

Lehrstuhl für Flugantriebe

Zur Korrelation von Schaufelschwingungen und rotierenden Strömungsphänomenen in Axialverdichtern

Dipl.-Ing. Carsten Haukap

Vollständiger Abdruck der von der Fakultät für Maschinenwesen
der Technischen Universität München zur Erlangung des akademischen Grades eines
Doktor Ingenieurs (Dr.-Ing.)
genehmigten Dissertation.

Vorsitzender: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Horst Baier

Prüfer der Dissertation: 1. Univ.-Prof. Dr.-Ing. Hans-Peter Kau
2. Univ.-Prof. Dr. rer. nat. Michael Pfitzner,
Universität der Bundeswehr München

Die Dissertation wurde am 17.10.2005 bei der Technischen Universität München eingereicht
und durch die Fakultät für Maschinenwesen am 24.04.2006 angenommen.

Inhaltsverzeichnis	I
Formelzeichen und Winkeldefinitionen	III
1 Einleitung	1
1.1 Überblick	1
1.2 Aufgabenstellung	3
2 Grundlagen	4
2.1 Literaturübersicht	4
2.2 Aufbau der Prüfstandseinrichtung	15
2.2.1 Spezielle Konstruktion des Rotors und der Beschau felung	16
2.3 Messtechnik	18
2.3.1 Kondensatormikrofone und piezoresistive Druckaufnehmer	19
2.3.2 Pneumatische Sonden	20
2.3.3 Hitzdrahtsonden	22
2.4 Auswerteverfahren	22
2.4.1 Bestimmung der Kennfeldgrößen	22
2.4.2 Korrelationsanalysen	23
2.4.3 Azimuthale Modenanalyse	25
2.5 Numerische Strömungsberechnung	26
2.5.1 Der Strömungslöser CFX–TascFlow und Diskretisierungsmodelle	27
2.5.2 Das $k-\omega$ Turbulenzmodell und eingesetzte Wandfunktion	28
2.6 Numerische Modellierung der Demonstratorstufe	29
2.6.1 Die Block und Netzstruktur des Demonstrators	30
2.6.2 Randbedingungen, Koordinatensysteme und Stufenschnittstellen	32
3 Experimentelle Untersuchung rotierender Instabilitätsstrukturen am Demonstrator	33
3.1 Globale Ergebnisse	33
3.1.1 Kennlinien der Demonstratorstufe	33
3.1.2 Ergebnisse der Zu- und Nachlaufmessungen	34
3.2 Instationäre Strömungsphänomene der Demonstratorstufe	39
3.2.1 Nachweis rotierender Instabilitätsphänomene an der Demonstratorstufe	40
3.2.2 Eigenschaften des rotierenden Instabilitätseffektes bei Variation des Drosselzustands	43
3.2.3 Angeregte Stehwellen im Kanal	47

4 Numerische Untersuchung der Sekundärströmung im Zulauf und der Strömung im Blattspitzenbereich des Demonstrators	49
4.1 Modellannahmen	49
4.2 Gegenüberstellung der numerischen und experimentellen Ergebnisse	51
4.2.1 Numerisch berechnetes Kennfeld der Demonstratorstufe	51
4.2.2 Numerisch berechnete Strömungsgrößen im Zu- und Nachlauf	52
4.3 Numerische Untersuchungen bei Variation der Betriebsparameter	56
4.3.1 Sekundärströmungen stromauf des Rotors bei Variation der Schaufelbelastung	57
4.3.2 Sekundärströmungen stromauf des Rotors bei Variation der Spaltweite	60
5 Diskussion der Ergebnisse	62
5.1 Klassifizierung der Instabilitätsphänomene mittels statistischer Methoden	62
5.1.1 Statistischer Ansatz zur Bewertung instationärer Vorgänge	63
5.1.2 Klassifizierung der Instabilitätsphänomene	64
5.2 Einfluss der Instabilitätseffekte auf die Schaufelstruktur	66
5.2.1 Anregung der Struktur infolge Selbst- und Fremderregung	66
5.2.2 Einfluss des Schwingungsverhaltens auf die Strömung	68
5.3 Ergebnisse der Azimuthalmodenanalyse	74
5.3.1 Azimuthalmodenanalyse zur Detektion aerodynamischer und aeroakustischer Phänomene	80
5.4 Simulation der Spaltdurchströmung	84
5.5 Rotierende Instabilitätsstrukturen - Vergleich der Ergebnisse des Demonstrators mit realen Maschinen	87
5.5.1 Vergleich mit Instabilitätsstrukturen bei kompressibler Strömung	87
5.5.1 Vergleich mit Instabilitätsstrukturen bei inkompressibler Strömung	90
6 Zusammenfassung	95
6.1 Ausblick	96
Literaturverzeichnis	97
Verzeichnis der Tabellen und Bilder im Text	105
Anhang	110

Formelzeichen

Symbole und Abkürzungen

λ	[m]	Wellenlänge
α	[--]	modale Modenordnung
α	[°]	Anstellwinkel
β	[°]	Winkel im Dreieck
ε	[--]	Expansionszahl
ν	[--]	Nabenverhältnis
ν	[--]	Querkontraktion
δ	[°]	Kippwinkel
σ	[--]	Standardabweichung
φ	[--]	Lieferzahl
φ	[°]	Phasenwinkel
ψ	[--]	Druckzahl
μ	[--]	arithmetischer Mittelwert
λ	[--]	Leistungszahl
λ	[°]	Staffelungswinkel
λ	[--]	mittlere absolute Abweichung vom Mittelwert
κ	[--]	mittlere absolute Abweichung vom Median
η	[--]	Wirkungsgrad
η	[kg/m s]	Dynamische Viskosität
κ	[--]	Insentropenexponent
ρ	[Kg/m ³]	Dichte
ω	[rad/s] [Hz]	Winkelgeschwindigkeit, Drehfrequenz
Ω	[Hz]	Drehfrequenz
σ^2	[--]	Varianz
γ^2	[--]	Kohärenzfunktion
a	[m/s ²]	Beschleunigung
a	[m/s]	Schallgeschwindigkeit
A	[--]	Weibull- Skalierungsfaktor
APS		Auto Power Spectrum
AVG		Average, Anzahl der Mittelungen
BFF, BPF	[Hz]	Blattfolgefrequenz
c	[m/s]	Absolutgeschwindigkeit
c	[--]	Durchflußkoeffizient der Stolzgleichung
C	[--]	Weibull-Formfaktor
CPS		Kreuzleistungsspektrum
D	[m]	Nenndurchmesser
d	[m]	Blendendurchmesser
d	[mm]	Schaufeldicke

Formelzeichen

E	[N/mm ²]	Elastizitätsmodul
E	[--]	Erwartungswert
f	[Hz]	Frequenz
G		Korrelationsfunktionen der Fouriertransformierten
h	[mm]	Schaufelhöhe
H	[mm]	Kanalhöhe
k	[--]	Anzahl der Klassen
k	[--]	Bohrungsindizes der pneumatischen Sonden
l	[m]	Länge
l	[mm]	Sehnenlänge
\dot{m}	[kg/s]	Massenstrom
n	[min ⁻¹]	Drehzahl
n, N	[--]	Zählindizes
P	[W]	Leistung
p	[Pa]	Druck
Re	[--]	Reynoldszahl
RI		Rotierende Instabilitäten
RS		rotierendes Abreißen, Rotating Stall
S		Fouriertransformierte
S		Spektraldichte
St	[--]	Strouhalzahl
t	[s]	Zeit
t	[m]	Teilung
T	[°C], [K]	Temperatur
u, U	[m/s]	Umfangsgeschwindigkeit
v	[mm/s]	Schwinggeschwindigkeit
v	[m/s]	Geschwindigkeit
V		Variabilitätskoeffizient
\dot{V}	[m ³ /s]	Volumenstrom
w	[m/s]	Relativgeschwindigkeit
Y	[m ² /s ²]	spezifische Stutzenarbeit
z	[--]	Schaufelzahl

tiefgestellte Indizes

θ	Umfangskoordinate
l	vor der Blende
1,2	Referenzbezeichnungen für die Fouriertransformierte S
1,2,3	Bezeichnungen im Verdichtergitter
1,2,3,4,5	Indizes der Bohrungen der pneumatischen Sonde
B	Bandbreite
Bl	Blende
d, dyn	dynamisch

G	Gehäuse
i	innere
m	mechanisch
m	Meridiankomponente, axialkomponente
M	Meridian
R	Rotor
r	Radialkoordinate
S	Stator
S	Stichprobe
s	statisch
t	Total
z	Axialkoordinate

hochgestellte Indizes

'	Relativsystem
F	raumfestes System
R	Rotor
R	rotierendes System
S	Stator

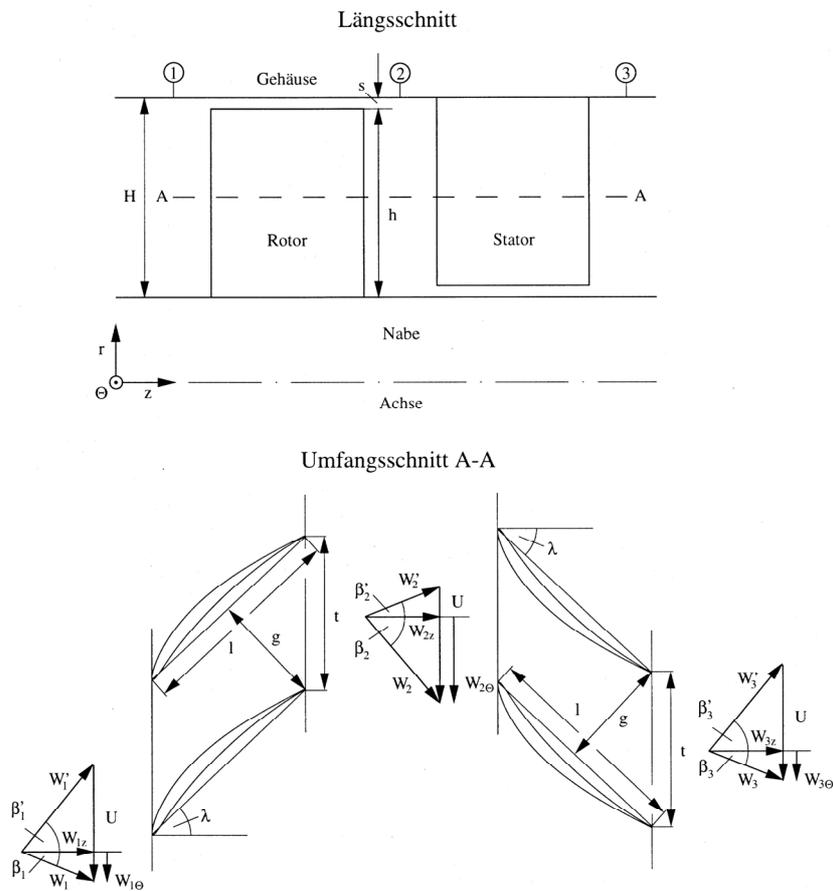


Abbildung: Geometrie und Winkeldefinitionen des Axialventilatorstufe und der eingesetzten Versuchsbeschaufelungen.

1 Einleitung

Der Begriff der „rotierenden Instabilitäten“ - kurz RI - ist in der Literatur nicht eindeutig definiert und gleichzeitig umstritten (siehe Cumpsty: „Closure Discussion“, Mailach et. al. [2001]). Die Bezeichnung hat sich jedoch für einen rotierenden Instabilitätseffekt mit speziellen charakteristischen Eigenschaften durchgesetzt, die sich eindeutig von denen des klassischen rotierenden Abreißens oder den der akustischen Resonanzeffekte unterscheiden lassen. Im Rahmen dieser Arbeit sind bei dem untersuchten rotierenden Instabilitätseffekt grundsätzlich die „rotierenden Instabilitäten“ gemeint. Dabei wird explizit Bezug auf die Abhandlungen von Kameier [1994], Kameier und Neise [1995], Baumgartner et. al. [1995], März [2002], Haukap et. al. [2000], Mailach [2001], Mailach et. al. [2001] und Ulbricht [2001] genommen.

1.1 Überblick

Baumgartner, Kameier und Hourmouziadis [1995] beschreiben eine rotierende Instabilitäterscheinung an der ersten Stufe des 10-stufigen Hochdruckverdichters des BR710 Triebwerks, die mit einer massiven Anregung des 1. Biege- und 1. Torsionsmodus der Beschauelfung der ersten Stufe verbunden ist, obwohl die Frequenzbänder der Anregung und der Schaufeleigenfrequenzen im raumfesten System nicht identisch sind. Eingehende Untersuchungen zeigen, dass die charakteristischen Eigenschaften des Strömungsphänomens des Hochdruckverdichters eine starke Analogie zu den von Kameier [1994] an einem Niedergeschwindigkeitsverdichter des DLR beschriebenen und als „rotierende Instabilitäten“ bezeichneten Strömungsinstabilitäten aufzeigen, vgl. *Abbildung 1.1* und *Abbildung 1.2*.

