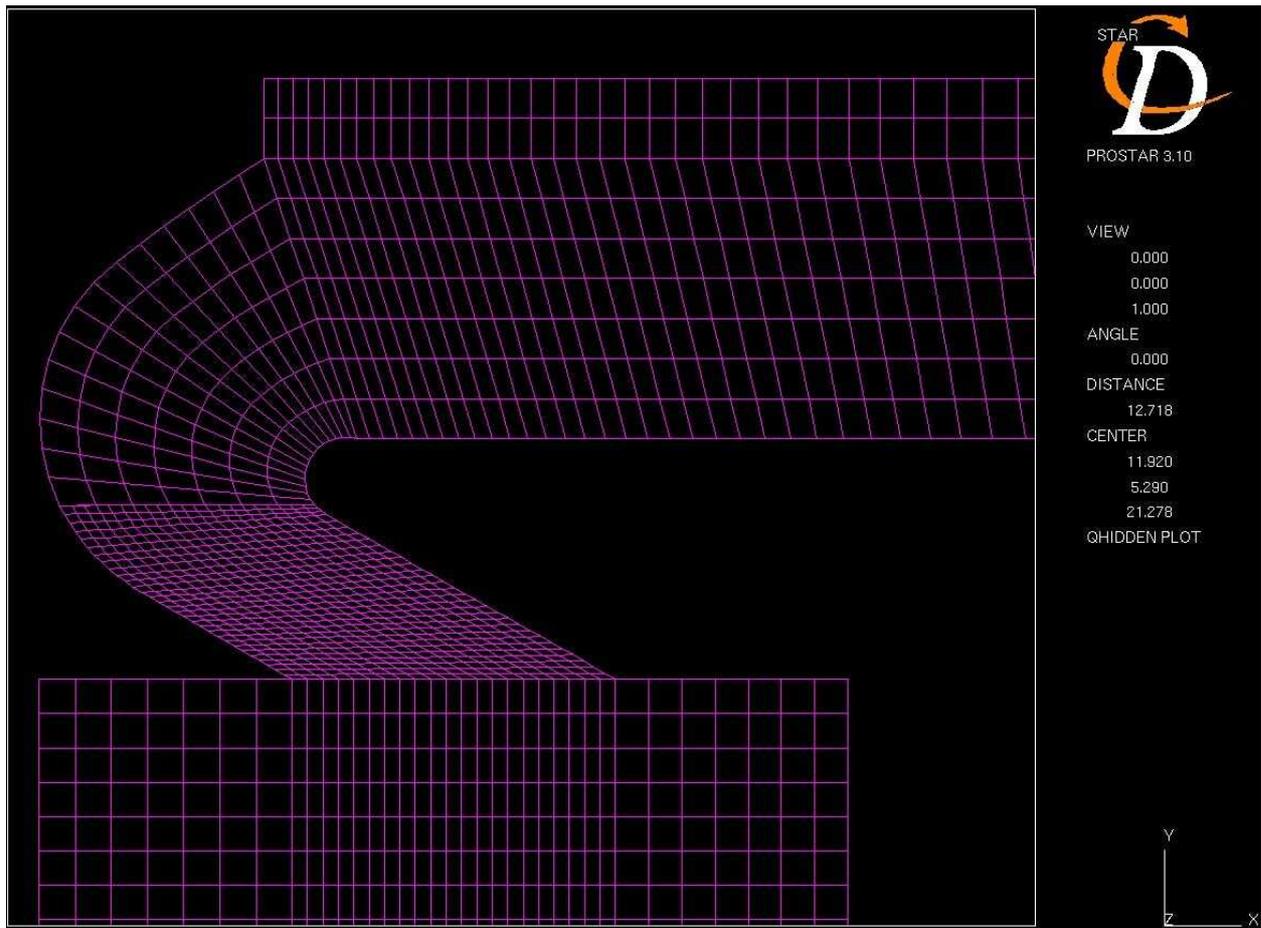


Bild 3.12: Numerisches Modell der Einblasvorrichtung – Vergrößerung des Bereichs der Einblasöffnung

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

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

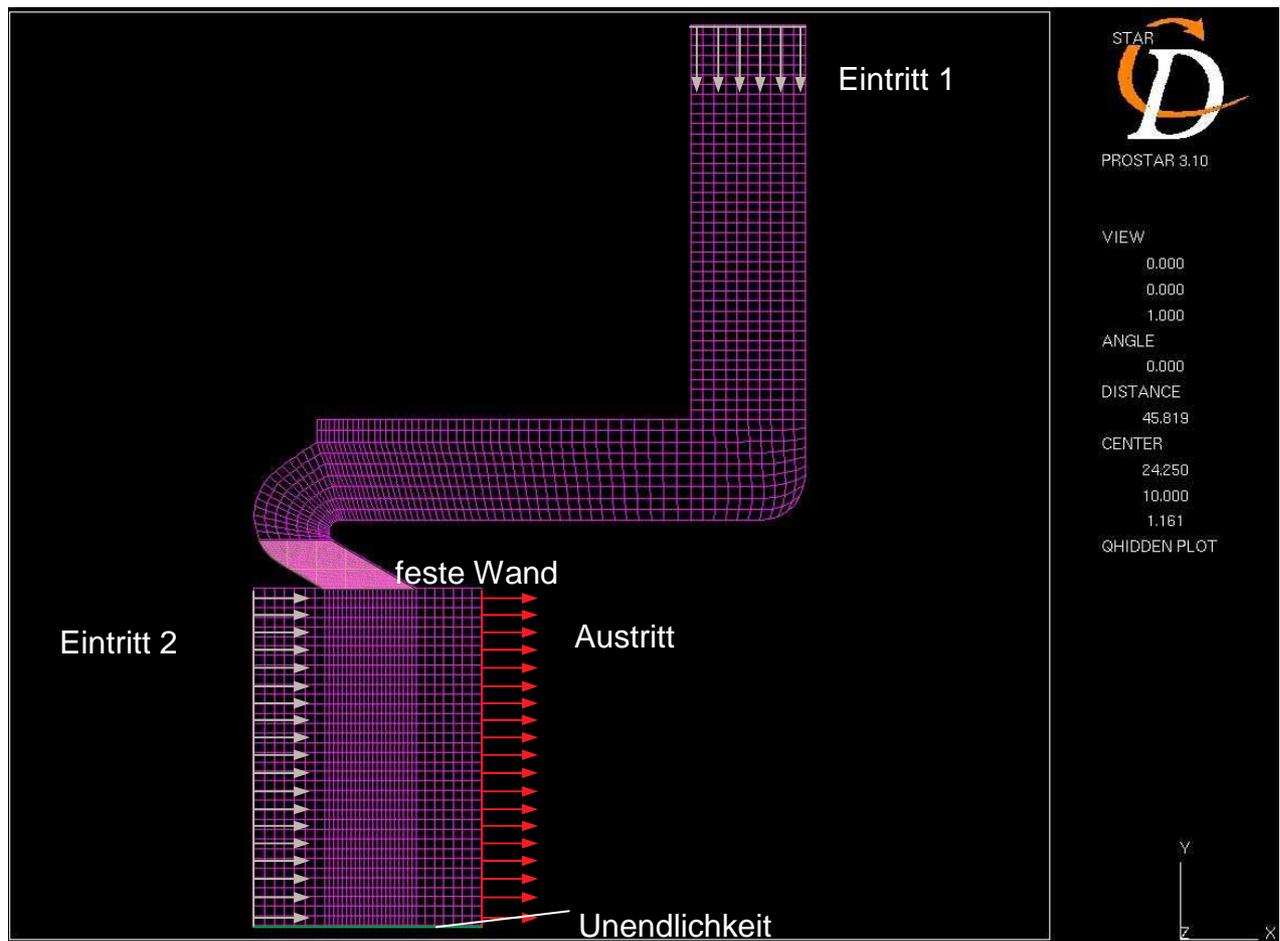


Bild 3.13: Randbedingungen

- 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 einen 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. 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 Beschaukelung verzichtet. Statt dessen wurde ein aus den Messungen erhaltener Eintrittszustand in den modellierten Bereich des Verdichters eingesetzt und auf einen Druckanstieg bis hin zum Austrittsbereich verzichtet. Entsprechend wurde auch auf Fliehkräfte, die sich durch ein rotierendes System ergeben, verzichtet.

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 Geschwindigkeits-

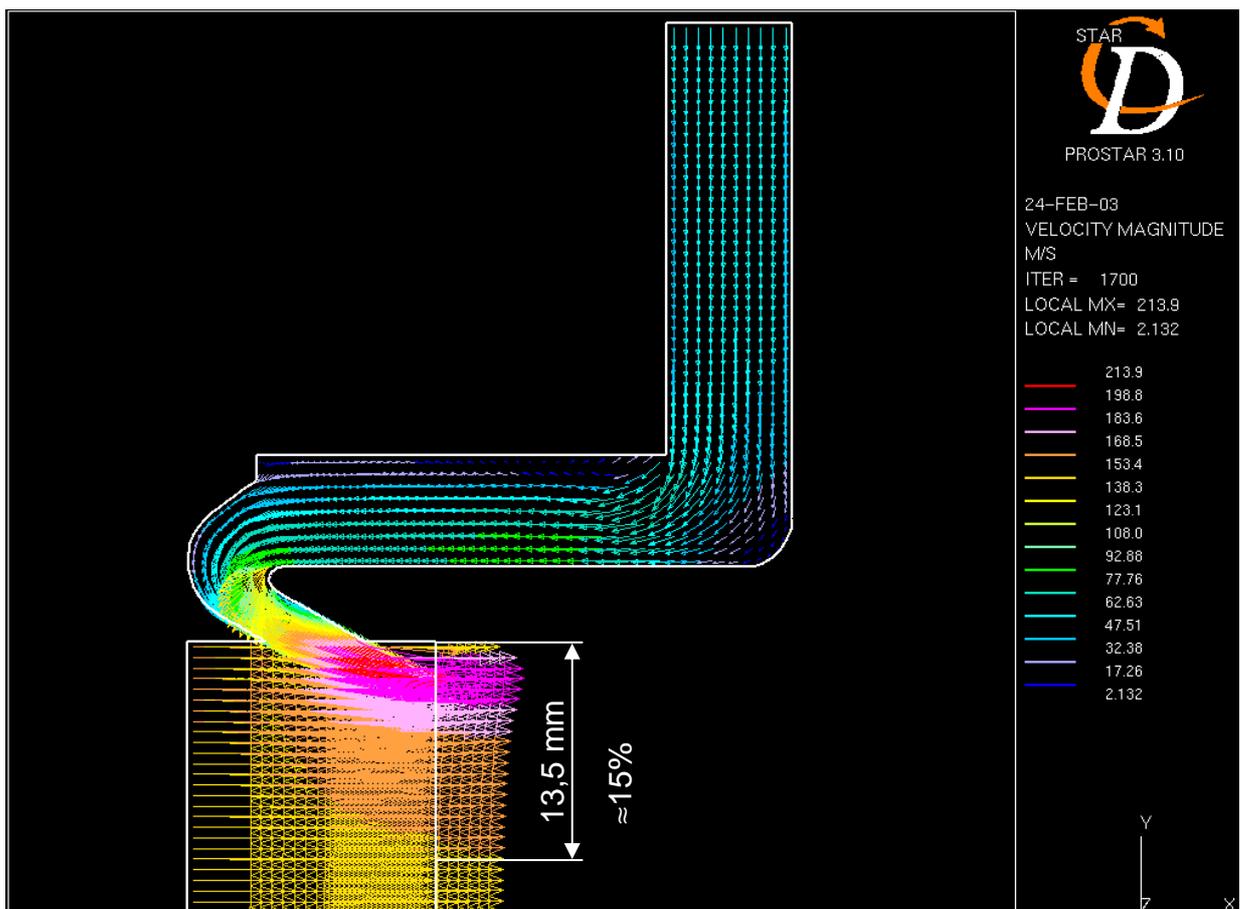


Bild 3.14: Geschwindigkeitsverteilung

vektoren 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

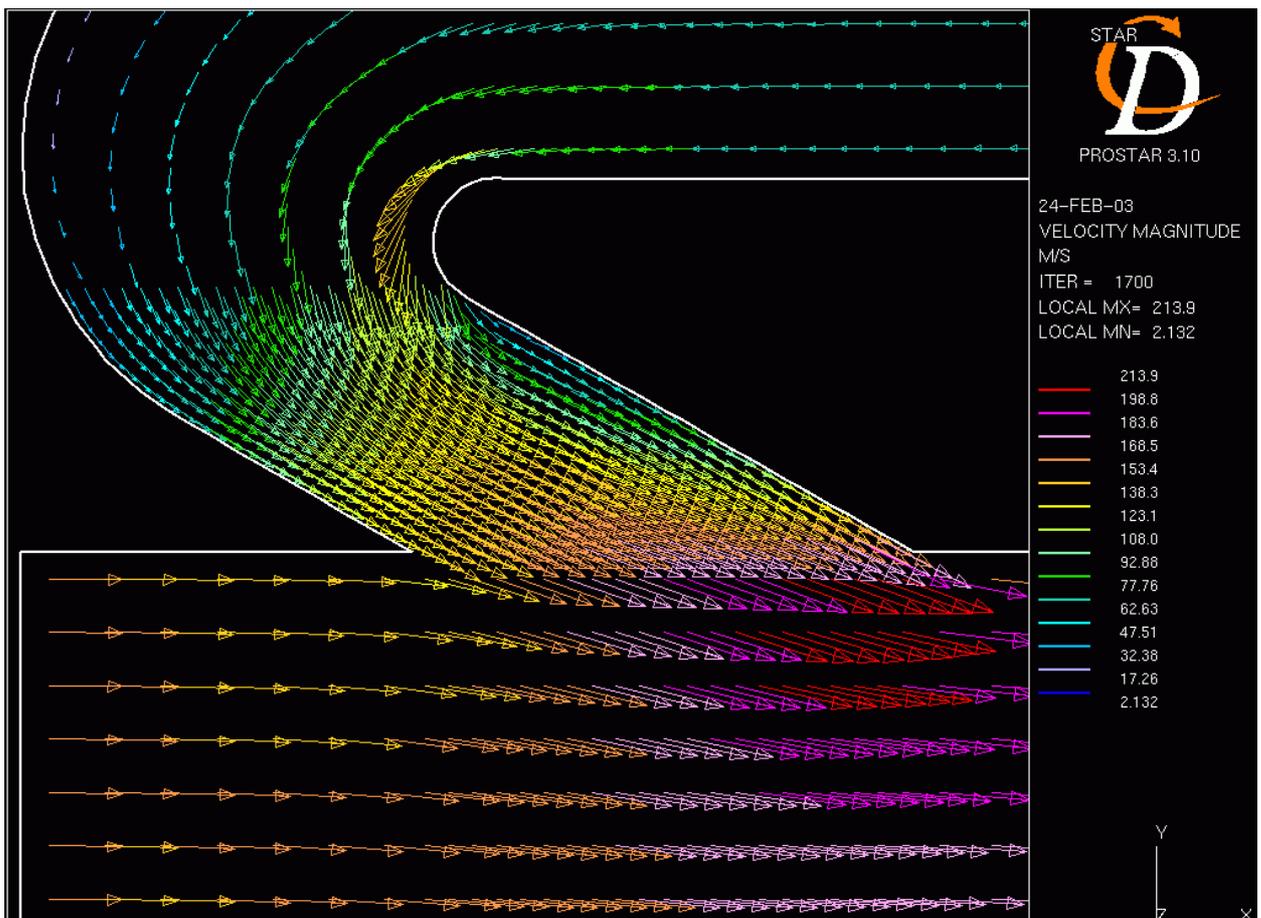


Bild 3.15: Geschwindigkeitsverteilung im Bereich der Einblasöffnung

direkt nach der Umlenkstelle ein 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

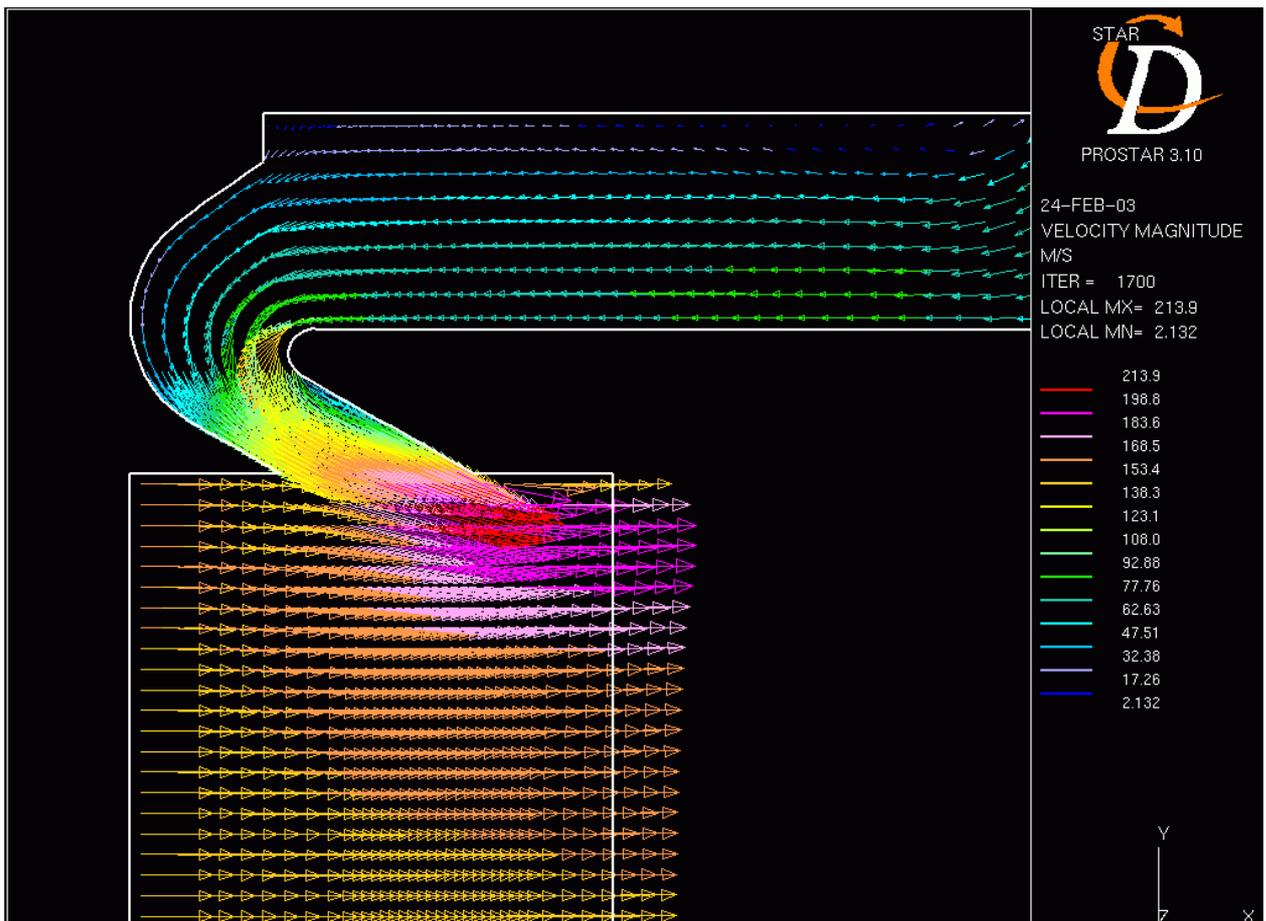


Bild 3.16: Einfluss der Einblasung auf die Verdichterströmung

Kanalhöhe 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 musste geeignet sein, die im Blattspitzenbereich von Laufrad 1 entstehenden Instabilitäten zu beeinflussen. Eine Störung der Verdichterströmung durch Einbauten in den Ringkanal war nicht zulässig. Damit beschränkte 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.

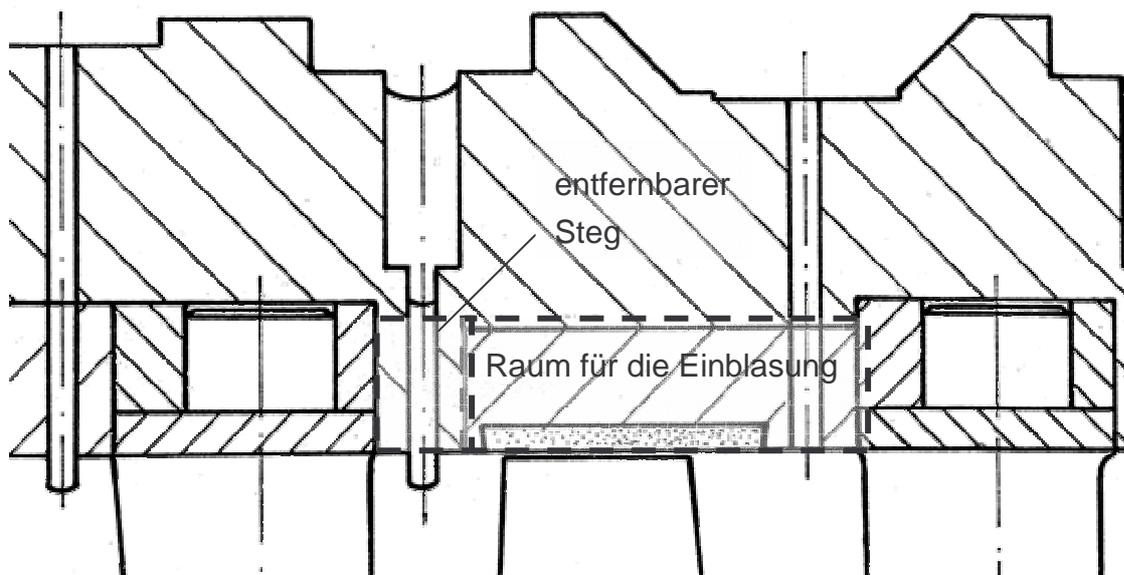


Bild 3.17: Bereich im Versuchsverdichter, der für die Einblasungseinbauten zur Verfügung steht

- Eine Führung der Strömung in den Verdichter mit einer speziellen Richtung war erforderlich, um so den Blattspitzenbereich des Laufrades gezielt beeinflussen zu können.
- Die Einblasung von Fremdluft zur Beeinflussung der Verdichterinstabilitäten musste vor dem Laufrad an der Vorderkante angreifen. Dies war 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 ließ 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 ermöglicht hätte. Deshalb musste im Rahmen des Projektes ein Steg vor dem Ring aus dem Verdichtergehäuse entfernt werden. So erhöhte 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 sollte.
- Eine axiale Entkopplung der Einblasluft von der Versorgung von außen. So konnte eine gleichmäßigere Verteilung der Einblasluft auf die zu verwendenden Öffnungen in den Verdichterringraum ermöglicht werden

Aufgrund der letzten beiden Anforderungen wurde der gesamte Ringbereich in 12 Sektoren unterteilt, die unabhängig voneinander ansteuerbar sein sollten. Durch die Wahl von 12 Sektoren wurde eine große Zahl von Variationsmöglichkeiten gewährleistet, denn es ergeben sich auch für 2, 3 und 4 gleichzeitig verwendete Sektoren ein Vielzahl von symmetrischen sowie unsymmetrischen Kombinationsmöglichkeiten. Diese 12 Sektoren wurden mit Kammern ausgerüstet, die jeweils den Einblasmassenstrom auf die für die Verdichterstabilisierung modellierten Einblassignitze verteilt.

Wegen der axialen Entkopplung von Zuströmung in die Sammelkammer und Abströmung in die Einblassignitze sowie die sehr weit vorn in der Kammer angesiedelten Schlitze (Einblasung vor dem Laufrad) war eine starke Umlenkung der Strömung im Übergangsbereich zwischen Sammelkammer und Schlitzen erforderlich. Bei einem radialen Einblaswinkel von 30° ergab sich ein Umlenkungswinkel von beinahe 150° .

Um diese Anforderungen realisieren zu können, war 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 musste dieser Bereich möglichst sorgfältig modelliert werden, da sonst Ablösungen und damit starke Verluste sowie eine unzureichend funktionierende Einblasung unvermeidbar wären. Dafür war es erforderlich, den Ring in zwei Teilringe aufzuteilen. Die Trennfuge zwischen diesen Ringen enthielt dabei eine Kontur, die die für die Umlenkung des Einblasmassenstroms notwendige Form hatte. Sie konnte in beide Teilringe mit einer CNC-Drehbank eingearbeitet werden, so dass sie beim zusammenfügen problemlos aufeinander passen. Die Trennung in Teilringe war auch erforderlich, um die Fertigung der Schlitze für die Einblasung der Zusatzluft zu ermöglichen. Nach der Trennung konnten diese stirnseitig in einen der beiden Teilringe eingefräst werden



Bild 3.18: 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 Schlitze 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 Schlitze 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 Teilring wieder miteinander verschweißt.

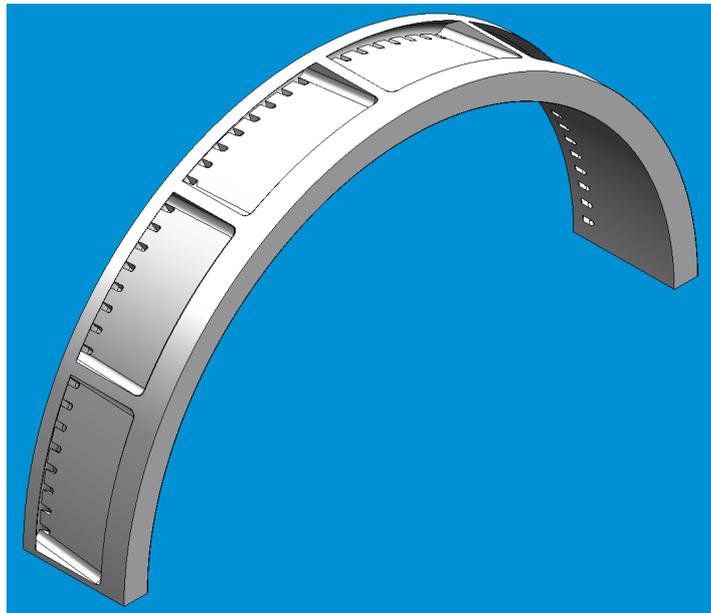


Bild 3.19: 3D-Modell eines halben Rings mit Sammelkammern und Einblasschlitzten

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.