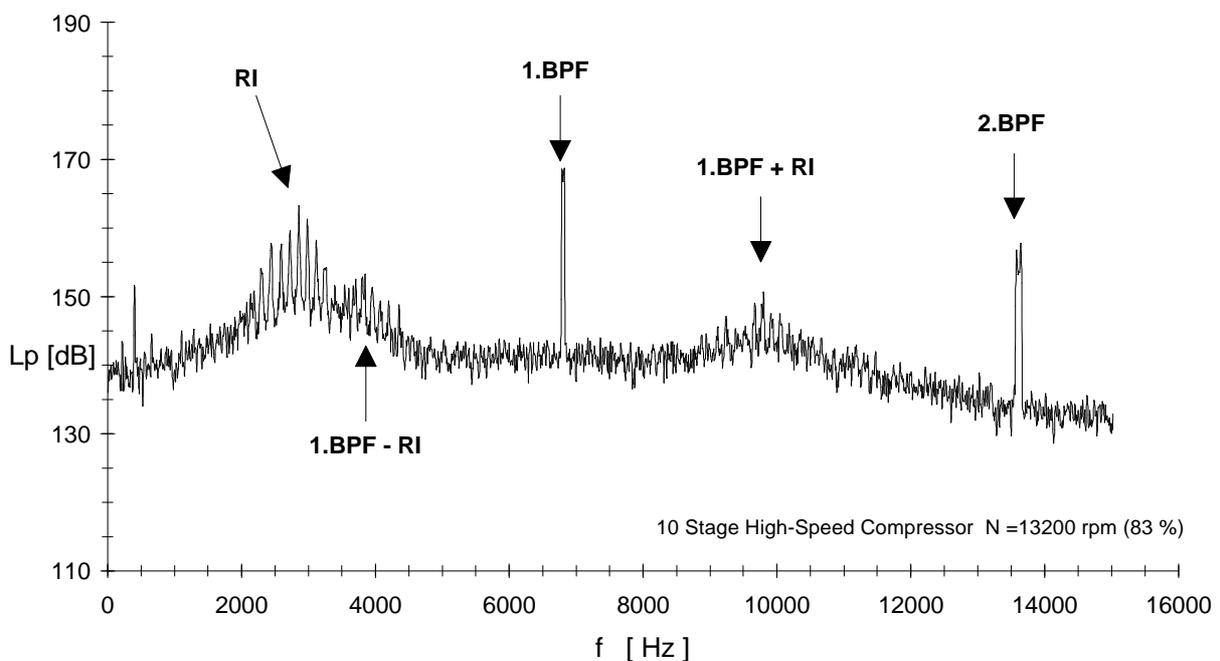


Abbildung 1.1: Rotierender Instabilitätseffekt (RI) der ersten Stufe des BR710 Hochdruckverdichters. [Baumgartner, Kameier, Hourmouziadis 1995].

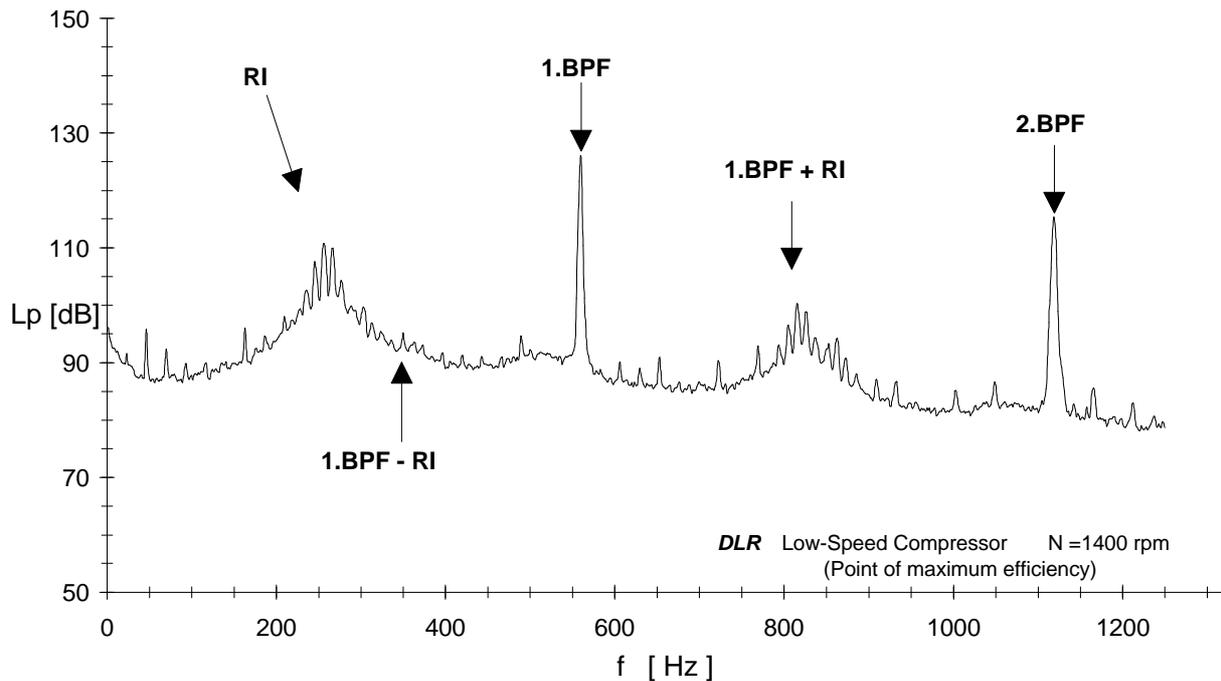


Abbildung 1.2: Rotierender Instabilitätseffekt (RI) eines DLR Niedergeschwindigkeitsverdichters. [Kameier 1994].

Beide Maschinen zeigen im Frequenzbereich 30% - 50% der Blattfolgefrequenz (BFF, BPF) tonale Frequenzspitzen äquidistanten Frequenzabstands hoher Amplitude. Das Auftreten ist bzw. die lokalen Bereiche höchster Intensität sind für beide Maschinen stark vom aerodynamischen Belastungszustand abhängig und auf den Blattspitzenbereich beschränkt. Die Tatsache, dass das Auftreten der aerodynamischen Instabilität bei der Hochdruckmaschine mit einer starken Schwingungsanregung der Beschau felung verbunden ist, die nicht als Folge einer Resonanz zwischen den Instabilitätsfrequenzen im raumfesten System und den Eigenfrequenzen der Beschau felung herrührt, ließ den Schluss zu, dass es sich hierbei um ein rotierendes Phänomen handeln muss, dessen Quellsystem relativ zum Rotor als auch zum festen System rotiert.

In der Literatur ist neben der Untersuchung von Baumgartner et. al. [1995] derzeit keine Veröffentlichung bekannt, bei der eine Strukturanregung infolge des Auftretens dieser speziellen rotierenden Instabilitätsphänomene in einem Nieder- bzw. Hochdruckverdichter beschrieben wird, noch dass sich ein kausaler Zusammenhang herstellen ließe. März [2002], Haukap, Holste, Kameier [2000] und Mailach [2000, 2001] verfolgen das Ziel, die aerodynamischen und physikalischen Ursachen und Voraussetzungen, die für das Auftreten des Instabilitätsphänomens in Betracht kommen und die charakteristischen Erscheinungsformen eingehend zu beschreiben.

1.2 Aufgabenstellung

In einem ersten Schritt gilt es einen Axialventilatorprüfstand aufzubauen, an dem rotierende Instabilitätsphänomene und akustische Resonanzen gezielt erzeugt werden können, um eine Wechselwirkung mit der Beschau felung zu erreichen. Die Prüfstandseinrichtung, insbesondere die Beschau felung, muss zu diesem Zweck ein höchstmögliches Maß an geometrischen Variationsmöglichkeiten aufweisen. Der Schwerpunkt liegt, neben einer konventionellen Strömungsmesstechnik, auf dem flexiblen Einsatz einer instationären Druck- und Schwingungsmesstechnik im raumfesten als auch im rotierenden System hinsichtlich der Wahl geeigneter Messorte.

Die am Demonstratorprüfstand¹ gewonnenen Messergebnisse werden zeigen, dass durch den Einsatz einer geraden und unverwundenen Beschau felung eine schwingungsanregende Abstimmung realisierbar ist und somit eine detaillierte Beschreibung der Wechselwirkungen der Instabilitätsphänomene auf das Schwingungsverhalten möglich wird.

Zur eindeutigen Identifikation und Klassifizierung der aerodynamischen Instabilitätsphänomene wird ein auf statistischen Methoden beruhendes Verfahren von Witte und Ziegenhagen zurückgegriffen und erweitert, Witte [1996], Witte und Ziegenhagen [1998]. Anhand dieses Verfahrens soll gezeigt werden, ob neben einer Unterscheidung zwischen Fremd- oder aerodynamischen Selbsterregung grundsätzliche eine Bewertung der Instabilitätsformen allein anhand gemessener instationärer Wanddruckverläufe möglich ist.

Zur Erweiterung der Modellvorstellung der Instabilitätsphänomene und des Einflusses auf die Verdichterinstabilität werden für eine ausgewählte Konfiguration der Demonstratorbeschau felung stationäre, numerische Berechnungen durchgeführt. Der Fokus wird hierbei auf den Kopfspalt und den wandnahen Bereich des Zulaufs gelegt. Es gilt zu untersuchen, ob der gewählte Ansatz in der Lage ist, die Spaltdurchströmung und die Entwicklung der Gehäusegrenzschichten bei Annäherung an die Stabilitätsgrenze hinreichen zu beschreiben. Hierfür gilt es zu zeigen, ob sich die numerische Berechnungsergebnisse mit den experimentell gewonnenen Messdaten vergleichen lassen.

Unter der Annahme, dass die Strömungsverhältnisse im Blattspitzenbereich und die Schwingungsanregungen miteinander korreliert sind, sollen Methoden für die numerische Simulation konstruktiver Varianten zur Beschreibung, Reduzierung oder Einflussnahme der Strömungsinstabilitäten unter industriellen Rahmenbedingungen erarbeitet werden.

¹ Der Prüfstand entspricht im Aufbau einem Axialventilator, bei dem die Isolierung einzelner geometrischer und aerodynamischer Parameter im Vordergrund steht. Da auf eine Profilierung der Schaufeln bewusst verzichtet wird, wird für die Bezeichnung der Maschine der Begriff „Demonstrator“ eingeführt.

2 Grundlagen

2.1 Literaturübersicht

Zeitgleich mit der aerodynamischen Optimierung und der Entwicklung schneller Messmethoden konzentrieren sich Untersuchungen bis in die Gegenwart auf Instabilitätsphänomene oder -effekte, die, wie z.B. das rotierende Abreißen, prinzipbedingt oder als Folge einer extremen aerodynamischen Schaufelbelastung oder geometrischer Randbedingungen auftreten können. Die physikalischen Ursachen der Instabilitätsphänomene sind bis dato nicht hinreichend geklärt, ebenso kann das Auftreten nicht präzise vorhergesagt werden. Der Betrieb in den gefährdeten Gebieten ist jedoch mit einer unkalkulierbaren mechanischen Mehrbelastung verbunden und kann im Extremfall zu einem vorzeitigen Materialversagen führen. Die wesentlichen bekannten Instabilitätsphänomene sind:

- rotierendes Abreißen oder „rotating stall“ (RS),
- Pumpen oder Surge,
- rotierende Instabilitäten (RI),
- akustische Resonanzen,
- Modalwellen und Spikes.

Rotierendes Abreißen und Pumpen

In Strömungsmaschinen ist das rotierende Abreißen am häufigsten untersucht worden und erstmals ausführlich von Emmons [1955] beschrieben. In einstufigen Verdichtern tritt die rotierende Ablösung nach Erreichen der Stabilitätsgrenze auf. Bei angeschlossenen Rohrleitungen und Volumina kann bei genügender Energieumsetzung der Strömungsmaschine sogenanntes Pumpen (Surge) auftreten oder der Betriebspunkt springt auf eine Sekundär-Charakteristik mit stabil auftretender rotierender Ablösung. Als rotierende Ablösung wird dabei die Strömungsbilanz an einem Schaufelprofil bezeichnet, die bewirkt, dass die Nachbarpassagen günstiger (entgegen der Drehrichtung) oder ungünstiger (in Drehrichtung) angeströmt werden. Die Ablösezone breitet sich dadurch in Umfangsrichtung, vom Relativsystem beobachtet entgegen und vom Absolutsystem in Rotordrehrichtung aus. Die Zone rotiert mit einem Schlupf gegenüber den rotierenden Schaufeln. Mit zunehmender Drosselung wird die Umfangsgeschwindigkeit im Relativsystem immer geringer, vgl. Kameier [1994]. Im Spektrum ist rotierendes Abreißen als schmalbandige Frequenzkomponente mit Harmonischen zu erkennen. Bei nur einer vorhandenen Zone liegt die Frequenz unterhalb der Rotorfrequenz. Liegen mehr als eine Zone vor, so ist die erste Harmonische nicht erkennbar dagegen aber die Zweite. In jedem Fall handelt es sich bei rotierenden Ablösefrequenzen um Harmonische. Weiterhin wird die rotierende Ablösezone hinsichtlich ihrer Ausdehnung über die Kanalhöhe klassifiziert. Lokal begrenzte Ablösezellen werden in der Literatur als „Part Span Stall“ beschrieben, eine Ausbildung über die gesamte Kanalhöhe als „Full Span Stall“, Cumpsty [1989].

Inoue et. al. [2001, 2002] beschreiben mittels umfangreicher Messungen der Wanddruckverteilungen und 3-D Hitzdrahtmessungen rotierende Ablösungen kleiner und großer Wellenlängen auf der Sekundärkennlinie eines einstufigen Niederdruckverdichters mit Vorleitrad (Normalstufe). Durch eine Umfangsmittelung („ensemble averaging“) in Verbindung mit einer speziellen Triggertechnik („double phase locking“) lassen sich Geschwindigkeits- und Druckverteilungen rotor- bzw. Ablösezellensynchron darstellen und somit die unterschiedlichen Ablösestrukturen beschreiben und klassifizieren. Ein hypothetisches Wirbelmodell für die Beschreibung der Ablösestrukturen kleiner Wellenlängen wird entwickelt und eine Analogie zu numerischen Untersuchungen von Hoying et. al. [1998], zum Einflusses des Spaltwirbels auf das Einsetzen rotierender Ablösungen, wird aufgezeigt. Die Parallelen liegen nach Meinung der Autoren darin, dass es sich bei den kurzwelligen Ablösestrukturen um die gleichen, jedoch vollständig ausgebildeten Wirbelstrukturen handelt, die bei den numerischen Untersuchungen als Folge abgelöster Wandgrenzschichten durch sog. „spillforward“ des Spaltwirbels beschrieben wurden. Die Spaltweite wird dabei als Maß für die radiale Ausdehnung der Ablösung herangezogen. Hervorzuheben ist die Veröffentlichung jedoch dahingehend, dass das beschriebene Wirbelmodell eine Teilungsperiodizität aufweist, obwohl die Anzahl der Ablösezellen nicht mit der Anzahl der Schaufeln korrespondiert. Gleichzeitig durchgeführte Wavelet-Transformationen bestätigen eine Wellenlänge der Ablösezellen in der Größenordnung der doppelten Teilung und das wiederum korrespondiert mit der Wellenlänge einer rotierenden Instabilität.