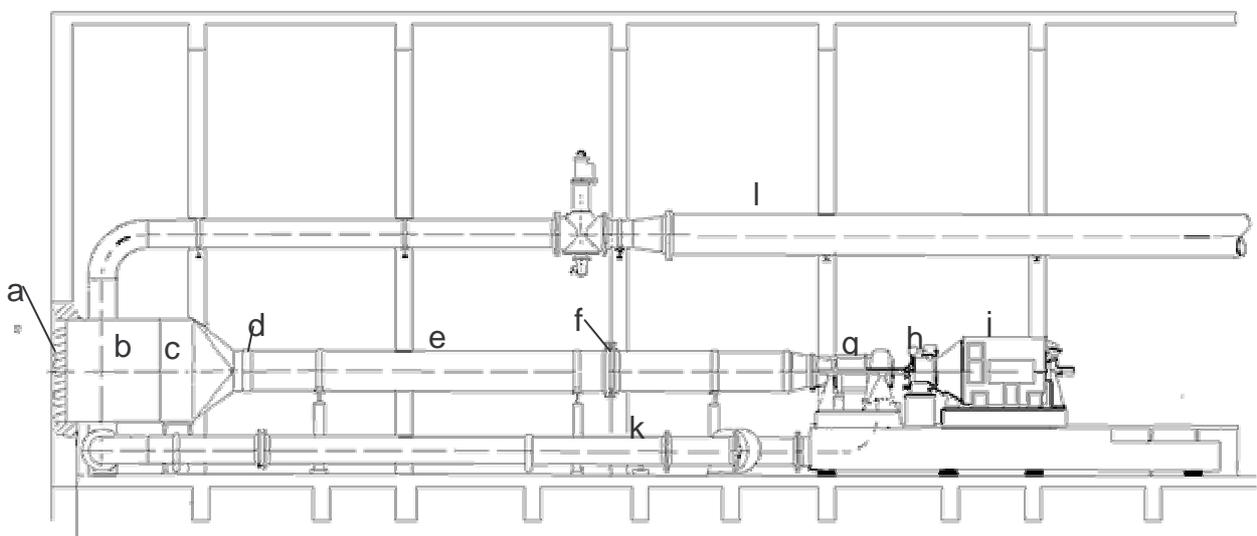
3.4 Festigkeit

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 dadurch von besonderer Bedeutung, dass der für die Einblasung modifizierte Ring über den Laufschaufeln angeordnet ist und von diesen nur durch den Radialspalt über den Laufschaufeln von diesen 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 Beschaukelung 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 500 mbar entspricht. Die Ergebnisse dieser Berechnungen sind Bild ?? zu entnehmen. In diesem Bild ist ersichtlich, dass trotz der Belastung von 500 mbar, denen das reale Bauteil kaum ausgesetzt sein dürfte, lediglich eine Durchbiegung von max. 2,5 μm zu erwarten ist. Eine Durchbiegung in dieser Größenordnung liegt aber deutlich unter den 0,12 mm des Radialspalts bei Betrieb der Maschine und kann daher als vernachlässigbar betrachtet werden.

4 Versuchsanlage

4.1 Versuchsstand

Für die experimentellen Untersuchungen wurde im Rahmen dieser Arbeit der



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

Bild 4.1: Versuchstand für Hochgeschwindigkeitsverdichter

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.

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 [13] 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.

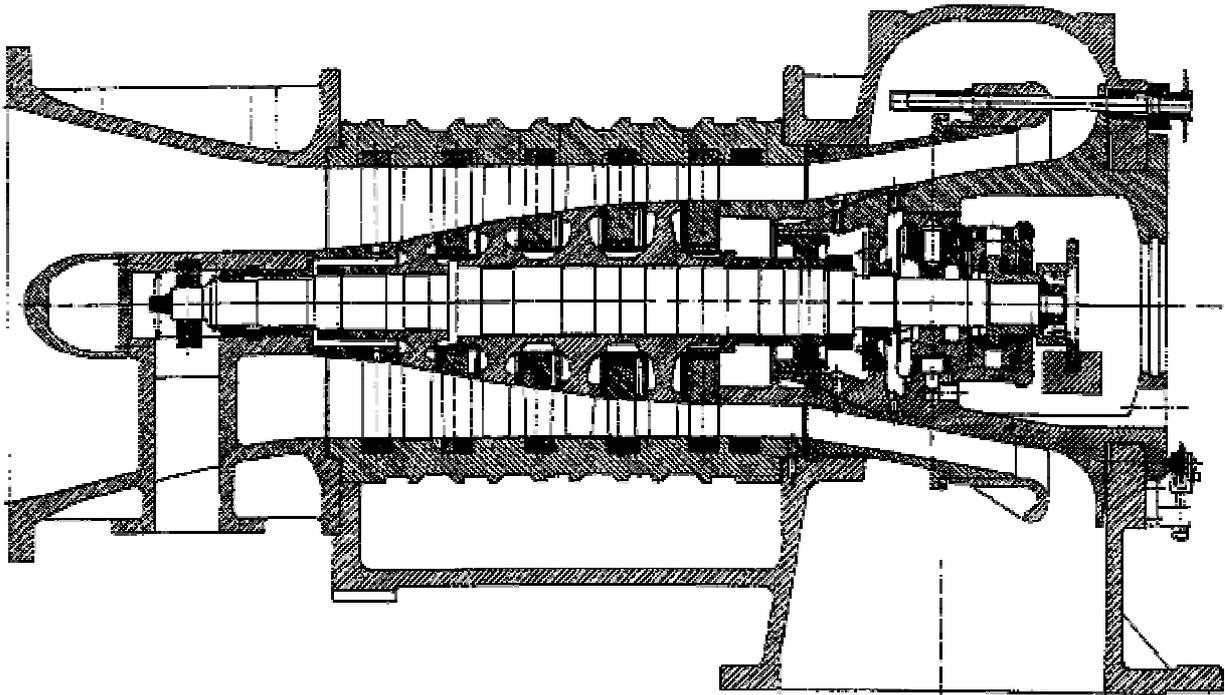


Bild 4.2: Querschnitt durch den 4-stufigen Axialverdichter

Nenn Drehzahl	n_{nenn}	=	18000 min^{-1}
Massenstrom	\dot{m}_{red}	=	$14,1 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$
Totaleintrittsdruck	$p_{\text{tot,e}}$	=	$0,55 - 1,0 \text{ bar}$
Gesamtwirkungsgrad	η_{is}	=	$0,88$
Gesamtdruckverhältnis	π	=	$2,95$
Stufenzahl	z	=	4
Stufendruckverhältnis	π_{St}	=	$1,3$
Außendurchmesser (konst.)	D_a	=	340 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.

4.3 Versuchsaufbau

Eine weitere besondere Eigenschaft des Versuchsverdichters, der im Rahmen dieses Projektes genutzt wird, ist der modulare Aufbau des Gehäuses. In Bild 2.3 ist zu erkennen, das die Gussolit-Beläge, die die Beschaukelung des Rotors bei einem

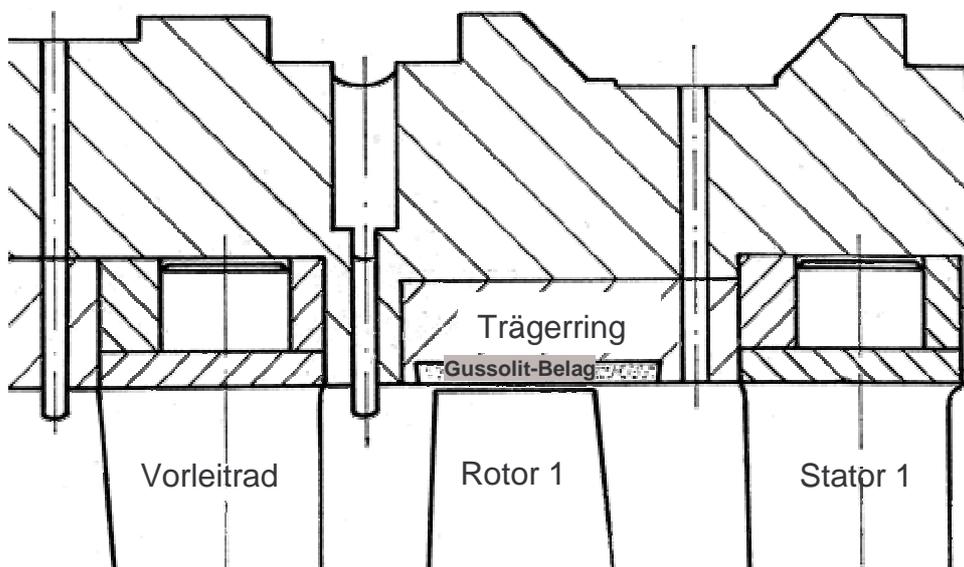


Bild 4.3: Ausschnitt aus dem Versuchsverdichter

möglichen Anstreifen an das Gehäuse so weit wie möglich vor Beschädigungen schützen sollen, jeweils in eigens dafür vorgesehenen Trägerringen eingebaut sind.

Die dafür vorgesehenen Räume im Gehäuse des Axialverdichters werden im Rahmen dieses Projektes 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

Im Folgenden wird nun die Messtechnik beschrieben, die am Versuchsstand des 4-stufigen Axialverdichters zum Einsatz kommt. Dabei wird zunächst die stationäre Messtechnik beschrieben. Zu großen Teilen ist diese Beschreibung auch in der Dissertation von Fischer [15] zu finden. 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. Ein großer Teil der dabei vorgestellten Messtechnik wird in ähnlicher Form auch von Fischer vorgestellt [15].

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 Wegaufnehmers erreicht ist.

Am Axialverdichter des IfS wurde die Anzahl der Schlitze auf sechs festgelegt.

Obwohl die Drehzahlmessung im Bereich der stationären Messtechnik aufgeführt ist, ist 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 des Drehzahlsignals 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 [13] 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.

Zusätzlich zu den beiden Drücken wird an der Blende die Eintrittstemperatur des Verdichters mit Hilfe eines Thermoelements vom Typ K (NiCr-Ni) ermittelt.

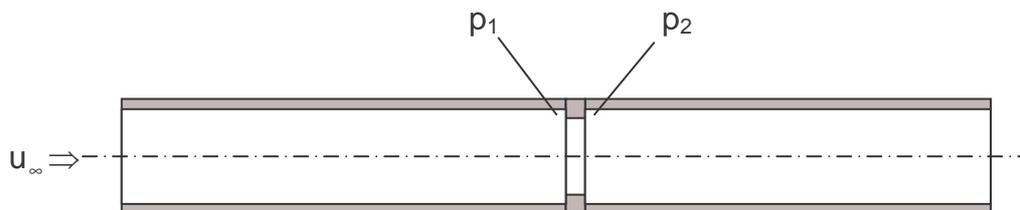


Bild 5.1 Prinzipskizze einer Massenstrommessblende

5.1.3 Eintrittsgrößen

Die Erfassung der Eintrittsbedingungen des Axialverdichters erfolgt in der freien Zuströmung des Verdichters auf der 0°-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:
$$Ma_{is} = \sqrt{\frac{2}{\kappa - 1} \left(\left(\frac{p_{tot}}{p_{stat}} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right)}$$
 Gl. 5.1

- Schallgeschwindigkeit:
$$a_s = \sqrt{\kappa \cdot R \cdot T_{stat}}$$
 Gl. 5.2

- Anströmgeschwindigkeit
$$c = Ma_{is} \cdot a_s$$
 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-Halbpiramidensonde eingesetzt (Bild 5.2). Mit dieser Sonde werden 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:

- Schaufelfrequenz: $f_z = n \cdot z$ 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 ausgemischt 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 Gesamtmassenstrom, der der diese Fläche strömt. Anschließend werden alle so errechneten Werte dieser Größe summiert und durch die Gesamtfläche bzw. den Gesamtmassenstrom dividiert.

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

- massengemittelt:

$$\bar{X} = \frac{1}{\dot{m}_{\text{ges.}}} \cdot \sum_i \dot{m}_i \cdot X_i$$

Gl. 5.6

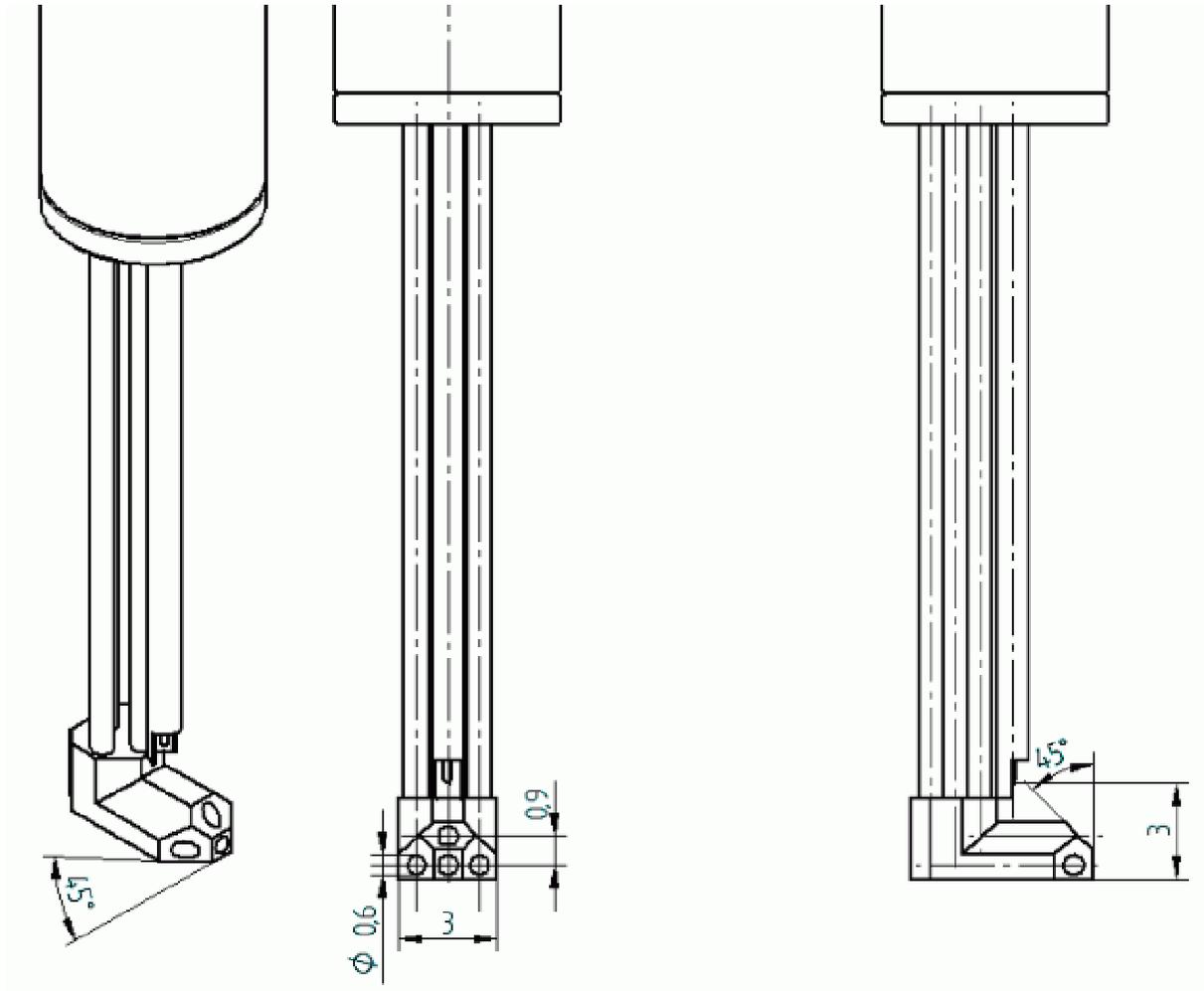


Bild 5.2: 4-Loch-Halbpyramidensonde

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 dieses Projektes 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:

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

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

5.1.7 Statischer Taschendruck

Eine unabhängige Massenstromerfassung in jeder einzelnen Einblaskammer war im Rahmen des Projektes 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 [43] 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 3.1 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 die maximale Antriebsleistung des Motors, die einen Betrieb des Verdichters am Nennpunkt unter Umgebungsbedingungen nicht zulässt (vgl. Abschnitt 4.1). Aus dem Grund werden die alle Daten auf die Standardumgebungsbedingungen von

- $T_{\text{norm}} = 288,15 \text{ K}$
- $P_{\text{norm}} = 101300 \text{ Pa}$

bezogen.

Dafür werden die folgenden Gleichungen verwendet:

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

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

- Druck
$$P_{\text{red}} = P \cdot \frac{P_{\text{norm}}}{P_{E,\text{tot}}} \quad \text{Gl. 5.11}$$

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

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

5.3 Instationäre Messtechnik

Im Folgenden wird nun die instationäre Messtechnik vorgestellt. Instationäre Messtechnik ist geeignet, Messgrößen mit einer hohen zeitlichen Auflösung zu erfassen, d.h. Messgrößen mit einem Zeitabstand von $\ll 1\text{s}$ 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 des Projektes 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 Datenerfassungsgerät 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.

Die instationäre Messwertaufnahme beschränkt sich im Rahmen dieses Projektes 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 nun im folgenden beschrieben werden.

5.3.1 Wanddruckmessungen

Am 4-stufigen Axialverdichter des IfS stehen 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.

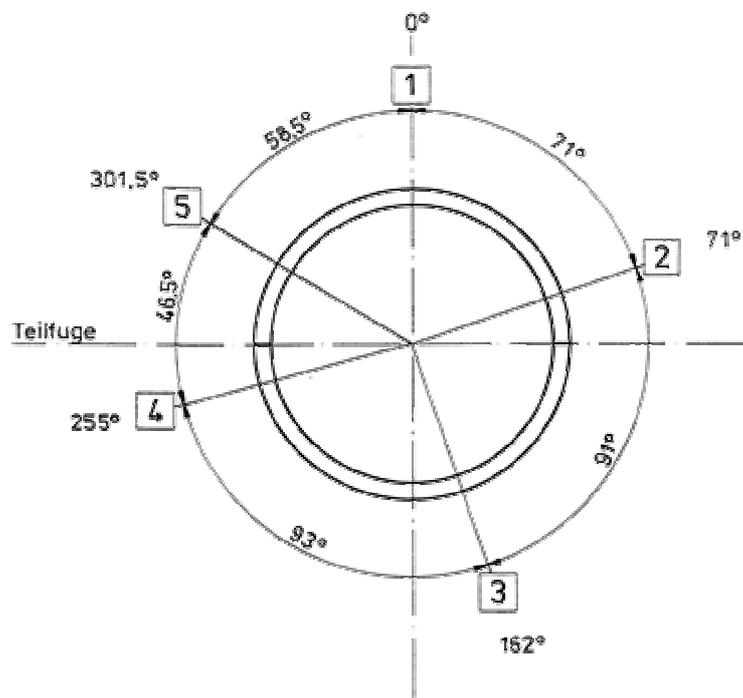


Bild 5.3: Mögliche Umfangspositionen für instationäre Messungen

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.

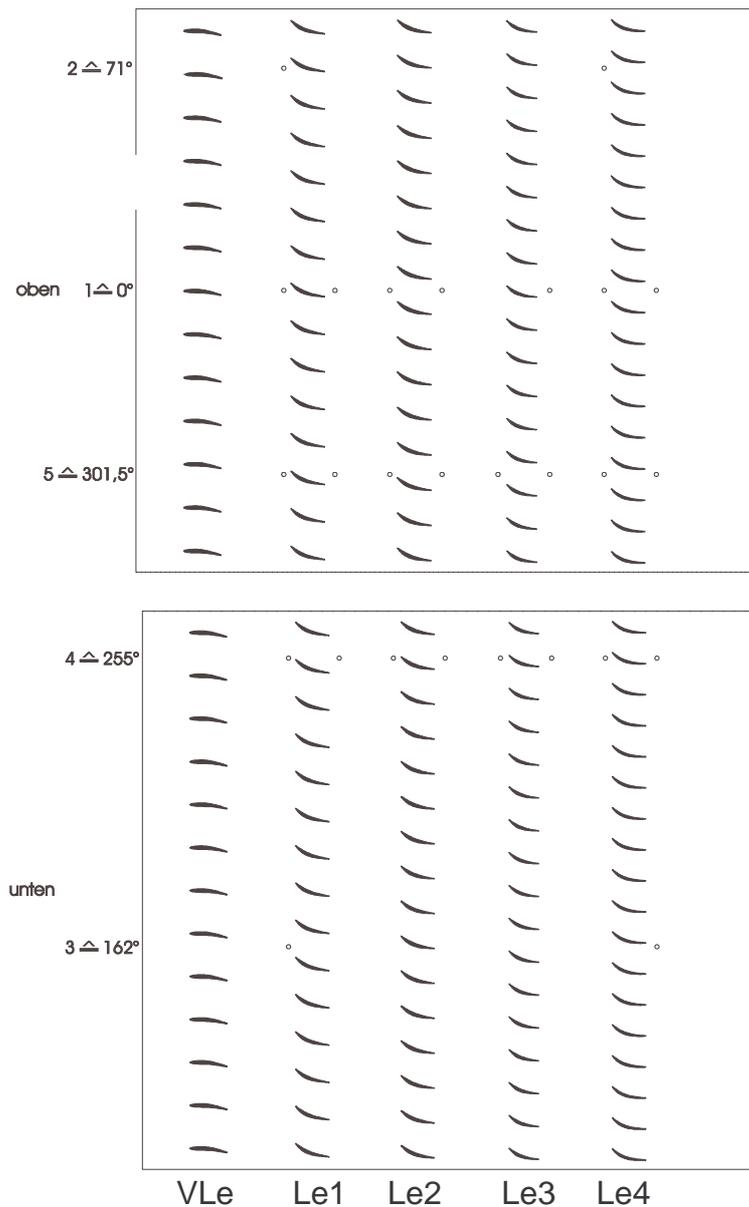


Bild 5.4: Mögliche Positionen für inst. Messstellen im Gehäuse

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 des Projektes 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 so klein wie möglich zu halten.

6 Experimentelle Untersuchungen

Die nach Abschnitt 3.1 festgelegte und gefertigte Einblasung wurde im Verlauf dieses Projektes mit Hilfe experimenteller Untersuchungen getestet. Sie wurde 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 war die Ermittlung der Auswirkungen, die die entwickelte Vorrichtung zur Einblasung von Fremdluft auf den Arbeitsbereich des Versuchsverdichters hat. Dabei sollte auch die Einsetzbarkeit einer vergleichbaren Vorrichtung in industriell genutzten Verdichtern untersucht werden. Im Verlauf dieser Untersuchungen sollte für diese Einblasvorrichtung eine optimale Konfiguration ermittelt werden. Bewertungskriterium war dabei eine möglichst große Aufweitung des Betriebsbereichs des Versuchsverdichters hin zu kleineren Massenströmen. Zum Zweck der Optimierung sollte eine Variation verschiedener Parameter der Einblasvorrichtung durchgeführt werden. Die zu variierenden Parameter waren.

- Menge des eingeblasenen Massenstroms in eine Kammer Dies hat einen direkten Einfluss auf den zusätzlichen Impuls, der in den Verdichter eingebracht wird (vgl. Gl. 3.13).
- Ort der Einblasung: Hier war die Frage zu klären, ob verschiedene Umfangspositionen der Einblasung unterschiedliche Einflüsse auf die Stabilitätsgrenze haben.
- Anzahl und Anordnung der eingesetzten Einblaskammern Ziel war dabei, 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.

Ein weiteres Ziel war die Untersuchung einer Betriebsmöglichkeit der Einblasvorrichtung im Umblasebetrieb am Versuchsverdichter. Dies wäre auch in industriell genutzten Anlagen die wahrscheinlichste Ausführung zur Realisierung einer Einblasung, da teure zusätzliche Anlagen zur Bereitstellung des erforderlichen Fluids auf dem erforderlichen Druckniveau entfielen. Darüber hinaus wäre diese Kopplung der Einblasung mit der Abblasung in Bereichen des Verdichters, die bei höheren Drücken liegen, wahrscheinlich eine zusätzlich unterstützende Maßnahme zur Stabilisierung des Verdichters.

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

Dafür wurde der jeweilige Betriebspunkt ausgehend von der Schluckgrenze durch schrittweises Schließen der Drossel im Austritt des Verdichters 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.

6.2.2 Vergleich mit dem Referenzzustand

Die Ergebnisse werden im Folgenden anhand des Totaldruck-Verhältnisses Π_{tot} sowie des Totalwirkungsgrades η_{tot} gezeigt. Die entsprechenden beiden Kennlinien bei 95% der Auslegungsdrehzahl des Versuchsverdichters sind in Bild 6.1 und Bild 6.2 dargestellt. Die Messdaten wurden dafür auf den Verdichtereintrittsdruck von 600mbar und Standardumgebungstemperatur (273,15K) 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. Nur im Bereich der Schluckgrenze ist zu beobachten, dass bei geringeren Eintrittsdrücken das Druckverhältnis bereits deutlich höher liegt. 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.