Rotierende Instabilitäten

Der Begriff der rotierenden Instabilitäten ist in der Literatur nicht eindeutig für eine bestimmte Instabilitätsform definiert. Mit unter werden auch mehrzellige rotierende Ablösungserscheinungen als rotierende Instabilitäten bezeichnet. Klassisches rotierendes Abreißen tritt jedoch erst mit Überschreiten der Stabilitätsgrenze auf. Rotierende Ablösezellen, die bereits vor Erreichen der Betriebsgrenze auftreten, werden als „rotierende Instabilitäten“ (RI) bezeichnet. Der physikalische Unterschied ist im Vergleich zur rotierenden Ablösung in *Abbildung 2.1* dargestellt.

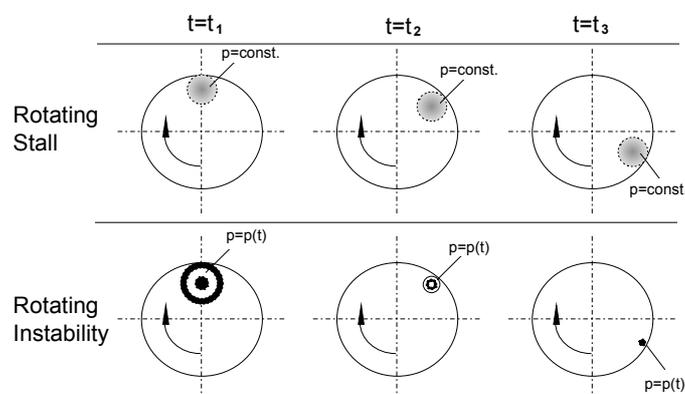
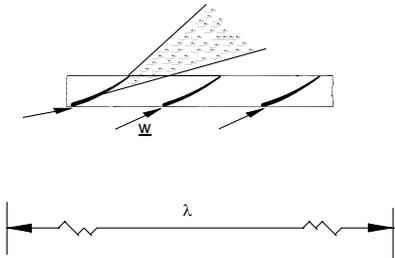
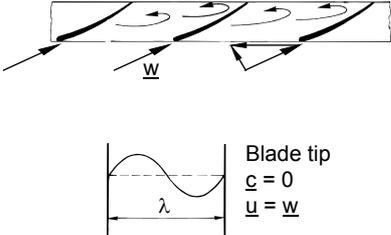
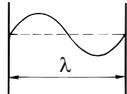


Abbildung 2.1: Schematische Darstellung des Unterschieds rotierender Ablösung und rotierender Instabilitäten, Baumgartner [1995].

Charakteristische Unterschiede rotierender Ablösung und rotierenden Instabilitäten

Während das rotierende Druckfeld der rotierenden Ablösung zeitlich konstant ist, ist das Druckfeld rotierender Instabilitäten vergleichbar mit dem eines mitrotierenden Lautsprechers, der ein zeitabhängiges Druckfeld abstrahlt. Ferner handelt es sich bei rotierenden Instabilitäten im allgemeinen nicht um harmonische Frequenzkomponenten, sondern um Summen- und Differenzfrequenzen neben einer Grundfrequenz. Die grundlegenden Eigenschaften der rotierenden Ablösung und der rotierenden Instabilitäten sind in *Tabelle 2.1* gegenübergestellt. Es handelt sich in beiden Fällen um abgelöste Strömungen, die zum einen einen stochastischen Charakter haben (rotierende Ablösung) und zum anderen nur diskrete Komponenten enthalten (rotierende Instabilitäten). Die verursachende Strömung lässt sich daher als turbulent bei der rotierenden Ablösung und als periodisch bei der rotierenden Instabilität klassifizieren. Die Frequenzen einer einzelligen rotierenden Ablösung liegt bei etwa 40 bis 60% der Rotorfrequenz, hingegen bilden die Frequenzen der rotierenden Instabilität eine Gruppe bei etwa der halben Blattfolgefrequenz.

Tabelle 2.1: Charakteristische Unterschiede der rotierender Ablösung und der rotierenden Instabilitäten.

Rotierende Ablösung	Rotierende Instabilität
	
$\lambda = \frac{\pi D}{\alpha_{RS}}$	<div style="display: flex; align-items: center;">  <div style="margin-left: 10px;"> Blade tip $\underline{c} = 0$ $\underline{u} = \underline{w}$ </div> </div> $\lambda = \frac{\pi D}{\alpha_{RI}} = \frac{\pi D}{Z} = \text{Blade pitch}$
<ul style="list-style-type: none"> - abgelöste Strömung - stochastischer Charakter - turbulent 	<ul style="list-style-type: none"> - abgelöste Strömung - diskreter Charakter - periodisch
<u>typische Frequenzbereiche</u>	
$\omega_{RS}^F \approx 0.4 \dots 0.6 \Omega_R^F$	$\omega_{RI}^F \approx 0.4 \dots 0.6 Z \cdot \Omega_R^F$
<ul style="list-style-type: none"> - harmonische Frequenzen - turbulent - Frequenz ist unabhängig von der Anzahl der Rotorschaufeln - <u>instabiler</u> Kennlinienbereich 	<ul style="list-style-type: none"> - Summen- und Differenzfrequenzen - Periodisch - Frequenz ist abhängig von der Anzahl der Rotorschaufeln - stabiler Kennlinienbereich

Mathiodakis [1985] hat Druckschwankungen an einem 1-stufigen axialen Niedergeschwindigkeitsverdichter untersucht, die dem Charakter rotierender Instabilitäten sehr ähnlich sind. Die ermittelten Frequenzen im rotierenden und feststehenden System sind aber offensichtlich Harmonische, so dass es sich um rotierende Ablösungen mit bis zu 8 Zellen handelt.

Mongeau [1991], Choi [1991] und Bent [1992] verwenden als erste die Bezeichnung „rotating instability“ für untersuchte Druckschwankungen an einem Radialverdichter ohne Gehäuse. Wesentliches Kriterium für das Rotieren der Instabilitäten ist der Frequenzunterschied im rotierenden und feststehenden Bezugssystem, wobei die einzelnen auftretenden Frequenzkomponenten keine Harmonischen sind.

Kameier [1994], Kameier und Neise [1995], Kameier und Neise [1997 I und II] haben rotierende Instabilitäten an Axialventilatoren bei vergrößertem Kopfspalt untersucht. Die Entstehung der Instabilitäten steht in einem direkten Zusammenhang zur Durchströmung des Spaltes zwischen den rotierenden Schaufelspitzen und dem Gehäuse der Strömungsmaschine. Erst bei genügend großem Spalt tritt im angedrosselten Betrieb eine Rückströmung auf, die rotierende Instabilitäten verursacht. Rotierende Instabilitäten verursachen eine erhöhte Lärmemission und senken den Wirkungsgrad. Die rotierende Instabilität wird als rotierender Quellmechanismus interpretiert, der in Wechselwirkung mit den Rotorschaukeln tritt und somit zur Lärmabstrahlung beiträgt. Die Rückströmung im Kopfspalt eliminiert im Blattspitzenbereich des Rotors die Anströmung in axialer Richtung, die Blattspitzen werden somit nur noch in Umfangsrichtung angeströmt. Die Anströmung in Umfangsrichtung erzeugt ein sich relativ zum Rotor bewegendes Druckfeld, das wiederum mit der Druckverteilung der Schaufel in Wechselwirkung steht und als Ursache der rotierenden Instabilitäten vermutet wird.

Fuest und Carolus [1995] haben an einem Axialventilator ohne Leitrad auf den rotierenden Schaufeln rotierenden Instabilitäten vergleichbare Drucksignaturen gemessen. Gute Übereinstimmung mit den Messungen von Kameier [1994] besteht für Messpositionen an der Schaufelvorderkante. Detaillierte Ergebnisse hinsichtlich der Ausbreitung liegen jedoch nicht vor.

Krane und Bent [1995] haben rotierende Instabilitäten an einem axialen Nieder- geschwindigkeitsverdichter untersucht, gehen aber auf physikalische Entstehungsmechanismen nicht weiter ein.

Von Baumgartner, Hourmouziadis und Kameier [1995] werden rotierende Instabilitäten als Anregungsmechanismus von Schaufelschwingungen in der ersten Stufe eines axialen Hochdruckverdichters genannt. Die hohe aerodynamische Belastungen im Blattspitzenbereich des Rotors führt vermutlich zu vergleichbaren Bedingungen, die für die Entstehung der rotierenden Instabilitäten im Axialventilator von Kameier [1994] angenommen werden. Für den Resonanzfall der Schaufelschwingungen muss bei der untersuchten Geometrie des Rotors die Umfangsstruktur des aerodynamischen Anregungsmechanismus mit den Knotendurchmessern der mechanischen Schwingungsformen übereinstimmen.

Bross et al. [1996] zeigen im Rahmen einer Untersuchung der Spaltströmung an axialen Pumpen, dass der Blattspitzenwirbel in Zusammenhang mit einem Rückströmgebiet über der Schaufel steht. Die Strömung stromauf des Rotors löst mit zunehmender Drosselung immer

weiter stromauf von der Gehäusewand ab. Diese Beobachtung korrespondiert mit der von Kameier und Neise [1997] verwendeten Erklärung zur Entstehung rotierender Instabilitäten: Ist die Rückströmung kräftig genug, um die Hauptströmung zu eliminieren, so wird durch die verbleibende Anströmung in Umfangsrichtung eine Wirbelablösung induziert. Diese Wirbelablösung hat über den Umfang eine periodische Struktur, so dass vermutlich bei Übereinstimmung mit der Schaufelzahl hohe Geräuschpegel und bei Übereinstimmung mit Schaufeleigenfrequenz und Knotendurchmesser große Schaufelschwingungen erzeugt werden (vgl. Baumgartner et. al. [1995]).

Truckenmüller [1999] beschreibt ein Instabilitätsphänomen ähnlich rotierender Instabilitäten im Blattspitzenbereich einer Niederdruckdampfturbine bei Ventilationsbetrieb.

Mailach [2001] begründet die Entstehung rotierender Instabilitäten durch die gegenseitige Beeinflussung der Blattspitzenwirbel benachbarter Schaufeln infolge hoher aerodynamischer Belastung bei Betriebspunkten nahe der Stabilitätsgrenze. Er zeigt, dass durch eine An- und Umströmung der Schaufelvorderkanten durch den Blattspitzenwirbel selbst eine periodische Fluktuation des Entstehungsortes des Wirbels erzeugt wird, die eine periodische rotierende Umfangsstruktur induziert.

März, Hah und Neise [2002] führen experimentelle und numerische Untersuchungen an einem Niederdruckverdichter bei Variation der Spaltweite durch. Im Experiment lassen sich die rotierenden Instabilitäten nachweisen. Die instationären Druckverteilungen der Rotorpassagen, dargestellt durch ein „ensemble averaging“ in Verbindung mit einer Triggertechnik („double Phase locking“), werden mit einer instationären numerischen Berechnung eines vollständigen Rotors verglichen. Die Untersuchungen zeigen, dass die Spaltströmung bei Auftreten rotierender Instabilitäten nicht die benachbarte Passage beeinflussen, sondern der druckseitigen Kanalströmung folgt. Mit zunehmender Spaltweite dehnt sich das Ablösegebiet am Gehäuse aus und einsetzende Rückströmung über den gesamten Umfang wird beschrieben. Die Zahl der Instabilitätszellen wird mit 34, bei einer Schaufelblattanzahl von 24, angegeben. Die Lage und Entwicklung des Spaltwirbels wird als Ursache vermutet, warum der Verdichter, trotz Auftretens der rotierender Instabilitäten, ein stabiles Betriebsverhalten aufzeigt. Die Beschreibung des Spaltwirbels und die Anzahl der Zellen steht jedoch im Widerspruch zu den Untersuchungen von Mailach [2001].

Hervorzuheben ist die Veröffentlichung von Wisler et. al [2002]. In Anlehnung an die Studien von Mailach [2001] und März [2002] wird in einer Spaltweitenvariation an einem vierstufigen Niedergeschwindigkeitsverdichter der gezielte Versuch unternommen, rotierende Instabilitäten nachzuweisen. Instationäre Wanddruckmessungen werden vor, nahe und mit Überschreiten der Stabilitätsgrenze für zwei unterschiedliche Beschauelungen bei drei Spaltweiten vorgestellt, jedoch keine rotierenden Instabilitäten detektiert. Im Gegenteil, es wird explizit Bezug auf die Meinung von Cumpsty genommen und die rotierenden Instabilitäten als besondere Erscheinung der von März und Mailach herangezogenen

Maschinen beschrieben, siehe hierzu auch die „closure discussion“ zu Mailach et. al. [2001] und März et. al. [2002].