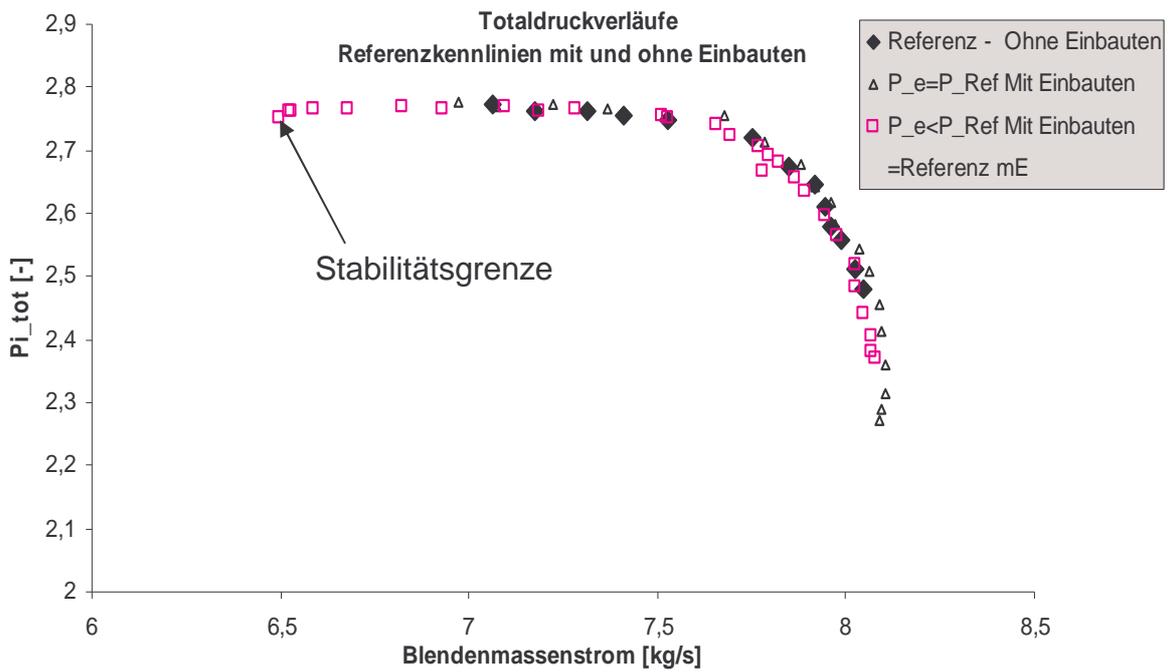


Bild 6.1: Totaldruck-Kennlinie - Vergleich zwischen Referenzanlage und Anlage mit modifiziertem Verdichter bei unterschiedlichen Eintrittsdrücken

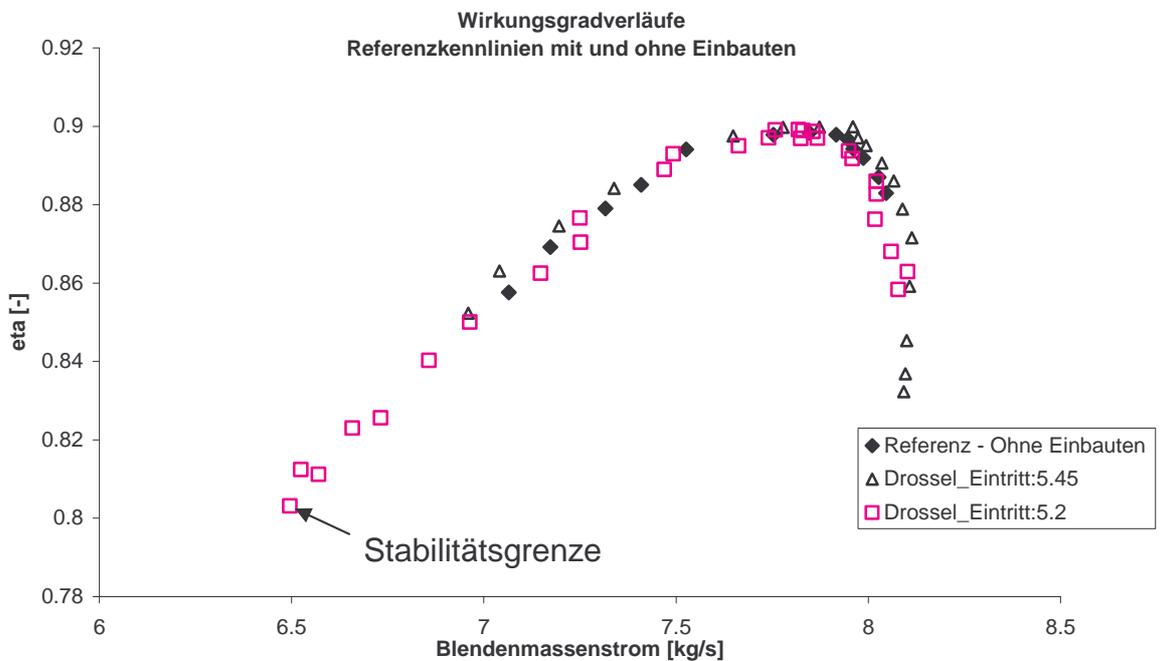


Bild 6.2: Totalwirkungsgrad-Kennlinie - Vergleich zwischen Referenzanlage und Anlage mit modifiziertem Verdichter bei unterschiedlichen Eintrittsdrücken

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 (Tasche 1-4)
- alle zwölf über den Umfang verteilte Kammern.

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 6.1 und Bild 6.2 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.

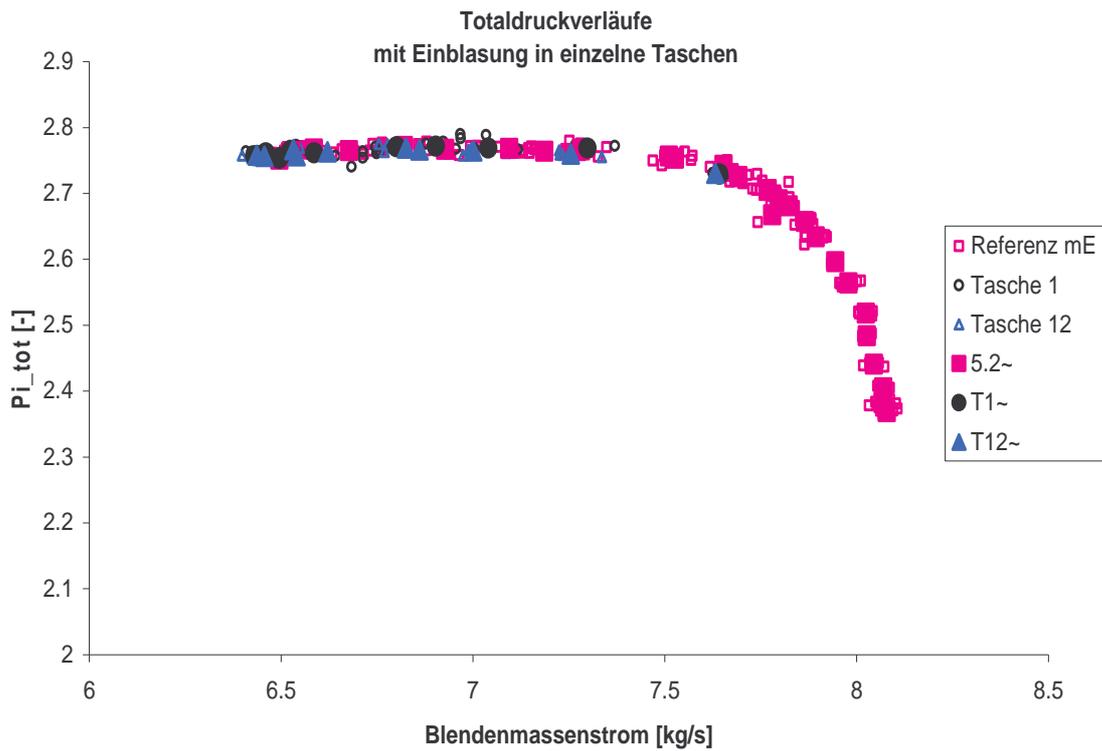


Bild 6.3: Totaldruck-Kennlinie - Vergleich zwischen Referenzzustand mit Einblasvorrichtung und Einblasung durch Tasche 1 und Tasche 12

Bild 6.3 und Bild 6.4 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 Schwankung der einzelnen Werte, insbesondere bei Tasche 12.

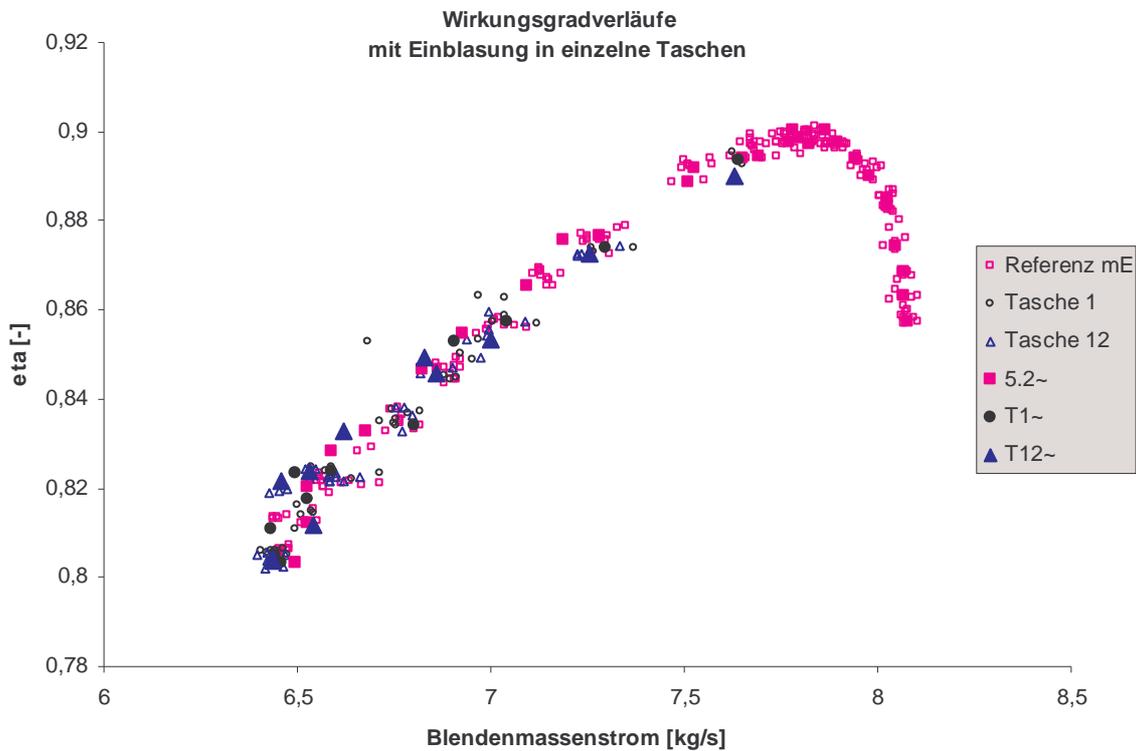


Bild 6.4: Wirkungsgrad-Kennlinie - Vergleich zwischen Referenzzustand mit Einblasvorrichtung und Einblasung durch Tasche 1 und Tasche 12

Eine konkretere Auswertung der erzielten Effekte wird mit Hilfe einer Vergrößerung des Bereichs in der Nähe der Stabilitätsgrenze erleichtert (Bild 6.5 und Bild 6.6). 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 liegt.