Aus Sicht des Verfassers der vorliegen Arbeit zeigen die veröffentlichten Ergebnisse sehr wohl die Existenz rotierender Instabilitäten, bleiben von Wissler jedoch unbeachtet. Die Natur der rotierenden Instabilitäten sind unter Umständen extrem kleine instationäre, nicht streng periodische Wechseldruckschwankungen im Vergleich zur Blattfolgefrequenz. Wobei die Amplituden von RI ca. 20-30 mal kleiner sein können als die der BFF und nur durch eine geeignete Wahl der Darstellung eindeutig hervorgehoben und damit nachgewiesen werden können. Diese Methoden werden von den Autoren nicht eingesetzt. Auch ist die methodische Vorgehensweise zum Beweis der Existenz von RI zweifelhaft. Das instationäre Datenmaterial wird wiederum durch das aufwendige „ensemble averaging“ und „double phase lockig“ Verfahren zur Darstellung von rotorsynchroner Druckverteilungen aufgearbeitet. Durch die rotorsynchrone Mittelung geht jedoch jede zeitliche Information verloren, die ursächlich für die rotierenden Instabilitäten vermutet werden. Damit eignet sich dieses Verfahren lediglich zur Darstellung, Beschreibung und Untersuchung der strömungsmechanischen Vorgänge in einer Schaufelpassage unter der Voraussetzung von Teilungsperiodizität, z.B. des Spaltwirbels, jedoch explizit nicht für den Nachweis instationärer, nicht rotorsynchron rotierender Vorgänge. Die Autoren beziehen die Ergebnisse der gemittelten Daten jedoch auch für den Nachweis rotierender Instabilitäten ein. März [2002] setzt dieses Verfahren hingegen nur für die physikalische Beschreibung der Wirbeltrajektorie und für den Vergleich und die Diskussion instationärer numerischer Berechnungsergebnisse ein, nicht für den Nachweis rotierender Instabilitäten. Die Systematik der Versuchsführung bei General Electric ist jedoch hervorzuheben, da experimentelle Untersuchungen an Niedergeschwindigkeitsverdichtern herangezogen werden, um Ergebnisse und Erkenntnisse auf Hochdruckverdichter zu übertragen. Diese Vorgehensweise ist nicht unumstritten.

Kielb et. al. [2003] weisen im Teillastbereich eines Hochgeschwindigkeitsverdichterriggs einen Anregungsmechanismus nach, der weder drehzahlsynchron, noch einem weiteren bekannten Mechanismus wie z.B. Flutter oder Forced-Response, zugeordnet werden kann. Instationäre, numerische Berechnungen zeigen eine grobe, aber gute, Übereinstimmung der Anregungsfrequenzen. Obwohl eine Doppler-Verschiebung der Frequenzen innerhalb der unterschiedlichen Koordinatensysteme vermutet wird, werden „rotierende Instabilitäten“ aufgrund der sehr kleinen Spaltweite ausgeschlossen und eine Spaltströmungsinstabilität als Ursache der Phänomene vermutet.

Inoue et. al. [2004] weisen rotierende Instabilitäten an einem Niederdruckverdichter kurz vor Erreichen der Stabilitätsgrenze nach. Eine Spaltweitenvariation zeigt, dass der Effekt nur bei großer Spaltweite nachweisbar ist. Weiterführende Untersuchungen bestätigen den von März [2002] beschriebenen Einfluss sowie die Lage des Spaltwirbels bezogen auf die rotierenden Instabilitäten. Ferner zeigen die Untersuchungen, dass RI nur bei gleichzeitigem Auftreten kurzweiliger Ablösestrukturen (SLSD, short length scale disturbance) nachweisbar sind, Inoue [2001, 2002].

Akustische Resonanzen

Druckschwankungen, die sich mit Geschwindigkeiten in der Größenordnung der Schallgeschwindigkeit ausbreiten, können unter bestimmten Bedingungen mechanische Strukturen zu hohen Schwingungspegeln anregen. Man spricht dann von akustischen Resonanzen, die immer bei einer dominierenden Frequenz mit zum Teil sehr hohen Druckamplituden auftreten.

Unabhängig von der Art der Anregung kann eine grobe Klassifizierung akustischer Resonanzen vorgenommen werden. Im einzelnen sind dies:

- Schallabstrahlung des Helmholtz – Resonators,
- Öffnungsresonanzen,
- Stehwellen,
- selbsterregte akustische Resonanzen.

Unter dem Gesichtspunkt der Lärmreduzierung von Flugzeugtriebwerken geben Tyler und Sofrin [1961] einen sehr anschaulichen Überblick und Berechnungsvorschriften für die Ausbreitung und Randbedingungen rotierender Druckfelder, Rotor – Stator Interferenzen und weiterer Schallemissionen in axialen Strömungsmaschinen.

Parker [1967] beschreibt ein akustisches Resonanzphänomen an einem geraden Gitter in einer Windkanalströmung und prägt den Begriff der sog. „Parker-Moden“. Mit zunehmender Strömungsgeschwindigkeit zeigt das Phänomen diskrete Frequenzsprünge bei annähernd konstanter Strouhalzahl. Die Ursache des Effektes mit hohen Amplituden ist eine Rückkopplung der akustischen Resonanz und der Frequenz der abgelösten Hinterkantenwirbel der geraden Platten. Die Experimente können mittels eines theoretischen Rechenansatzes für vier einfache Modenordnungen validiert werden, Parker [1997]. Parker und Griffiths [1968] weisen eine definierte Struktur der Resonanzen nach und zeigen, dass die Amplituden eine Größenordnung des dynamischen Druckes $\rho/2v^2$ aufweisen. Nachfolgende Untersuchungen von Parker [1968 - 1983] beschreiben eingehende Details des Phänomens und es gelingt deren Nachweis für einen einstufigen Kompressor. Beschrieben werden rotierende Modenordnungen, dessen Ausbreitungsrichtung sowohl mit als auch gegen die Umfangsgeschwindigkeit gerichtet ist. Eine Ausbreitungsrichtung entgegen der Drehrichtung ist ein eindeutiges Indiz für ein akustisches Phänomen.

Parker [1983] und Parker und Stoneman [1985] zeigen rotierende akustische Resonanzen an einem mehrstufigen Verdichter, dessen Frequenzen in Abhängigkeit der Drehzahl diskrete Frequenzsprünge halber Drehzahlordnungen sowie steigender Modenordnungen aufweisen. Temperatureinflüsse sowie die Gehäusegeometrie werden in die Diskussion mit einbezogen. Neben den Hinterkantenwirbeln werden lokale Ablösungen, z.B. infolge nicht exakter Schaufelwinkel, als Anregungsursachen in Betracht gezogen.

Alle die von Parker und Parker et. al. beschriebenen Resonanzeffekte der unterschiedlichen Maschinentypen haben gemein, dass infolge der akustischen Resonanzen die Schaufeln zu Schwingungen sehr hoher Amplitude angeregt werden können, eine detaillierte Beschreibung der physikalischen Mechanismen akustischer Resonanzen können die Abhandlungen infolge der Komplexität jedoch nicht liefern. Zum weiteren Verständnis der Resonanzeffekte sind von Cumpsty and Whitehead [1971] und Graham und Maul [1971] vereinfachte Experimente an einer ebenen Platte und einer oszillierenden Klappe durchgeführt worden.

Ansätze zur Berechnung akustischer Resonanzfrequenzen und theoretischen Beschreibung der Modellvorstellungen liefern die Arbeiten von Koch [1982], Cargill [1987] und Lee und Hammond [1988].

Bellucci et. al. [2004] beschrieben ein Modell zur Abstimmung eines Helmholtz-Resonators zur Dämpfung akustischer Druckpulsationen in der Brennkammer einer Gasturbine.

Cooper et. al. [2004] haben ein analytisches Modell zur Beschreibung von akustischen Resonanzen an einem Triebwerk entwickelt. Mittels des theoretischen Ansatzes lassen sich die ausbreitungsfähigen Moden sowohl im Ansaugkanal als auch in der Rotor/Stator Passage berechnen. In Abhängigkeit von Geometrie, Drehzahl und weiterer strömungsmechanisch relevanter Größen wie der Machzahl und Wirbelstärke lassen sich die Frequenzen vorhersagen, bei denen die Moden ausbreitungsfähig sind bzw. werden sowie die Ausbreitungsrichtung bestimmen. Ferner wird darauf verwiesen, dass bei Übereinstimmung von akustischer Resonanzfrequenz und einer Eigenfrequenz der Beschaukelung das Instabilitätsverhalten der Maschine beeinflusst werden kann oder ein Bauteilversagen infolge Überbelastung möglich ist.

Prestall waves, Modes und Spikes

Modalwellen („modal waves“) und lokale Ablösezellen („spikes“), die kurz vor Erreichen der Stabilitätsgrenze auftreten können, zählen ebenso zu den Instabilitätsphänomenen. Bei den Modalwellen handelt es sich um langwellige, rotierende Störungen kleiner Amplitude, die erstmals von Moore und Greitzer [1986] beschrieben und von McDougall [1988] experimentell nachgewiesen wurden.

Weitere wesentliche Untersuchungen wurden u.a. von Garnier et. al. [1991], Day [1993], Hoying [1993], Day et. al. [1997], Höss [1998], Haukap, Holste, Kameier [2000] und Mailach [2001] durchgeführt. Modalwellen können bei an sich noch stabilen Betriebsbedingungen nachgewiesen werden, leiten jedoch bei einer weiteren Steigerung der Belastung das rotierende Abreißen ein oder gehen in dieses über. Im Gegensatz dazu ist das Auftreten von „spikes“, hierunter werden kurze Druckspitzen hoher Amplitude verstanden, immer mit einem Strömungsabriss nach wenigen Umdrehungen verbunden.

Paduano [1998] bezeichnet den „spike“ als Folge oder den Beginn einer Ablösung im Blattspitzenbereich einer Schaufel. Aufgrund der relativ kleinen Ausdehnung und des noch sehr kleinen Ablösegebiets breitet sich der Ablöseprozess zunächst mit einer relativ hohen

Geschwindigkeit entlang des Umfanges aus. Die Größe nimmt dabei unter Abnahme der Geschwindigkeit zu, bis sich eine vollständige rotierende Ablösezone gebildet hat. Eingehende Untersuchungen hierzu sind u.a. von Day [1993], Camp [1995] und Camp und Day [1998] durchgeführt worden.

„Modes“ und „spikes“ führen jedoch nicht zu einer praktisch relevanten Strukturanregung, da entweder die Amplituden zu klein oder das Auftreten der Phänomene zu kurzweilig sind und werden im Rahmen dieser Abhandlung daher nur der Vollständigkeit halber aufgeführt. Die gegenwärtigen Untersuchungen dieser Thematik befassen sich in erster Linie auf die Erkennung der Effekte zur Erweiterung des Arbeitsbereiches oder die Früherkennung von rotierendem Abreißen bzw. Hochdruckverdichter-Surge, vgl. hierzu Epstein et. al. [1986], Day [1993], Haynes et. al. [1993] Gysing und Greitzer [1995], D' Andrea [1997] und Weigl et. al [1997].

Aufbauend auf den Untersuchungen von Inoue et. al. [2001] an einem einstufigen Niederdruckverdichter zur Klassifizierung von rotierenden Ablösungen kleiner und großer Wellenlänge beschreiben Inoue et. al. [2002] die einsetzende rotierenden Ablösung mit Hilfe einer Wavelet-Transformation. Die Ergebnisse bestätigen, dass der Übergang in das klassische rotierende Abreißen (Ablösungen großer Wellenlänge), zunächst mit dem Auftreten einer mehrzelligen Ablösestruktur verbunden ist (kurzer Wellenlänge). Ferner zeigen die Ergebnisse das Auftreten der kurzweiligen Ablösestruktur bereits vor dem Überschreiten der Stabilitätsgrenze und ziehen Parallelen zu den von Day beschriebenen „spikes“. Die Untersuchungen konzentrieren sich jedoch auf das Sekundärkennliniengebiet der Strömungsmaschine. Dabei wird gezeigt, dass durch die Variation des Abstandes zwischen Vorleitrad und Rotor direkt Einfluss auf das Auftreten der kurzweiligen Ablösungen genommen werden kann.

Bergner et. al. [2003] führt instationäre Druckmessungen zur Identifikation von Modalwellen an drei transsonischen Verdichterstufen durch. Ziel ist erneut die Erweiterung der Datenbasis zur Früherkennung rotierendem Abreißen bzw. Verdichterpumpens. Gleichzeitig gelingt es, den Vergleich unterschiedlicher Rotor-Auslegungsstrategien, „controlled diffusion“ und moderner 3-D Methoden, in die Diskussion mit einzubeziehen.

Aretakis, Mathioudakis et. al [2004] stellen erstmals ein Verfahren zur Früherkennung von rotierendem Abreißen und Pumpen an einem radialen Turbolader-Hochdruckverdichter vor. Das Verfahren beruht auf der Korrelation des akustischen Wanddrucks und der Gehäuseschwingungen. Ziel ist der serientaugliche Einsatz eines solchen Verfahrens.

Rotor-Spaltströmungen

Saathoff [2001] führt experimentelle Untersuchungen an einer hochbelasteten Axialstufe eines Niedergeschwindigkeitsverdichters durch. Ein bis dahin einzigartiger Vergleich mit Ergebnissen aus dem Gitterversuch beschreibt die umfangreichen strömungsmechanischen Details zur Entstehung und Entwicklung des Spaltwirbels sowie die Wechselwirkung der

Gehäusegrenzschicht mit den Spalt- und Spaltwirbelströmungen. Dabei lässt sich zeigen, dass die Gehäusegrenzschichten über dem Rotor für alle Volumenströme entlang einer umfangsgerichteten Linie abreißen. Die Ablöselinie bewegt sich mit, bei zunehmender Belastung infolge verringertem Volumenstrom, stromauf bis in die Eintrittsebene des Rotors. Die Analysen lassen den Schluss zu, dass das einsetzende rotierende Ablösen durch ein Spill-Forward der Rotor-Spaltströmung, und somit ein vollständiges Abreißen der Gehäusegrenzschichten, verursacht wird.

Suder et. al. [2001] zeigen mittels experimenteller und numerischer Untersuchungen am NASA Rotor 35, dass Einblasungen im Spaltbereich im Zulauf Rotors eine Erweiterung des stabilen Betriebsbereich nach sich zieht. Ursache ist die höhere aerodynamische Belastbarkeit des Rotors infolge einer Entlastung des gehäusenahen Bereiches.