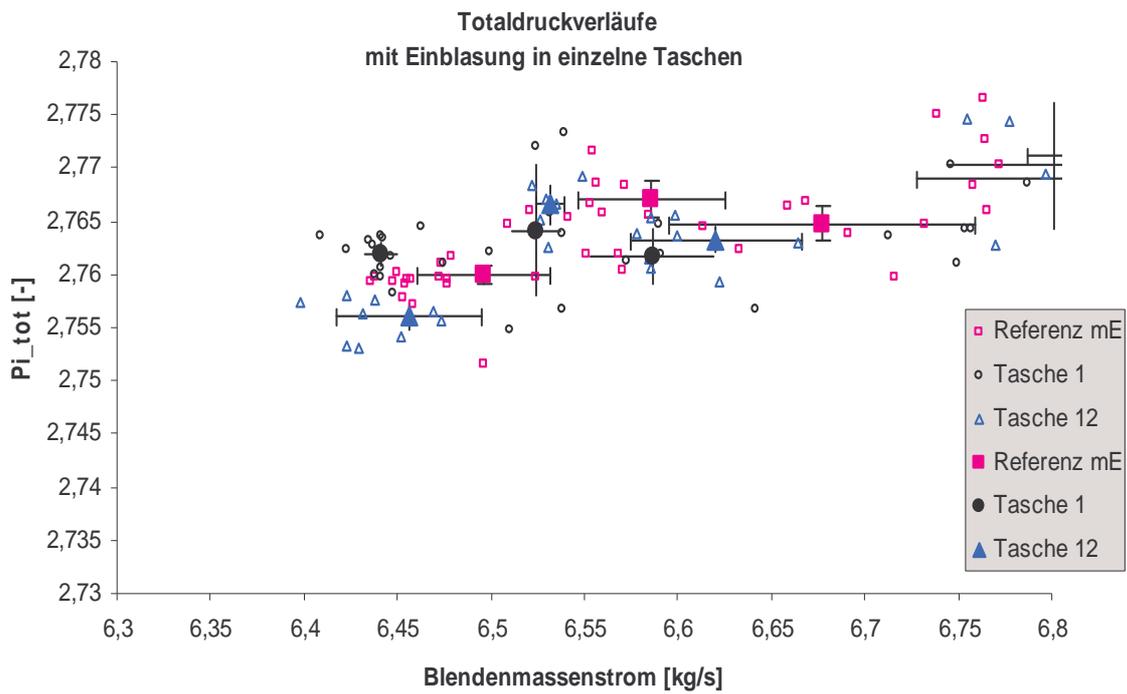


Bild 6.5: Totaldruck-Kennlinie – Vergrößerung des Bereichs der Stabilitätsgrenze von Bild 6.3

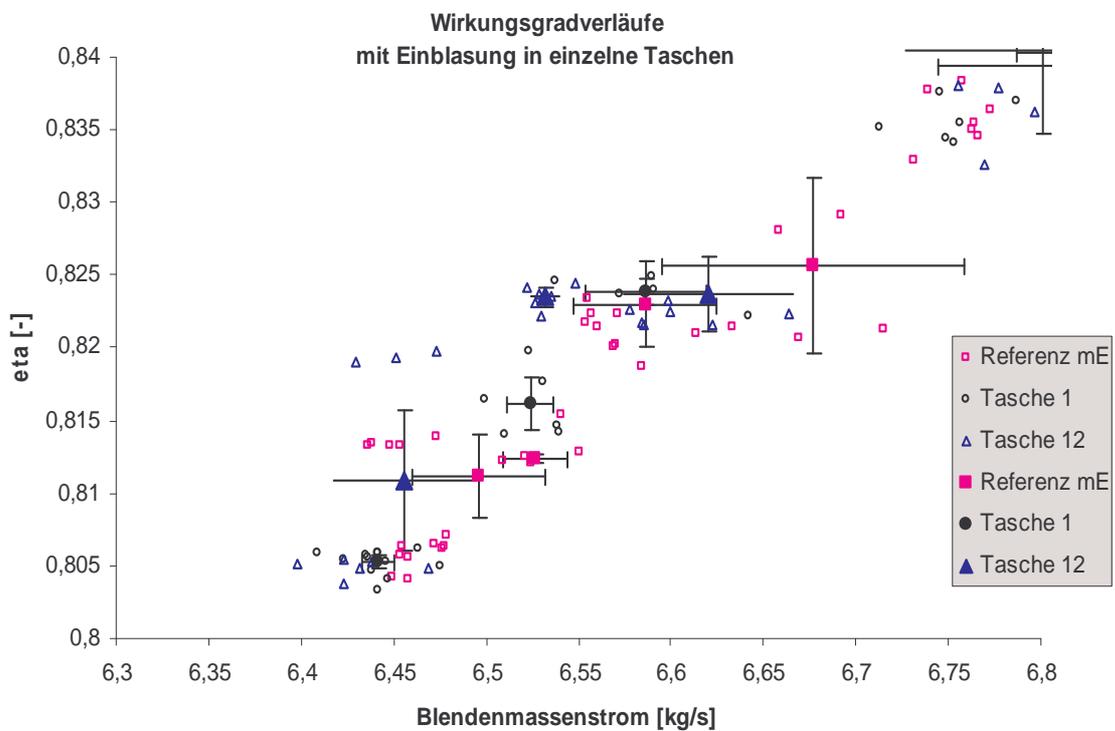


Bild 6.6: Wirkungsgrad-Kennlinie – Vergrößerung des Bereichs der Stabilitätsgrenze von Bild 6.4

Ein Vergleich der Kennlinien der Mehrtaschenkonfigurationen mit Referenz mE zeigt auch hier gute Übereinstimmungen der Kennlinien. Hier zeigt sich jedoch eine Einschnürung der Kennlinien, die im Bereich in der Nähe des Auslegungspunkts des Versuchsverdichters sichtbar wird. Diese entspricht genau einem Versatz im Massenstrom, der dem zusätzlich eingeblasenen Massenstrom entspricht und an der Massenstrommessblende 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.

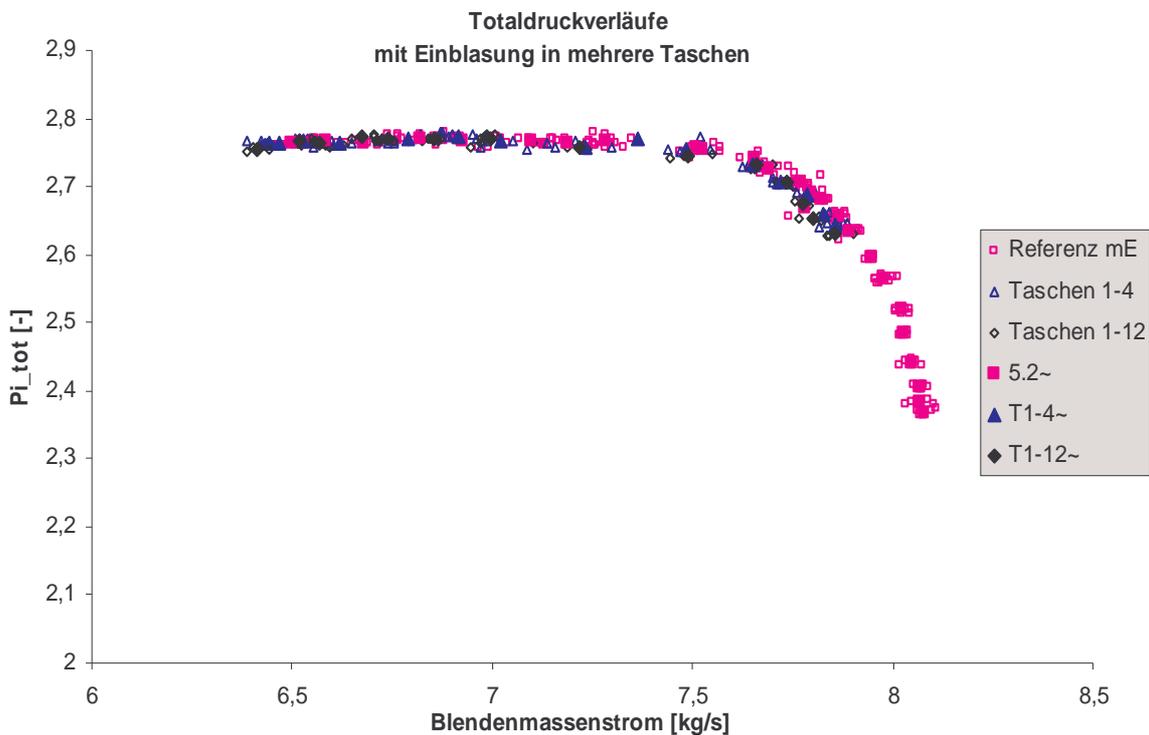


Bild 6.7: Totaldruck-Kennlinie - Vergleich zwischen Referenzzustand mit Einblasvorrichtung und Einblasung durch 4 benachbarte Taschen sowie alle Taschen am Umfang

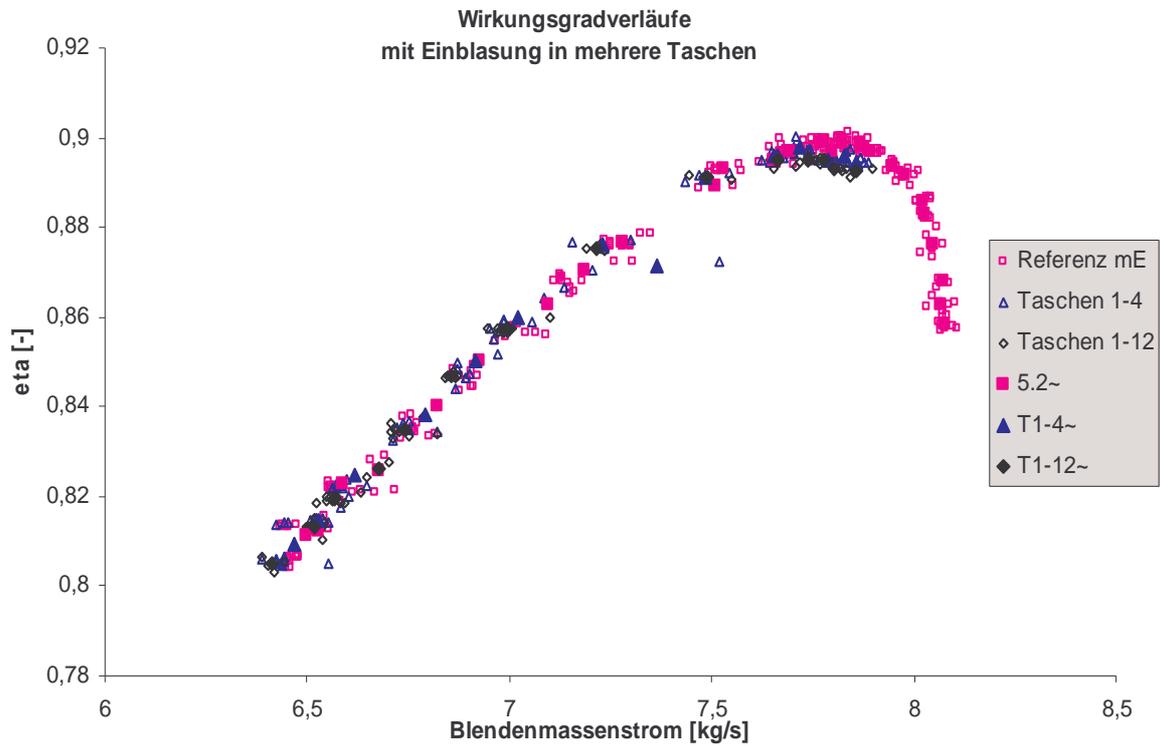


Bild 6.8: Wirkungsgrad-Kennlinie - Vergleich zwischen Referenzzustand mit Einblasvorrichtung und Einblasung durch 4 benachbarte Taschen sowie alle Taschen am Umfang

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%.

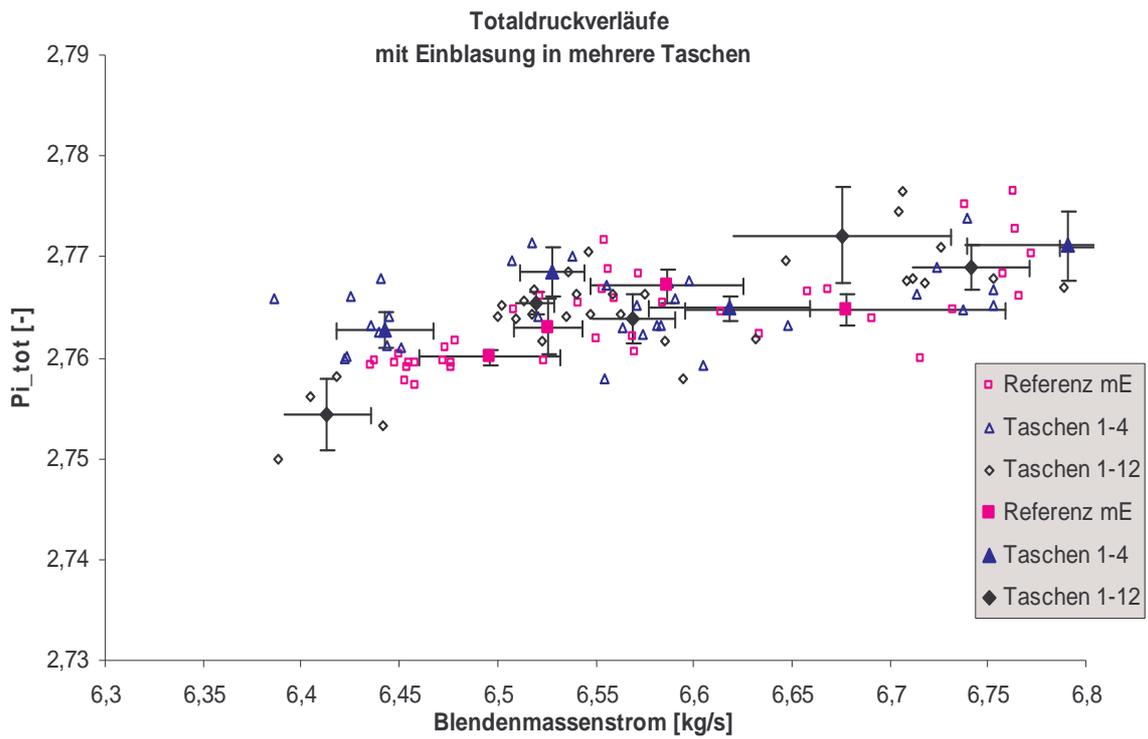


Bild 6.9: Totaldruck-Kennlinie – Vergrößerung des Bereichs der Stabilitätsgrenze von Bild 6.7