Zhu et. al. [2003] führen 3D LDA-Messungen zur Untersuchung der Spaltweite und der Spaltströmung auf den Spaltwirbel an einer Axialventilatorstufe durch. Ein industrienaher, kommerzieller und numerischer Ansatz zeigt eine sehr gute Übereinstimmung mit den Messungen.

Liu Baojie et. al. [2004] beschreiben die Strömungsphänomene, den Spaltwirbel und die Bildung des Corner-Vortex anhand instationärer PIV Ergebnisse an einem Nieder-geschwindigkeitsverdichter nahe der Stabilitätsgrenze. Focus der Diskussion ist die Bildung des Corner-Vortex beim Aufplatzen des Spaltwirbels und der Einfluss der Sekundärströmungen auf die Verluste nahe der Stabilitätsgrenze. Es wird eine starke Richtungsänderung des Wirbels beim Aufplatzen beschrieben. Auf die Entwicklung des Spaltwirbels bei Annäherung an die Stabilitätsgrenze wird jedoch nicht näher eingegangen, da die Messungen auf einen Betriebspunkt beschränkt sind.

Die Mechanismen und charakteristischen Eigenschaften der Rotor-Spaltströmung und der Einfluss auf den Spaltwirbel für einen Hochgeschwindigkeitsverdichter sind u.A. ausführlich in den Arbeiten von Gerolymos [1998], Khalid [1998], Wilke [2001, 2002] und Hofman [2002] beschrieben. Simulationen zeigen, dass, im Gegensatz zum Nieder-geschwindigkeitsverdichter, die Position und der Winkel der Spaltwirbel Trajektorie kaum von den Druckverhältnissen der Stufe abhängig sind, Hoeger [1998], Hofman [2002] und Wilke [2002, 2004]. Die Ausdehnung des Wirbelablösegebiets (Vortex-Breakdown) wird hierbei durch die Energie des Spaltwirbels beeinflusst. Erst wenn die Strömungsenergie im Ablösegebiets nicht mehr ausreichend ist, erstreckt sich das Ablösegebiet über die gesamte Passage. Die Folge ist eine Verblockung der Passage im Spaltbereich, eine sich sehr schnell in radialer Richtung ausbreitende Ablösung der Profildgrenzschichten und letztlich der Strömungsabriss bzw. das Pumpen. Aufbauend auf diesen Ergebnissen werden von Wilke [2001 –2004] systematische CFD-Simulationen zum Einfluss von Casing Treatments auf den Spaltwirbel bzw. auf die Pumpgrenze an einer transonischen Verdichterstufe durchgeführt. Ferner führen Beheshti et. al. [2004] eine Parameterstudie mit einem kommerziellen

Strömungslöser bei Variation der Spaltweite und dem Einsatz von Casing Treatments am NASA Rotor 37 durch.

Yamada et. al. [2004] führen instationäre numerische Strömungsrechnungen am NASA Rotor 37 zum Einfluss des Spaltwirbels auf instationäre Strömungsphänomene und dem Kanalstoß durch. Die instationären Rechnungen, an einem Betriebspunkt nahe der Verdichterinstabilitätsgrenze und dem Punkt maximalen Wirkungsgrads, zeigen eine sehr gute Übereinstimmung zum Experiment. Die Auswertungen zeigen, dass der Spaltwirbel in Wechselwirkung mit der Druckseite der benachbarten Schaufel tritt und eine massive Verblockung nahe des Gehäuses nach sich zieht. Ferner wird gezeigt, dass der Wirbel einen periodischen Einfluss auf das Moment der benachbarten Schaufel im Blattspitzenbereich ausübt, wobei eine Anregung der Schaufel nicht ausgeschlossen wird. Die Frequenz der Periodizität beträgt nahe der Stabilitätsgrenze ca. 60% der BFF und am Punkt maximalen Wirkungsgrads 5% der BFF. Die Amplituden der Periodizität sind extrem klein und können durch eine zeitgemittelte Auswertung nicht nachgewiesen werden. Eine Ausbreitung der periodischen Störung über den Umfang und damit ein Zusammenhang zu den rotierenden Instabilitäten bei Annäherung der Stabilitätsgrenze wird vermutet, kann aber aufgrund der Beschränkung der Rechnungen auf eine Rotorpassage nicht bewiesen werden.

2.2 Aufbau der Prüfstandseinrichtung

Die Zielsetzung ist die Untersuchung rotierender, aerodynamischer und akustischer Instabilitätsphänomene und dessen grundlegender Einfluss auf die Schaufelstruktur sowie Wechselwirkungen auf das umgebende Druckfeld. Der Prüfstand soll einem einstufigen Axialventilator entsprechen, wobei die Strömungsführung bzw. aerodynamische Optimierung der Beschaufelung nicht im Mittelpunkt steht. Auf eine Profilierung der Schaufeln wird bewusst verzichtet, um die Steifigkeit der Schaufeln auf ein Minimum reduzieren zu können und eine einfache Abstimmung der Eigenfrequenzen zu gewährleisten. Bei der Konzeption der Prüfstandseinrichtung, im folgenden Demonstrator genannt, steht die Isolierung und Variation einzelner geometrischer und aerodynamischer Parameter im Vordergrund, zudem die Forderung nach einer größtmöglichen Flexibilität hinsichtlich der Einstellbarkeit der verschiedenen Instabilitätseffekte und Messmethoden. Die Anforderungen an die Einstellparameter und notwendigen Einrichtungen für die stationären und instationären Messungen sind in *Tabelle 2.2* zusammengefasst:

Tabelle 2.2: Anforderungen an die Konzeption des Demonstratorprüfstands.

Anforderungen	Parameter
Schaufelgeometrie:	- Schaufelhöhe, -breite, und -dicke.
Schaufeltyp:	- Gerade unverwundene Schaufeln, keine Profilierung, - Option für Einsatz einer unprofilierten Kreisabschnittsbeschaufelung.
Variationsgrößen:	- Staffelungswinkel, Spaltweite, Rotor – Statorabstand und Drosselzustand.
stationäre Messungen:	- Drehzahl, Temperatur, Volumenstrom, Druckerhöhung, Leistung und Wirkungsgrad.
instationäre Messungen:	- Wanddruckverteilungen im Zu- und Nachlauf sowie im Axialspalt an 6 Umfangspositionen. - Wanddruckverteilungen zur Berechnung der azimuthalen Umfangsmodenverteilung an 84 Positionen im Zulauf. - Pneumatische Sondenmessung im Zu- und Nachlauf, - Thermische Sondenmessung im Zu- und Nachlauf sowie im Kopfspalt. - Schaufeldruckmessungen mit Miniaturdruckaufnehmer. - Schaufelsschwingungsmessungen mit DMS.

Bei den in der Literatur zu dieser Thematik aufgeführten und untersuchten Maschinen handelt es sich immer um Hoch- und Niederdruckmaschinen für die reale industrielle Anwendung oder um Versuchseinrichtungen, dessen Auslegung bzw. Beschaufelung zur Untersuchung anderer spezieller aerodynamischer Effekte oder Optimierungen ausgerichtet ist. Damit ist keine der in *Tabelle 2.3* aufgeführten Maschinen explizit für die Untersuchung der Wechselwirkungen oder Schwingungsanregung infolge instationärer Instabilitätseffekte geeignet, entweder aufgrund fehlender messtechnischer Instrumentierung oder nicht hinreichender Einstellmöglichkeiten spezieller Parameter, z.B. Schaufeleigenfrequenzen.

Tabelle 2.3: In der Literatur beschriebene Versuchseinrichtung zu Untersuchung rotierender Instabilitätseffekte.

Maschinentyp	Autor	Bemerkung
1 – stufiger Niedergeschwindigkeitsverdichter der DLR – Berlin.	Kameier [1994], Kameier, Neise [1995], März [2002].	<ul style="list-style-type: none"> - Gute Variationsmöglichkeiten von Spaltweite und Staffelungswinkel. - Ausreichende Instrumentierung im raumfesten und rotierendem System. - Ohne grundlegende Modifikationen keine Möglichkeit zur Einstellung notwendiger Resonanzbedingung.
4 – stufiger Niedergeschwindigkeitsverdichter (NGV) der TU–Dresden.	Haukap, Holste, Kameier [2000], Mailach [1999, 2000].	<ul style="list-style-type: none"> - Variationsmöglichkeiten von Spaltweite, Staffelungswinkel. - Ausreichende Instrumentierung im raumfesten und rotierendem System. - Keine Möglichkeit zur Einstellung der Resonanzbedingung. - Aufwendige Versuchseinrichtung, hohe Kosten.
10 – stufiger Hochdruckverdichter der BR710 Triebwerksbaureihe.	Baumgartner, Kameier, Hourmouziadis [1995].	<ul style="list-style-type: none"> - Keine geometrischen Variationsmöglichkeiten. - Fehlende Druckinformationen aus dem rotierenden System. - Sehr aufwendige Versuchseinrichtung, sehr hohe Kosten.

2.2.1 Spezielle Konstruktion des Rotors und der Beschau felung

Der Kern des Demonstratorprüfstands bildet ein Standard–Serienventilator der Firma TLT Babcock–BSH mit einem 500mm Nenndurchmesser, einem Nabenverhältnis $v = 0,63$ und einem neu gestalteten Rotor. *Abbildung 2.2* zeigt eine Prinzipskizze des Demonstratorprüfstands.

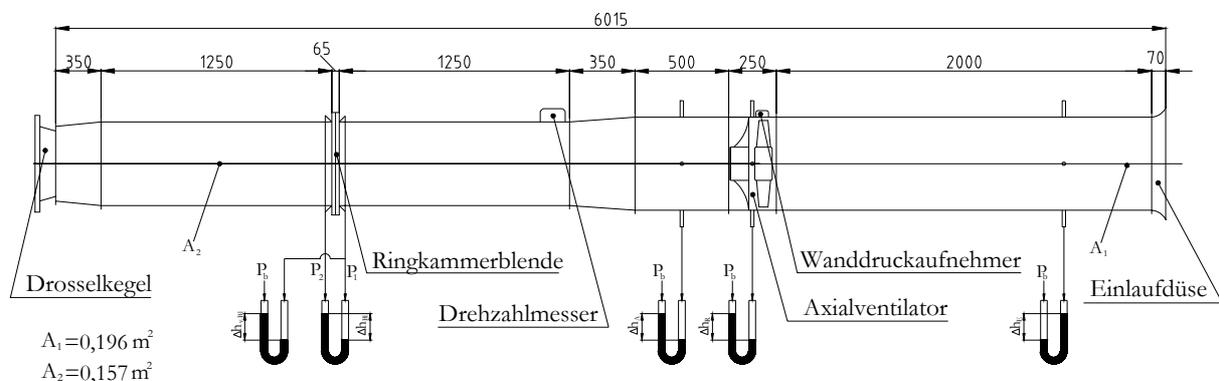


Abbildung 2.2: Schematische Darstellung des Demonstratorprüfstands.

Der Leitapparat ist als Blechschweißkonstruktion mit unprofilierter Beschau felung ausgeführt und dient gleichzeitig als Motorträger für einen direkten Antrieb. Der Prüfstand kann bei Bedarf druckseitig um einen reflexionsarmen Abschluss erweitert werden. Die Betriebspunktregelung erfolgt über einen Drosselkegel, die Volumenstrommessung über eine Ringkammerblende nach DIN EN 5167–1 und die Drehzahlerfassung über einen Induktivgeber in Verbindung mit einer Nutscheibe. Die statischen Drücke für die Kennlinienmessung werden im Zu- und Nachlauf und im Axialspalt über je 6 Druckbohrungen vermessen. Um eine einfache Zugänglichkeit zum Rotor zu gewährleisten, kann der Prüfstand vor dem Rotor getrennt und die Zulaufstrecke axial verschoben werden. *Tabelle 2.4* fasst die technischen Daten des Prüfstands zusammen.

Tabelle 2.4: Technische Daten des Demonstratorprüfstands.

Parameter	Wert	Parameter	Wert
Prüfstandslänge:	$l = 6,015$ [m]	kleinste Spaltweite:	$\sim 1,1\% l_s$
Nenndurchmesser:	$D = 0,5$ [m]	Axialspaltweite:	10 – 40 [mm]
Nabenverhältnis:	$v = 0,635$	Standard Schaufeldicke	$d = 1$ [mm]
Blendendurchmesser:	$d = 0,374$ [m]	maximale Schaufeldicke	$d_{\max} = 3$ [mm]
Blendenöffnungsverhältnis:	$b = 0,84$	Sehnenlänge	$l_s = 50$ [mm]
max. Motorleistung:	$P = 5,5$ [kW]	maximale Sehnenlänge	$l_{\max} = 60$ [mm]
Synchrondrehzahl:	$n = 2900$ [min^{-1}]	Schaufelhöhe	$h = 90$ [mm]
Rotorschau felzahl:	$z_R = 11$	Schaufelmaterial:	S235JR
Statorschau felzahl:	$z_S = 14$	Elastizitätsmodul (S235JR):	$E = 2,06$ [N/mm^2]
Staffelungswinkel:	$\lambda = 0 - 90$ [$^\circ$]	Querkontraktion (S235JR):	$v = 0,3$
freie Rotorschau fel länge:	$h_R = 91,5$ [mm]	Dichte (S235JR):	$\rho = 7850$ [Kg/m^3]

Die Grundkonstruktion des Rotors besteht aus einem Aluminiumläufer zur Aufnahme von 11 Schaufelträgern mit Kreisquerschnitt. Damit ist eine Einstellung des Staffelungswinkels unabhängig von der Wahl der eingesetzten Beschau felung im Bereich von $0^\circ - 90^\circ$ möglich. Die Schaufelträger sind für diese Versuchsreihen zur Aufnahme einer geraden Beschau felung bis zu einer Dicke $d_{\max} = 3$ mm und einer Sehnenlänge von $l_{\max} = 60$ mm ausgeführt. Die Schaufeln werden durch eine Halteplatte und zwei Schrauben- bzw. Langlochpaarungen fixiert, so dass eine variable Einstellbarkeit der Kopfspaltweite möglich ist. An der Stirnseite des Läufers befindet sich eine spezielle Haltevorrichtung zur Aufnahme der mitrotierenden Verstärkereinheit für Dehnungsmessstreifen, piezoresistive Miniaturdruckaufnehmer und eines 10-Kanal Miniaturschleifrings zur Spannungsversorgung und Übertragung der Daten aus dem rotierenden System. Die Fixierung des Schleifrings gegenüber dem raumfesten System erfolgt über eine 10 mm Rohrleitung, die zusätzlich die Funktion der Kabelführung übernimmt. Gleichzeitig befindet sich am raumfesten Stützpunkt des Schleifrings eine Aufnahme für die nicht mitrotierende Nabenkalotte. *Abbildung 2.3* zeigt den vollständig instrumentierten Läufer mit rotierender Verstärkereinheit.