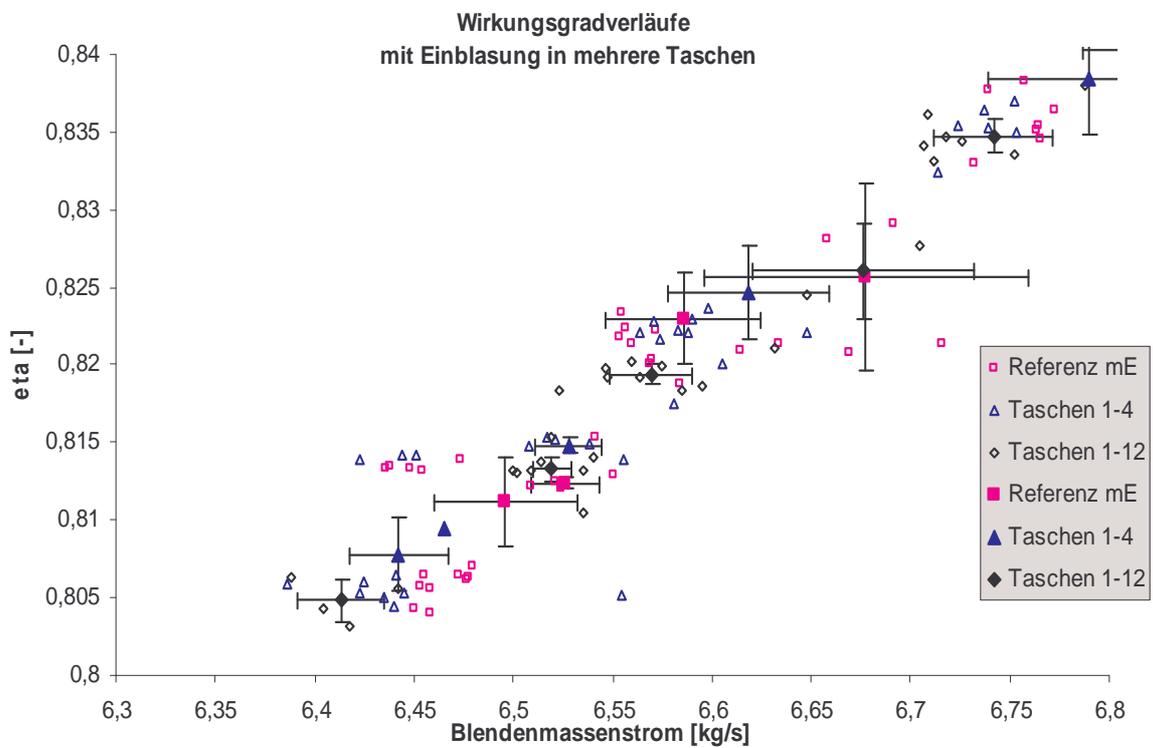


Bild 6.10: Wirkungsgrad-Kennlinie – Vergrößerung des Bereichs der Stabilitätsgrenze von Bild 6.8

6.2.4 Messwerterfassung und Stabilitätskriterium

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 Verschiebung des mittleren Druckniveaus auf den Umgebungsdruck im Eintrittsbereich der Versuchsanlage. Dies geht einher mit einer Erhöhung der Schwankungswerte des Drucksignals (Bild 6.11). Die verwendete Messtechnik ist in Abschnitt 5 beschrieben.

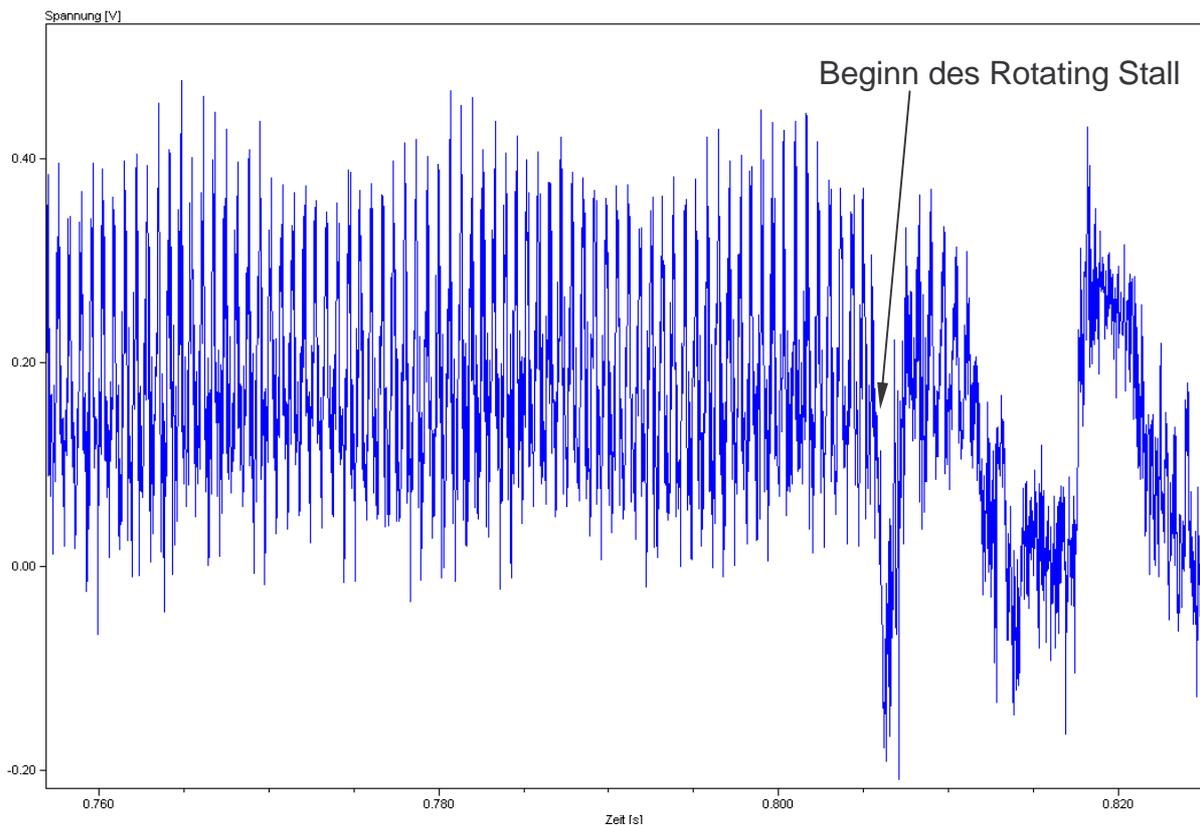


Bild 6.11: Messdaten eines instationären wandbündigen Druckaufnehmers bei Entstehung von Rotating Stall

6.2.5 Untersuchung der Möglichkeiten einer Umblasung

Eine zusätzliche Zielvorgabe für dieses Projekt war die Untersuchung der Möglichkeiten zur Realisierung einer Umblasung am Versuchsverdichter. Damit würde dem Verdichter im Bereich der hinteren Stufen Massenstrom höheren Drucks entnommen und in die Einblasvorrichtung zur Stabilisierung der Strömung im vorderen Verdichterbereich geleitet. Eine solche Vorrichtung hat sich im Rahmen des Projekts leider als nicht realisierbar erwiesen, da eine solche Vorrichtung ähnliche Umbaumaßnahmen am Versuchsverdichter erfordert hätte, wie die Einblasung im vorderen Bereich. Die Umbaumaßnahmen für die Implementierung der Einblasung haben jedoch bereits den Einsatz der Messtechnik im vorderen Bereich des Verdichters stark eingeschränkt und darüber hinaus zu einer starken Beeinträchtigung des Gehäuses des Verdichters geführt. Diese Probleme wären durch die Realisierung einer Umblasung noch beträchtlich gesteigert worden und

hätten den Einsatz von Messtechnik nicht nur erschwert sondern auch im hinteren Bereich des Verdichters unmöglich gemacht. Zwar wäre eine Umblasung aus dem Austrittsgehäuse des Verdichters technisch leicht zu realisieren gewesen, doch wäre diese Variante nicht Ziel führend, da die komprimierte Luft da bereits die Austrittsdrossel passiert und sich auf Umgebungsdruck entspannt hat. Diese Luft für eine Einblasung zu verwenden, wäre jedoch kontraproduktiv, da ein Erheblicher Teil der Wärme, die das Fluid beim Durchlaufen des Verdichters aufgenommen hat, im Fluid verblieben ist und so bei einer Umblasung zu einer Erwärmung des Verdichtermassenstroms führt, ohne die gewünschte Energie des erhöhten Drucks zu liefern. Somit ist diese Variante der Verwendung von Umgebungsluft gegenüber unterlegen.

6.3 Diskussion

Die oben gezeigten Ergebnisse der experimentellen Untersuchung der Einblasvorrichtung, die im Rahmen dieses Projektes entwickelt worden ist, zeigen bei einigen Konfigurationen deutlich eine Erweiterung des Arbeitsbereichs in der Nähe der Stabilitätsgrenze. Bei den Konfigurationen mit hohen Einblaskonfigurationen 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 Massenströmmessblende 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 Massenstrom	rel. Veränderung zur Stabilitätsgrenze des Referenzverdichters		
			$\frac{\dot{m}_V - \dot{m}_{V,Ref}}{\dot{m}_{V,Ref}} \cdot 100\%$	$\frac{\Pi_{tot}}{\Pi_{tot,Ref}}$	$\frac{1 - \eta_{tot}}{1 - \eta_{tot,Ref}}$
Referenz mE	0%	6,496 kg/s	0	1,0	1,0
Tasche 1	0,16%	6,441 kg/s	0,8486	0,9993	1,0314
Tasche 12	0,144%	6,456 kg/s	0,6203	1,0014	1,0016
Taschen 1-4	0,50%	6,442 kg/s	0,8327	0,9990	1,0179
Taschen 1-12	0,89%	6,456 kg/s	1,2939	1,0021	1,0337

Tabelle 6.1: Überblick über die Auswirkungen der Einblaskonfigurationen

Danach ist zu erkennen, dass die Auswirkungen der verschiedenen Einblaskonfigurationen überproportional zum eingesetzten Einblasmassenstrom sind. Dennoch wurde in allen gezeigten Fällen nur eine sehr geringe Aufweitung des Arbeitsbereichs des Verdichters erzielt. Selbst bei diesen Messungen überschneiden sich noch zum Teil die Konfidenzbereiche ($1-\alpha=95\%$ nach DIN 1319-3) der Messergebnisse, so dass die Ergebnisse nicht als eindeutig bezeichnet werden können. Es ist auch nicht möglich anhand dieser Ergebnisse die von Suder [52] veröffentlichten Daten zu bestätigen. Zwar zeigen sich auch anhand dieser Ergebnisse keine Korrelationen zwischen der Kennfeldaufweitung des Verdichters und den von Suder untersuchten Größen Einblasgesamtmassenstrom und -impuls bzw. Einblasmassenstrom bzw. -impuls pro Einblaskammer, doch kann ein Vergleich der Daten von Tasche 1 Tasche 1-4 und Tasche 1-12 (s.o.) auch die Vermutung nicht erhärten, dass die Geschwindigkeit des eingeblasenen Fluids mit der Kennfelderweiterung korreliert, da die Kennfeldaufweitung bei Tasche 1 und Tasche 1-4 ähnlich groß ist, obwohl der Massenstrom pro Tasche in Tasche 1 und damit die Austrittsgeschwindigkeit aus der Tasche deutlich größer ist als in Tasche 1-4. Dahingegen ist die Geschwindigkeit in Tasche 1-12 noch geringer. Hier ist jedoch eine deutlich größere Erweiterung des Kenfeldes zu beobachten.

Von der Untersuchung weiterer Konfigurationen wurde an dieser Stelle abgesehen, da die Effekte, die im Rahmen dieses Projektes erzielt worden sind, zu gering sind, um weitere aussagekräftige Vergleiche mit solchen Konfigurationen treffen zu

können. Verbesserungen bei den Effekten, die die Einblasung von Fremdluft am Versuchsverdichter erzielen, werden in der Vergrößerung von Einblasimpuls, -geschwindigkeit und -massenstrom vermutet. Dies hätte aber eine Erhöhung des Einblasmassenstroms über 1% des Verdichtermassenstroms zur Folge und kann somit nicht mehr Teil dieses Projektes sein.

7 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 wurde dabei mit berücksichtigt. Deshalb wurde die Vorrichtung noninvasiv 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 numerische 2D-Untersuchungen zur Bestätigung der ermittelten Auslegungsdaten eingesetzt.

Die so konzipierte Vorrichtung wurde anschließend vor Ort gefertigt und im Versuchsverdichter mit dem Ziel vermessen, mit Hilfe unterschiedlicher Einblasstrategien und konstruktiver Varianten eine Vorrichtung mit einer weitestmöglichen Ausweitung des Arbeitsbereichs des Verdichters hin zu geringen Massenströmen zu erhalten.

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. Leider waren die Größenordnungen der Erweiterung des Verdichterarbeitsbereichs so gering, dass die Ergebnisse teilweise im Konfidenzbereich der Stabilitätsgrenze des unbeeinflussten Verdichters stecken bleiben. Eine Erhöhung des Effekts ist durch eine Vergrößerung der verwendeten Einblasmenge denkbar. Dies war aber aufgrund der Rahmenbedingungen des Projekts nicht möglich und muss so Teil weiterer Untersuchungen bleiben.

Literaturverzeichnis

- [1] Adamczyk, J. J. Aerodynamic Analysis of Multistage Turbomachinery Flows in Support of Aerodynamic Design
ASME-Paper 99-GT-80
Indianapolis 1999
- [2] Adamczyk, J. J., The Role of Tip Clearance in High-Speed Fan Stall
Celestina, M. L., Journal of Turbomachinery
Greitzer, E. M. Transactions of the ASME, Vol. 115
Jan. 1993
- [3] Akhlaghi, M., Effects of a Vane-Recessed Tubular-Passage Passive
Elder, R. L., Stall Control Technique on a Multistage, Low-Speed,
Ramsden, K. W. Axial-Flow Compressor: Results of Tests on the First
Stage with the Rear Stages Removed
Proceedings of ASME Turbo Expo
2003
- [4] Behnken, R. L. Nonlinear Control and Modeling of Rotating Stall in an
Axial Flow Compressor
Dissertation
1997
- [5] Beitz, W., Dubbel – Technisches Taschenbuch für den
Grote, K.-J. Maschinenbau
20. Auflage
Springer Verlag
Berlin 2001

-
- [6] Bøhagen, B.,
Gravdahl, J. T. On Active Surge Control of compressors using a mass flow observer
Proceedings of the 41st IEEE Conference on Decision and Control,
Las Vegas, December 2002
- [7] Braun, M.,
Rieß, W. Stationäres und instationäres Verhalten verschiedener Typen von Strömungsmesssonden in instationärer Strömung
Abschlussbericht DFG- Normalverfahren Ri 375/13-1
Hannover 2002
edoc: <http://edok01.tib.uni-hannover.de/edoks/e01fn02/363563644.pdf>
- [8] Camp, T.R.,
Day, I.J. A Study of Spike and Modal Stall Phenomena in a Low-Speed Axial Compressor
ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 120, 393-401
1998
- [9] D'Andrea, R.,
Behnken, R. L.,
Murray, R. M. Active Control of an Axial Flow Compressor via Pulsed Air Injection
ASME Journal of Turbomachinery
1996
- [10] Day, I. J. Active Suppression of Rotating Stall and Surge in Axial Compressors
Journal of Turbomachinery
Transactions of the ASME, Vol. 115
Jan. 1993
- [11] Day, I. J. Stall Inception in Axial Flow Compressors
Journal of Turbomachinery
Transactions of the ASME, Vol. 115
Jan. 1993

-
- [12] Demargne, A.A.J., Longley, J.P. The Aerodynamic Interaction of Stator Shroud Leakage and Mainstream Flows in Compressors
Proceedings of ASME Turbo Expo
München 2000
- [13] DIN 1952
- [14] Escuret, J. F., Garnier, V. Stall Inception Measurements in a High-Speed Multistage Compressor
Journal of Turbomachinery
Transactions of the ASME, Vol. 118,
Okt. 1996
- [15] Fischer, Axel Untersuchung hochbelasteter Bow-Statoren in einem mehrstufigen Axialverdichter
Dissertation
2004
- [16] Freeman, C., Wilson, A. G., Day, I. J., Swinbanks, M. A. Experiments in Active Control of Stall on an Aeroengine Gas Turbine
Journal of Turbomachinery
Transactions of the ASME, Vol. 120,
Okt. 1998
- [17] Ghila, A., Tournlidakis, A. Computational Analysis of Passive Stall Delay through Vaned Recess Treatment
Proceedings of ASME TURBO EXPO
2001
- [18] Grauer, F. Entwicklung einer Pumpgrenzwarnung für mehrstufige Verdichter
Dissertation
VDI-Verlag
Düsseldorf, 1999

-
- [19] Gravidahl, J. T.,
Egeland, O. Compressor Surge and Rotating Stall, Modeling and Control
Advances in Industrial Control
Springer Verlag
London, 1999
- [20] Greitzer, Surge and Rotating Stall in Axial Flow Compressors: Part I
- Theoretical Compression System Model.
ASME Journal for Engineering for Power, Vol.98
1976
- [21] Hellmich, B.,
Seume, J. Acoustic Resonance in A Four-Stage High-Speed Axial Compressor
Proceedings of the 10th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery (ISROMAC)
Honolulu, Mar. 2004
- [22] Hellmich, B.,
Fischer, A.,
Braun, M.
Seume, J. 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
Prague, Mar. 2003
- [23] Hellmich, B.,
Fischer, A.,
Reißner, A.,
Runkel, J.,
Seume, J. 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

-
- [24] Inoue, M.,
Kuroumaru, M.,
Ando, Y. Pressure Fluctuations on Casing Wall of Isolated Axial
Compressor Rotors at Low Flow Rate
Journal of Turbomachinery
Transactions of the ASME, Vol. 115
Jan. 1993
- [25] Inoue, M.,
Kuroumaru, M.,
Yoshida S.,
Furukawa M. 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
- [26] Joo, H. S.,
Song S. J. Flow in a High Speed Compressor Due to Axisymmetric
Tip Clearance
IGTC2003Tokyo-TS-051
Proceedings of the International Gas Turbine Congress
Tokyo 2003
- [27] Kang, J.-S.,
Kang S.-H. Stall Inception in a High-Speed Centrifugal Compressor
Proceedings of ASME Turbo Expo
New Orleans 2001
- [28] Katz, Martin Aktive Unterdrückung von Rotating Stall in einem
Axialverdichter mit pulsierender Lufteinblasung
Dissertation
2002
- [29] Levy Y.,
Pismenny J.,
Reissner A.,
Riess W. 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

-
- [30] Lin F.,
Chen J.,
Li M. Experimental Investigation of Unsteady Rotor Tip Flows in a High Speed Compressor Throttled to Stall
Proceedings of ASME Turbo Expo
Amsterdam 2002
- [31] Ma, H.,
Jiang, H.,
Zhang, Q. Three-dimensional Unsteady Flow Field due to IGV-Rotor Interaction in the Tip Region of an Axial Compressor Rotor Passage
Proceedings of ASME Turbo Expo
New Orleans 2001
- [32] Ma, H.,
Jiang, H.,
Zhang, Q. Three-dimensional Unsteady Flow Field due to Rotor-Stator Interaction in the Tip Region of an Axial Compressor Rotor Passage
Proceedings of ASME Turbo Expo
New Orleans 2001
- [33] Mailach, R.,
Lehmann, I.,
Vogeler, K. Rotating Instabilities in an Axial Compressor Originating from the Fluctuating Blade Tip Vortex
Proceedings of ASME Turbo Expo
München 2000
- [34] Manwaring, S. R.,
Fleeter, s. Rotor Blade Unsteady Aerodynamic Gust Response to Inlet Guide Vane Wakes
Journal of Turbomachinery
Jan. 1993
- [35] Mattiske, B. Experimentelle Untersuchung einer mehrstufigen Axialverdichterbeschaufelung mit Randzonen-Korrektur
Dissertation Universität Hannover,
VDI-Fortschrittberichte, Reihe 7, Nr. 252
1994

-
- [36] Methling, F.-O. The Pre-Stall Behaviour of a 4-Stage Transonic Compressor and Stall Monitoring Based on Artificial Neural Networks
Feb. 2002
- [37] Moore, F.K. A Theory of Post-Stall Transients in Axial Flow Compressors: Part I – Development of Equations.
Greitzer, E.M. ASME Journal for Engineering for Gas Turbines and Power, Vol.108
1986
- [38] Neuhaus, L., Active control of aerodynamic performance and tonal noise of axial Turbomachines
Schulz, J., Proceedings of the Fifth European Conference on Turbomachinery Fluid Dynamics and Thermodynamics
Neise, W., Prague, Mar. 2003
Möser, M.
- [39] Nie, C., Micro air injection and its unsteady response in a low-speed axial compressor
Xu, G., Proceedings of ASME Turbo Expo
Cheng, X., Amsterdam 2002
Chen J,
- [40] Paduano, J. D. Recent Developments in Compressor Stability and Control
Proceedings of 7th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery (ISROMAC 7)
1998
- [41] Peters, T., Effects of Co- and Counter-Rotating Inlet Distortions on a 5-Stage HP-Compressor
Fottner, L. Proceedings of ASME Turbo Expo
Amsterdam 2002

-
- [42] Rabe, D. C.,
Hah, C. Application of Casing Circumferential Grooves for Improved Stall Margin in a Transonic Axial Compressor
Proceedings of ASME TURBO EXPO
2002
- [43] Reißner, A.,
Seume, J. 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
- [44] Saathoff, H.,
Stark, U. Tip Clearance Flow Induced Endwall Boundary Layer Separation in a Single-Stage Axial-Flow Low-Speed Compressor
Proceedings of ASME Turbo Expo
München 2000
- [46] Schobeiri, M.T. Active Aerodynamic Control of Multi-Stage Axial Compressor Instability and Surge by Dynamically Adjusting the Stator Blades
Proceedings of ASME TURBO EXPO
New Orleans 2001
- [47] Schuler, B. J.,
Kerrebrock J. L.,
Merchant A. Experimental Investigation of an Aspirated Fan Stage
Proceedings of ASME Turbo Expo
Amsterdam 2002
- [48] Schulze, R. Aktive Stabilisierung eines Axialverdichters
Dissertation
Darmstadt, 1998
UB/TIB Hannover: H 99 B 2714

-
- [49] Sirakov, B. T.,
Tan, C. S. Effect of Upstream Unsteady Flow Conditions on Rotor Tip Leakage Flow
 Proceedings of ASME Turbo Expo
 Amsterdam 2002
- [50] Spakovszky, Z. S.,
Paduano, J. D.,
Larsonneur, R.,
Traxler, A.,
Bright, M. M. Tip-Clearance Actuation with Magnetic Bearings for High-Speed Compressor Stall Control
 Proceedings of TURBO EXPO
 2000
- [51] Stoff, H. Rotating-Stall-Messungen in einem Mehrstufigen Verdichter
 Abschlußbericht AG Turbo, „HTGT Turbotech 2“
 2000
- [52] Suder, K. L.
Hathaway, M. D.,
Thorp, S. A.,
Strazisar, A. J.,
Bright, M. B. Compressor Stability Enhancement Using Discrete Tip Injection,
 Proceedings ASME TURBO EXPO
 2000
- [53] Traupel, W. Thermische Turbomaschinen
 Springer-Verlag
 Berlin, Göttingen, Heidelberg, 1960
- [54] Uhlmann, Günther Weiterentwicklung von Analyseverfahren zur aktiven Stabilitätsverbesserung mit Schwerpunkt Wavelet-Methode
 Abschlußbericht AG-Turbo, „AG-Turbo II“
 2001

-
- [55] Ulbricht, Iris Stabilität des stehenden Ringgitters
Abschlussbericht AG-Turbo, Turbotech II
Nov. 1999
- [56] Vaidya, U., Nonlinear Control of Surge and Stall in Axial Flow
Ananthkrishnan, N. Compressors
Walimbe, V.
- [57] Wagner, S. Modellbasiertes Regelkonzept für den
störnunempfindlichen Betrieb eines Axialverdichters mit
reduziertem Pumpgrenzabstand
Dissertation
<http://elib.tu-darmstadt.de/diss/000256/diss.pdf>
Aug. 2002
- [58] Wal, M. van de , Selection of Actuators and Sensors for Active Surge
Willems, F., Control
de Jager, B. Proceedings of the IEEE International Conference on
Control Applications
Hartford, Okt. 1997
- [59] Walbaum, M. Entstehungsmechanismen und Erscheinungsformen des
Rotating Stall in einem sechsstufigen Axialverdichter mit
verstellbaren Leitschaufeln
Dissertation
VDI-Verlag
Düsseldorf, 1999
- [60] Walkenhorst, J. Axialverdichter mit wandkonturierten Leitschaufeln –
Prüfstandentwicklung und Strömungsuntersuchungen
Dissertation
VDI-Verlag
Düsseldorf, 2000

-
- [61] Wang, Y.,
Padouano, J.D.,
Murray, R. M. 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
- [62] Weigl, H. J.,
Paduano, J. D.,
Fréchette, L. G.,
Epstein, A. H,
Greitzer, E. M.,
Bright, M. M.,
Strazisar, A. J. Active Stabilisation of Rotating Stall and Surge in a Transonic Single Stage Axial Compressor
Journal of Turbomachinery
Transactions of the ASME VOL. 120
Okt. 1998
- [63] Wernst, M. R.,
Zante D. van,
Strazisar, T. J.,
John W. T.,
Prahst R. S. 3-D Digital PIV Measurements of the Tip Clearance Flow in an Axial Compressor
Proceedings of ASME Turbo Expo
Amsterdam 2002
- [64] Wilke, I.,
Kau, H.-P. A Numerical Investigation of the Influence of Casing Treatments on the Tip Leakage Flow in a HPC Front Stage
Proceedings of ASME Turbo Expo
2002