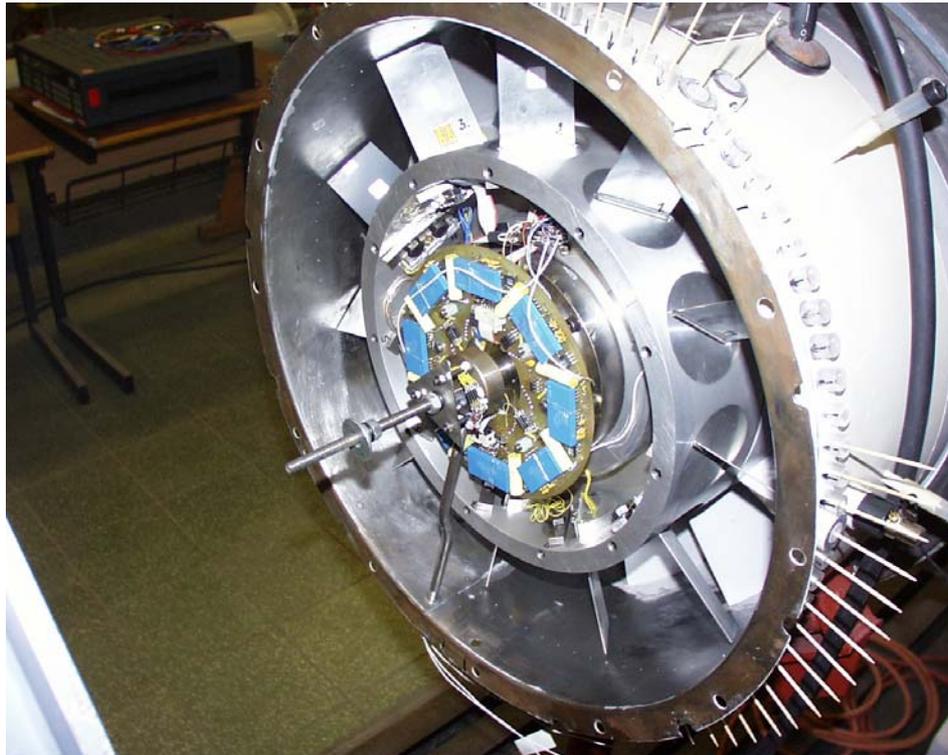


Abbildung 2.3: Instrumentierter Rotor und Messpositionen im raumfesten System. Darstellung ohne Nabenkalotte.

2.3 Messtechnik

Zur Erfassung zeitgemittelter Größen des Strömungsfeldes, i.e. Kennlinienmessungen, wird eine konventionelle stationäre Messtechnik gemäß *Tabelle 2.5* eingesetzt. Die Messdatenerfassung erfolgt vollständig automatisiert mittels der Analyse- und Steuersoftware LabView[®].

Tabelle 2.5: Konventionelle Messtechnik zur Messung stationärer Größen.

Größe	Messtechnik
Umgebungstemperatur:	Saturn 5050 / PT100
Umgebungsdruck:	Mecotec/Tradinco 2090P – A
Stufen- und Blendendrucke:	Mecotec DP205, 2000Pa
Wellenleistung:	Norma AC–Power Analyzer 5255S
Drehzahl:	Nutscheiben / Induktionsaufnehmer, (1/rev, 100/rev)
Betriebsschwingungsüberwachung:	B&K 4371, B&K 2635, Fluke 77Multimeter. (True–RMS)

Grundlage der Untersuchung ist die Vermessung der instationären Wand- und Schaufeldrücke, vgl. *Tabelle 2.6*. Im raumfesten System befinden sich am Gehäuse 84 äquidistante Positionen zur Aufnahme von $\frac{1}{4}$ “ Mikrofonen oder Miniaturdruckaufnehmern, z.B. Kulite XT190. Weitere 6 Aufnehmerpositionen befinden sich in der Ebene hinter dem Rotor. Zur Messung der instationären Schaufeldrücke und -schwingungen im rotierenden

System können bis zu 4 Dehnungsmessstreifen und 4 piezoresistive Miniaturdruckaufnehmer gleichzeitig instrumentiert werden.

Tabelle 2.6: Messtechnik zur Messung instationärer Größen.

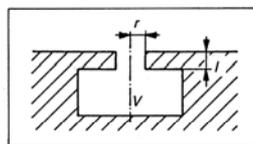
Größe	Aufnehmertyp
Gehäusedruckschwankungen:	¼“ Kondensatormikrofone Mikrotech MK301
Profildruckschwankungen:	Miniaturdruckaufnehmer Kulite LQ – 47, LQ – 125
Schaufelschwingungen:	Dehnungsmessstreifen HBM 6/120LY61
Geschwindigkeitsverteilungen mittels Hitzdraht- und Fieberfilmsonden:	Drahtsonden Dantec/Invent 55P11, 55R51
Gehäuseschwingungen:	Beschleunigungsaufnehmer/Ladungsverstärker B&K 4371, B&K 2635

Für die computergestützte Messdatenerfassung wird ein HP–VXI Messsystem (HP E8400A, HP E1498A, HP1432A) mit 16 Kanälen bei einer maximalen Abtastrate von 51.2 kHz pro Kanal eingesetzt. Standardauswertungen erfolgen mittels der Mehrfrequenzanalysatorsoftware PAK der Firma Müller BBM VibroAkustik GmbH, München.

2.3.1 Kondensatormikrofone und piezoresistive Druckaufnehmer

Die Mikrofone sind im Gehäuse mit Hilfe spezieller Adapter so eingebaut, dass der Messquerschnitt mittels einer Bohrung im Gehäuse auf 1mm Ø beschränkt ist. Dadurch ergibt sich ein Zylinderabschnitt, der als Helmholtz – Resonator wirkt. Bei dem Helmholtz – Resonator handelt es sich um ein abgeschlossenes Volumina, welches über einen Hals mit der Umgebung verbunden ist. Durch die Überströmung des Halses, verbunden mit einer Wirbelablösung an der Kante, wird das Medium im eingeschlossenem Volumen zum Schwingen angeregt. Bei Übereinstimmung von Anregungsfrequenz der Wirbelablösung mit der Eigenfrequenz des Voluminas kann eine akustische Resonanzfrequenz induziert werden. Nach Lipps [1995 S. 276] lässt sich in Abhängigkeit der Stoffwerte und der Geometrie des Zylinders die Resonanzfrequenz wie folgt berechnen:

$$f = \frac{a \cdot d}{4\pi} \sqrt{\frac{\pi}{\left(L + \frac{\pi \cdot d}{4}\right) \cdot V}}$$



- a = Schallgeschwindigkeit
- d = Durchmesser des Resonatorhalses
- L = Länge des Resonatorhalses
- V = Resonatorvolumen

Eine solche Anordnung kann auch als Tiefpassfilter interpretiert werden, da alle Druckschwankungen oberhalb der Resonanzfrequenz nur stark gedämpft übertragen werden. Für diese Untersuchungen liegt die Resonanzfrequenz jedoch weit oberhalb der zur Auswertung herangezogenen Bandbreite von max. 3.2kHz.

Die Übertragung der Messdaten aus dem rotierenden System erfolgt mittels eines 10-Kanal Schleifrings der Firma Polytec. Aus Gründen der besseren Signalkonditionierung wird für die DMS und der Miniaturdruckaufnehmer ein speziell für diese Zwecke entworfener Messverstärker des DLR Berlin im rotierenden System eingesetzt, vgl. hierzu März [1997]. *Abbildung 2.4* zeigt die mit Dehnungsmessstreifen und Kulite LQ-47 und LQ-125 Miniaturdruckaufnehmern instrumentierte Konstruktion des Schaufelträgers. Die Anordnung der Dehnungsmessstreifen erfolgt in Vollbrückenschaltung.



Abbildung 2.4: Ansicht der instrumentierten Versuchsbeschaukelung mit DMS und Miniaturdruckaufnehmer.

Die elektrische Beschaltung der Aufnehmer ist zum Teil verändert worden. Damit kann die Sensitivität der Aufnehmer laut Hersteller nicht herangezogen werden. Die Druckaufnehmer werden daher im eingebauten Zustand mittels eines Referenzmikrofons und eines leistungsstarken Tieftonlautsprechers im Rohrprüfstand kalibriert. Für diesen Zweck wird die Eigenschaft ausgenutzt, dass unterhalb der Cut-On Frequenz des Rohres nur die ebene Welle ausbreitungsfähig ist. Damit ist der Schalldruck an jedem axialen Schnitt im Rohr konstant. Diese Vorgehensweise wurde in Vorversuchen mehrfach mit kalibrierten Aufnehmern verifiziert.

2.3.2 Pneumatische Sonden

Zur Vermessung des radialen Strömungsfeldes in der Zu- und Abströmung des Rotors wird eine pneumatische 5-Loch Halbkugelsonde der DFVLR Aachen eingesetzt. Der Kopfdurchmesser beträgt 3mm mit einem Bohrungsdurchmesser von 0,4mm und einem Bohrungswinkel von 45° , vgl. *Abbildung 2.5*. Eine Haltevorrichtung am Gehäuse in den Axialebenen 1, 2 ermöglicht die manuelle Verschiebung und Verdrehung der Sonde, vgl. *Abbildung 2.6*. Folgende Geräte werden für die Kalibrier- und Sondenmessung eingesetzt:

Tabelle 2.7: Messtechnik für die pneumatischen Sondenmessungen.

Gerät
Mecotec DP205, 2000Pa
DISA Düseneinheit 55D45, Normdüse A = 120mm^2

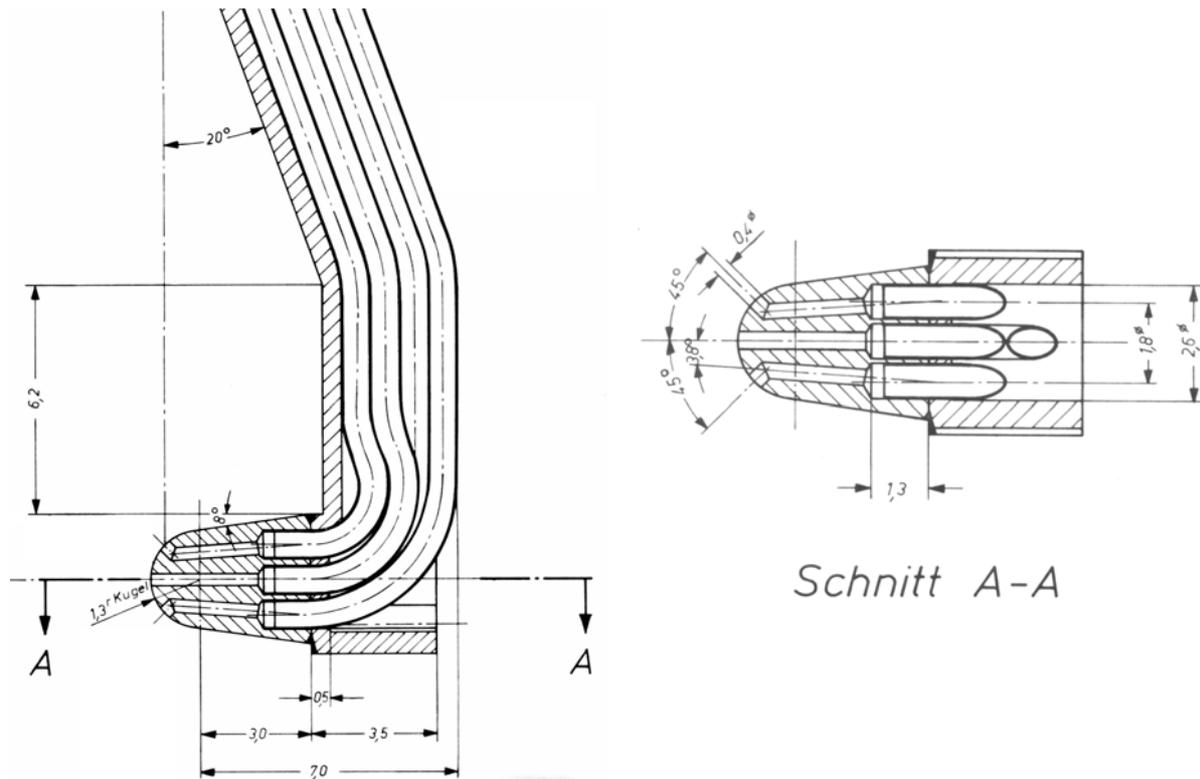


Abbildung 2.5: Skizze der eingesetzten 5-Lochsonde.

Die Ermittlung des Strömungsvektors erfolgt nach dem „Nullverfahren“ von van der Hegge Zijnen, vgl. Fiedler [1992]. Das Nullverfahren benötigt keine aufwendige Kalibrierungs- bzw. Auswertetechnik und bietet Vorteile bei den gegebenen Strömungsverhältnissen, bedingt aber eine zeitintensive Ausrichtung der Sonde in Strömungsrichtung. Die Ergebnisse der Strömungsmessungen des „Nullverfahrens“ sind in Vorversuchen mit einem einfachen „starrten Verfahren“ überprüft worden. Letzteres ermöglicht die rechnerische Bestimmung von Betrag und Richtung der Strömung anhand zuvor bestimmter Kalibrierkurven, setzt aber die grobe Kenntnis der Strömungsrichtung voraus. Alle Kalibrierkurven der Sonde wurden hierfür über einen Winkelbereich von $\pm 25^\circ$ erstellt. Die angewandten Verfahren sind ausführlich in der Literatur durch Fiedler [1992] beschrieben.



Abbildung 2.6: Einbausituation und Haltevorrichtung für die pneumatischen und thermischen Sondenmessungen.

2.3.3 Hitzdrahtsonden

Zur Validierung der pneumatischen Geschwindigkeitsmessungen und zur Untersuchung der instationären Anteile in der Zu- und Abströmung werden Hitzdraht- und Fiberfilmmessungen nach der CTA (Constant Temperature Anemometer) durchgeführt. Die Sonden sowie die speziellen Sondenaufnahmen entsprechen handelsüblicher Bauformen der Firma DISA (Dantec/Invent). Für die Maschinenmessungen werden die Haltevorrichtungen als auch die Messpositionen der pneumatischen Sonden übernommen. Eine weitere Messposition für die Spaltströmungsmessungen befindet sich oberhalb der Beschauelfung. Für die Messungen und Kalibrierung werden folgende Geräte und Sondentypen eingesetzt:

Tabelle 2.8: Messtechnik für die thermischen Sondenmessungen.

Gerät
DISA Main Unit 55M01
DISA Standardbrücke 55M10 mit Kabelkompensationseinheit
DISA Düseneinheit 55D45, Normdüse A = 120mm ²
Sondenhalter 55H21, 55H25
Sonden 55P11, 55R51

Die Messverstärkereinstellungen, i.e. Kompensation der Kabelwiderstände, Brückenabgleich, SONDENGRENZFREQUENZ, werden entsprechend den Herstellerangaben durchgeführt. Für die Kalibrierung wird eine Normdüseneinheit eingesetzt. Die Linearisierung und Bestimmung der Richtungscharakteristik der Sonden erfolgt mittels eines Kalibrierpolynoms und speziellen Eichkurven. Die Berechnung des Strömungsvektors erfolgt mit einem einfachen 2-D „Nullverfahren“ von Giese und Schreck [1968]. Auf eine detaillierte Untersuchung der Strömungsrichtung mittels der Drahtsonden wird verzichtet, da für eingehende Untersuchungen zur dreidimensionalen Richtungsbestimmung der Strömung entweder eine komplizierte Drehvorrichtung oder geeignete Mehrdrahtsonden notwendig sind.

2.4 Auswerteverfahren

2.4.1 Bestimmung der Kennfeldgrößen

Die Messung des Volumenstromes erfolgt über eine Ringkammerblende nach DIN EN 5167–1 mittels folgender Bestimmungsgleichung¹:

$$\dot{V} = \frac{1}{\sqrt{1-\beta^4}} \cdot c \cdot \varepsilon \cdot d^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p_{bl}}{\rho}}, \quad [2.1]$$

mit:

¹ Die Stolz–Gleichung für den Durchflusskoeffizient c, Gl. [2.3], ist in der überarbeiteten Norm DIN EN 5167–1A1 durch die Reader–Harris–Gallagher–Gleichung ersetzt worden.

$$\varepsilon = 1 - (0.41 + 0.35 \cdot \beta^4) \cdot \frac{\Delta p_{bl}}{\kappa \cdot p_1}, \quad [2.2]$$

$$c = 0.5959 + 0.0312 \cdot \beta^{2.1} - 0.184 \cdot \beta^8 + 0.0029 \cdot \beta^{2.5} \cdot \left(\frac{10^6}{\text{Re}} \right)^{0.75}, \quad [2.3]$$

$$\text{Re} = \frac{4 \cdot \rho \cdot \dot{V}}{\pi \cdot D \cdot \eta}. \quad [2.4]$$

Vorversuche zeigen, dass die Druckerhöhung des Ventilators eine Dichteänderung im Promillebereich zur Folge hat und die Strömung als inkompressibel angesehen werden kann. Damit erübrigt sich die Erfassung der Temperaturerhöhung des Ventilators. Da die Querschnitte der Rohrleitungen im Zu- und Nachlauf identisch sind, entfällt unter Annahme inkompressibler Strömung auch die dynamische Komponente der Druckerhöhung:

$$\Delta p_t = \Delta p_s = \Delta p_3 - \Delta p_1. \quad [2.5]$$

Die Darstellung des Volumenstroms und der spezifischen Förderarbeit erfolgt dimensionslos mittels der Lieferzahl φ und der Druckzahl ψ , derart:

$$\varphi = \frac{4 \cdot \dot{V}}{D^3 \cdot \pi^2 \cdot n} = \frac{c_m}{u_G}, \quad [2.6]$$

$$\psi = \frac{2 \cdot \Delta p_{stat}}{u_G^2}. \quad [2.7]$$

mit:

Δp_{stat} : statische Druckerhöhung,
 u_G : Umfangsgeschwindigkeit am Gehäuse.

2.4.2 Korrelationsanalysen

Die Fourier-Transformation und die auf mathematischen und statistischen Funktionen basierenden Korrelationsfunktionen bilden die Grundlage der Berechnung der Auto- und Kreuzleistungsspektrumsfunktionen [vgl. Bendat/Piersol, 1993, S.43ff]. Für die diskrete Fourier-Transformation gilt:

$$f(\omega) = \int_{-T}^T f(t) e^{j\omega t} dt \quad \text{mit } T \rightarrow \infty, \text{ oder „hinreichend“ groß.} \quad [2.8]$$

Die Spektraldichte S_{11} erhält man aus der Multiplikation der fouriertransformierten Zeitfunktion $f(\omega)$ und der konjugiert komplexen fouriertransformierten $\hat{f}(\omega)$ bezogen auf den betrachteten Zeitraum $2T$ und entspricht damit der fouriertransformierten Autokorrelationsfunktion:

$$S_{11}(\omega) = \frac{f_1(\omega) \cdot \hat{f}_1(\omega)}{2T} = \int_{-T}^T \left[\frac{1}{T} \int_0^T f(t+\tau) \cdot f(t) dt \right] e^{j\omega\tau} d\tau. \quad [2.9]$$

Analog dazu beschreibt die Kreuzspektraldichte S_{12} den statistischen Zusammenhang zweier unterschiedlicher aber synchroner Signale $f_1(\omega)$ und $f_2(\omega)$ und entspricht der fouriertransformierten Kreuzkorrelationsfunktion:

$$S_{12}(\omega) = \frac{f_1(\omega) \cdot \hat{f}_2(\omega)}{2T} = \int_{-T}^T \left[\frac{1}{T} \int_0^T f_1(t+\tau) \cdot f_2(t) dt \right] e^{-j\omega\tau} d\tau. \quad [2.10]$$

$S_{11}(\omega)$ und $S_{12}(\omega)$ sind über den Funktionsbereich $[-\infty, \infty]$ definiert. Für die praktische Anwendung innerhalb der Messtechnik ist für eine reelle Funktion $f(t)$ die einseitige Betrachtung der Spektraldichte und Kreuzspektraldichte üblich. Anschaulich können die Dichtefunktionen dann als Energiedichtefunktionen (bezogen auf das betrachtete Intervall $2T$) interpretiert werden. Handelt es sich bei der betrachteten Funktion $f(t)$ um eine komplexe Funktion, wird die zweiseitige Betrachtungsweise beibehalten. In der Praxis ist es üblich, die Frequenzbandbreite Δf_B so zu wählen, dass sie dem Kehrwert des betrachteten Zeitintervalls entspricht. Somit kann durch Multiplikation der Dichtebezug aufgelöst werden. Mit:

$$\Delta f_B = \frac{1}{T}$$

wird das Amplitudenspektrum (APS, Autoleistungsspektrum oder Spektrum) wie folgt berechnet:

$$\begin{aligned} G_{11}(\omega) &= [S_{11}(\omega) + S_{11}(-\omega)] \cdot \Delta f_B && \text{für } \omega > 0, \\ G_{11}(\omega) &= S_{11}(\omega = 0) \cdot \Delta f_B && \text{für } \omega = 0, \\ G_{11}(\omega) &= 0 && \text{für } \omega < 0. \end{aligned} \quad [2.11]$$

Und analog dazu das Kreuzspektrum (CPS oder Kreuzleistungsspektrum):

$$\begin{aligned} G_{12}(\omega) &= [S_{12}(\omega) + S_{12}(-\omega)] \cdot \Delta f_B && \text{für } \omega > 0, \\ G_{12}(\omega) &= S_{12}(\omega = 0) \cdot \Delta f_B && \text{für } \omega = 0, \\ G_{12}(\omega) &= 0 && \text{für } \omega < 0. \end{aligned} \quad [2.12]$$

Der Fall $\omega = 0$ entspricht beim Amplitudenspektrum dem Gleich- bzw. statischem Anteil der gemessenen Größe². Mit Hilfe der Kohärenzfunktion γ^2 lassen sich Aussagen über die Ähnlichkeit der Signalanteile machen:

$$\gamma^2(\omega) = \frac{S_{12}(\omega) \cdot \hat{S}_{12}(\omega)}{S_{11}(\omega) \cdot S_{22}(\omega)}, \quad \text{mit } 0 \leq \gamma^2(\omega) \leq 1. \quad [2.13]$$

Beträgt $\gamma^2 = 1$, so sind die Quellen beider Signale identisch, beträgt $\gamma^2 = 0$, sind die Signale unkorreliert. Eine sinnvolle Aussage ist nur über einen hinreichend langen Mittelungszeitraum möglich. Die Ausbreitungsrichtung und -geschwindigkeit wird anschließend aus der Phase des Kreuzspektrums berechnet:

$$\varphi(\omega) = \frac{\text{Im } G_{12}(\omega)}{\text{Re } G_{12}(\omega)}. \quad [2.14]$$

2.4.3 Azimutale Modenanalyse

Das hier verwendete Modalanalyseverfahren bestimmt die modale Umfangsdruckverteilung mittels des komplexen Schalldruckes bezogen auf einen festen Referenzpunkt und ist ausführlich in den Arbeiten von Holste [1995] und Liu et. al. [1996] beschrieben. Der Schalldruck p_s in einer axialen Ebene bei konstantem Radius des Verdichters kann für jede diskrete Frequenz ω_n in seine azimutalen Modenordnungen $A_\alpha(\omega_n)$ aufgelöst werden:

$$p_s(\omega_n) = \sum_{\alpha=-\infty}^{\infty} A_\alpha(\omega_n) e^{j\alpha\theta_s}. \quad [2.15]$$

Dabei ist α die azimutale Modenordnung und θ_s die Umfangsposition der Messebene. Der komplexe Schalldruck $p_s(\omega_n)$ setzt sich aus der Magnitude $P_s(\omega_n)$ und der Phase $\varphi(\omega_n)$ an der Umfangsposition θ_s zusammen und kann, wie bereits zuvor beschrieben, aus dem gemessenen Kreuzleistungsspektrum G_{S1} berechnet werden.

$$G_{S1} = |G_{S1}| e^{j\varphi_{S1}} = P_s P_1 e^{j(\varphi_s - \varphi_1)}. \quad [2.16]$$

Der Index „S“ beschreibt den Messort und „1“ der Referenzmessstelle. Mit der Annahme bzw. Definition, dass an der Referenzmessstelle die Phase $\varphi_1 = 0$ herrscht, folgt aus Gl. 2.16:

$$p_s = P_s e^{j\varphi_s} = \frac{G_{S1}}{P_1}. \quad [2.17]$$

² Die Definitionen für G_{xx} (Gl. 2.11 und 2.12) sind für eine korrekte Berechnung der Gleichanteile erforderlich und entsprechen einer Erweiterung der Definition laut Bendat, Piersol [1993, S50ff].

Der Druck P_1 an der Referenzposition wird entweder direkt gemessen, oder indirekt aus Kreuzleistungsspektren zweier weit vom Referenzpunkt entfernten Messpositionen x, y bestimmt:

$$P_1 = \sqrt{\frac{G_{x1} \cdot G_{y1}}{G_{xy}}}. \quad [2.18]$$

Letzteres hat den Vorteil, dass so turbulente Druckschwankungen unterdrückt werden können. Dennoch ist beim Messaufbau darauf zu achten, dass der Abstand der Messorte nicht zu klein gewählt wird, um ein allgemeines korrelieren turbulenter Druckschwankungen zu vermeiden. Die azimutalen Modenordnungen $A_\omega(\alpha)$ werden dann aus einer räumlichen Fourier-Transformation über die Umfangskoordinate θ_S für jede Frequenz ω_n aus den komplexen Schalldrücken $p_S(\omega_n)$ berechnet:

$$A_{\omega_n}(\alpha) = \int_{-\infty}^{\infty} p_\theta(\omega_n) e^{j\alpha\theta} d\theta. \quad [2.19]$$

2.5 Numerische Strömungsberechnung

Der genaue physikalische Entstehungsmechanismus der als rotierende Instabilitäten bezeichneten instationären Strömungsphänomene ist bislang nicht vollständig verstanden. Als mögliche Ursachen werden die Spaltdurchströmung und abgelöste Gehäusewandgrenzschichten im Zulauf des Rotors als entscheidende Einflussparameter vermutet. Weiteres Ziel der Untersuchung ist die numerische Abbildung der Strömung des Axialverdichters. Der Schwerpunkt wird gezielt auf eine sehr detaillierte Auflösung des Blattspitzenbereichs und des wandnahen Gehäusebereichs der Zuströmung gelegt. Mittels eines *stationären, inkompressiblen Ansatzes* zur Lösung der Bilanzgleichungen werden die Strömungsvorgänge in den genannten Bereichen untersucht und mit experimentellen Ergebnissen der Maschine verglichen.

Durch den Fokus auf die Gehäusegrenzschichten in der Zuströmung, ausgehend vom Rotor bis stromauf in die Zuströmung, unterscheidet sich die Herangehensweise deutlich gegenüber der Herangehensweise industrieller Untersuchungen und in der Literatur beschriebener Arbeiten [van Zante et. al. 2002]. Zur Reduzierung des Rechenaufwands und zur getreuen Abbildung der wahren Geometrien bleiben die Axialspalte und insbesondere die Zuströmung hier meist unberücksichtigt. Für die Modellbildung werden im Rahmen dieser Arbeit zwei grundsätzliche Annahmen getroffen. Zum einen ist nur eine Schaufelteilung der Maschine abzubilden und zum anderen wird ein stationärer Ansatz zur Berechnung der Strömungsvorgänge gewählt. Das wesentliche Ziel ist die Beschreibung der *stationären Strömungsvorgänge* und der Einfluss aerodynamischer und geometrischer Parameter auf die Strömung im Blattspitzenbereich, der Spaltdurchströmung und der Gehäusegrenzschichten. Dabei gilt es nicht, rotierende Effekte abzubilden.

2.5.1 Der Strömungslöser CFX–TascFlow und Diskretisierungsmodelle

Für die Netzgenerierung, die Strömungssimulation und die Auswertungen kommt der kommerzielle Strömungslöser ANSYS CFX TascFlow 2.12 zur Anwendung. Die Berechnung der Transportgleichungen des Strömungslösers erfolgt mittels der *Finite Volumen Methode* für blockstrukturierte Hexaedernetze [AEA, 2002], *Abbildung 2.7*. Die mathematische Beschreibung der Strömung erfolgt mittels der Erhaltungsgleichungen. Damit stellt die Basis der numerischen Berechnungen ein nichtlineares System partieller und gekoppelter Differentialgleichungen dar. Daraus resultiert eine räumliche und zeitliche Diskretisierung des Rechenmodells, die die stark unterschiedlichen Längen- und Zeitmaße erfassen muss.

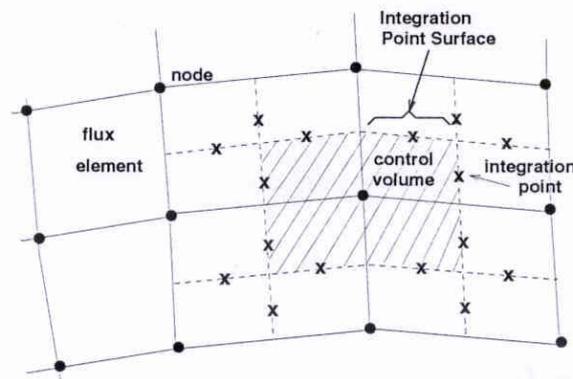


Abbildung 2.7: 2-D Kontrollvolumina des TascFlow Strömungslösers, [AEA 2002].

Standardmäßig bietet TascFlow vier Diskretisierungsmodelle unterschiedlicher Genauigkeit und Stabilität an:

- *Upwind Difference Scheme* – UDS
- *Mass-Weighted Skew Scheme* – MWS
- *Modified Linear Profile Skew Scheme* – Modified LPS
- *Linear Profile Skew Scheme* – LPS

Bei dem *Upwind Difference Scheme* und dem *Mass-Weighted Skew Scheme* handelt es sich um numerisch stabile Modelle 1^{er} Ordnung. Das *Linear Profile Skew Scheme* ist das genaueste Linearisierungsmodell. In Verbindung mit den sogenannten *Physical Advection Correction* (PAK) Termen wird die Genauigkeit 2^{ter} Ordnung erreicht. Werden standardmäßig für die Flüsse nur an den Integrationspunkten ϕ_{ip} vorliegenden Werte für die Berechnung herangezogen, berücksichtigen die PAK – Terme zusätzlich die physikalisch wichtigen Gradienten der Transportgleichungen der Zuströmung mit Abhängigkeit des Ortes an den Punkten ϕ_u , vgl. *Abbildung 2.8*.

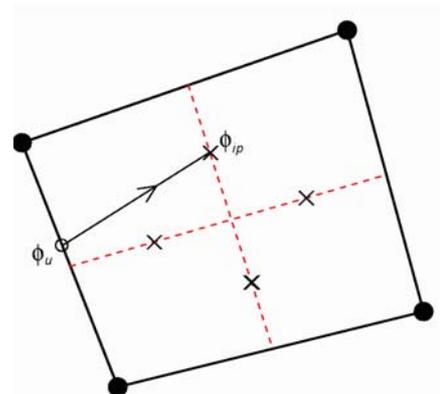


Abbildung 2.8: Prinzip der *Physical Advection Correction* (PAK) Terme. [AEA, 2002].

Für die im Rahmen dieser Studie durchgeführten Rechnungen ist das *Modified Linear Profile Skew Scheme* mit der PAK Erweiterung eingesetzt worden. Zu Gunsten der Rechenstabilität, aber mit einem Verlust der Genauigkeit, wird hierbei das LPS zu 5% mit dem UDS geblendet.

Die mathematische Formulierung der Methoden, der Diskretisierungsmodelle sowie die Implementierung der PAK Terme ist ausführlich in [AEA 2002, Raw 1984, Ferziger 2002] beschrieben.

2.5.2 Das $k-\omega$ Turbulenzmodell und eingesetzte Wandfunktion

Neben der Massenerhaltung, der Energiegleichung sowie der Druckkorrekturgleichung werden vom Strömungslöser TascFlow die Reynolds-Averaged Navier-Stokes Gleichungen (RANS) zur Reduzierung der Rechenzeit gelöst. Als Schließungsbedingung für die Impulsgleichungen wird aufgrund der Mittelung ein physikalisch, empirisches Turbulenzmodell erforderlich.

Mittels des $k-\varepsilon$ Turbulenzmodells [Wilcox 1993] werden die Gleichungen der turbulenten kinetischen Energie k und dessen Dissipation ε gelöst und gleichzeitig die turbulente Viskosität aus dem Produkt eines vorzugebenden turbulenten Geschwindigkeits- und Längenmaßes berechnet. Für den wandnahen Bereich ist das Modell jedoch nicht geeignet. Insbesondere bei Strömungen mit starken, gegenläufigen Geschwindigkeitsgradienten neigt das Modell zur Vorhersage zu großer turbulenter Längenmaße und damit zu zu großen Werten der turbulenten Wandschubspannung. Die Folge ist die falsche Berechnung des Ortes und der Größe einer Ablösung.

Das $k-\omega$ Turbulenzmodell ersetzt die Gleichung der turbulenten Dissipationsrate ε durch eine Gleichung zur Beschreibung der turbulenten Frequenz ω . Diese Vorgehensweise führt zu einer exakten Berechnung des turbulenten Längenmaßes im wandnahen Bereich und damit zu einer exakten Beschreibung der Strömungsverhältnisse. Ferner werden für sehr kleine Reynoldszahlen keine zusätzlichen nichtlinearen Dämpfungsterme benötigt. In der freien Strömung außerhalb der Grenzschicht erweist sich jedoch die starke Empfindlichkeit der Werte ω als schwerwiegender Nachteil dieses Turbulenzmodells [Menter 1992].

Das $k-\omega$ Turbulenzmodell mit der SST Erweiterung (Shear-Stress-Transport) verbindet die Vorteile des $k-\omega$ Modells mit denen des $k-\varepsilon$ Modells [Menter 1993]. Mittels einer sog. Blending- bzw. Übergangsfunktion wird der wandnahe Bereich durch das $k-\omega$ Modell beschrieben und der wandferne Bereich in der freien Strömung mittels des $k-\varepsilon$ Modells. Als Übergangsfunktionen kommen verschiedene Übergangs- bzw. Blendingfunktionen zum Einsatz.

Die Beschreibung der Grenzschicht mittels Wandfunktionen beruht auf dem Ansatz, die Viskosität der viskosen oder laminaren Unterschicht mittels empirischer Methoden zu beschreiben. Der Einfluss des wandnahen Bereiches wird dann auf den Grenzschichtbereich extrapoliert, in der eine Beschreibung der Strömung mittels des logarithmischen

Geschwindigkeitsgesetzes gestattet ist. Diese Vorgehensweise setzt voraus, dass der wandnächste Netzknotenpunkt immer außerhalb der viskosen Unterschicht liegt. Die praktische Umsetzung ist insbesondere bei einer sehr feinen Netzstruktur sehr schwierig und oftmals nur iterativ möglich. Sogenannte skalierbare Wandfunktionen (*Scaleable Wall Functions*) lösen das Problem bei der Vernetzung, indem der erste wandnahe Knoten virtuell auf den Übergangspunkt zwischen der viskosen und logarithmischen Region verschoben wird [Carregal-Ferreira 2002].

Als alternative Herangehensweise kann die sogenannte Low-Re Methode angewendet werden. Diese setzt ein extrem feines Netz des wandnahen Bereiches voraus ($y^+ \leq 1$, vgl. *Abbildung 2.9*) und nutzt die Tatsache, dass eine analytische Beschreibung der viskosen Unterschicht mittels der ω -Gleichung möglich ist. In Abhängigkeit der Reynoldszahl wird mit zunehmenden Abstand von der Wand automatisch zu einer Beschreibung der Grenzschicht mittels einer Wandfunktion übergeblendet [Carregal-Ferreira 2002].

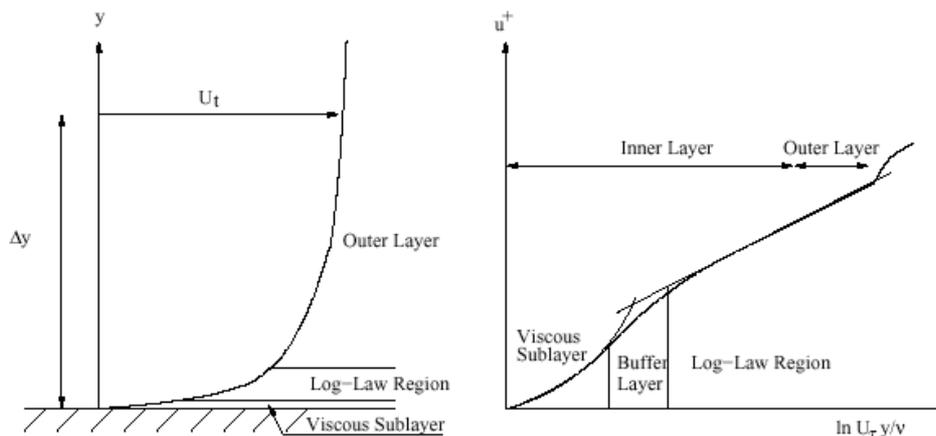


Abbildung 2.9: Beschreibung des wandnahen Bereichs [AEA 2002].

Für alle Untersuchungen ist das 2 Gleichungs-Turbulenzmodell $k-\omega$ mit der SST Erweiterung, die kombinierte Low-Re Methode und Wandfunktionsgesetzen eingesetzt worden.

2.6 Numerische Modellierung der Demonstratorstufe

Für die numerischen Untersuchungen der Demonstratorstufe wird das Rechennetz für eine Teilung des Rotors unter dem Staffelungswinkel $\lambda = 60^\circ$ und einer Spaltweitenvariation ausgeführt. Zur Reduzierung des Rechenaufwands werden die Strömungsrechnungen ohne Modellierung des Stators durchgeführt. Das Fehlen des Stators führt zwangsläufig zu einer geringeren statischen Druckumsetzung bei der Berechnung der Kennfeldgrößen. Da das Nachleitrad jedoch keinen Einfluss auf die zu untersuchenden Strömungsphänomene ausübt, wird diese Vorgehensweise zur Reduzierung des Rechenaufwands gewählt.

2.6.1 Die Block und Netzstruktur des Demonstrators

Die Generierung des Rotornetzes erfolgt mit den Netzgeneratoren CFX TurboGrid und CFX TascGrid. Das Netz des Rotors ist als O-H Multiblocknetz ausgeführt. Der dimensionslose Wandabstand des ersten wandnahen Netzpunkts beträgt $y^+ \approx 1$ (entsprechend einem Wandabstand des ersten Knotenpunkts in der Größenordnung von $\approx 0.05\text{mm}$). Das Rechengitter des Demonstrators besteht aus vier eigenständigen Blöcken: Kanalzulauf, Nabenkalotte, Rotorraum und Nachlauf. *Tabelle 2.9* fasst alle geometrischen Daten der Kontrollblöcke für die Netzgenerierung zusammen. *Abbildung 2.10* zeigt die Blockstruktur des Rechennetzes. *Abbildung 2.11* und *Abbildung 2.12* zeigen im Detail das H- und O-Netz für einen konstanten Zylinderschnitt und das Spaltnetz.

Tabelle 2.9: Geometrische Daten für die Block- und Netzgenerierung.

Parameter	Wert	Parameter	Wert
Nabendurchmesser:	0.1572 m	Gesamtlänge des Netzes	0.6522 m
Gehäusedurchmesser:	0.249 m	axiale Länge des Kanalzulaufs:	0.2 m
Sehnenlänge:	0.05 m	axiale Länge der Nabenkalotte:	0.1572 m
Schaufelhöhe:	0.0918 m	axiale Länge des Rotorraums:	0.095 m
Schaufeldicke:	0.001 m	axiale Länge des Nachlaufs:	0.2 m
Staffelungswinkel:	$\lambda = 60^\circ$	Gesamtknotenanzahl:	220584 Knoten
Spaltweite:	2%, 4% Sehnenlänge		

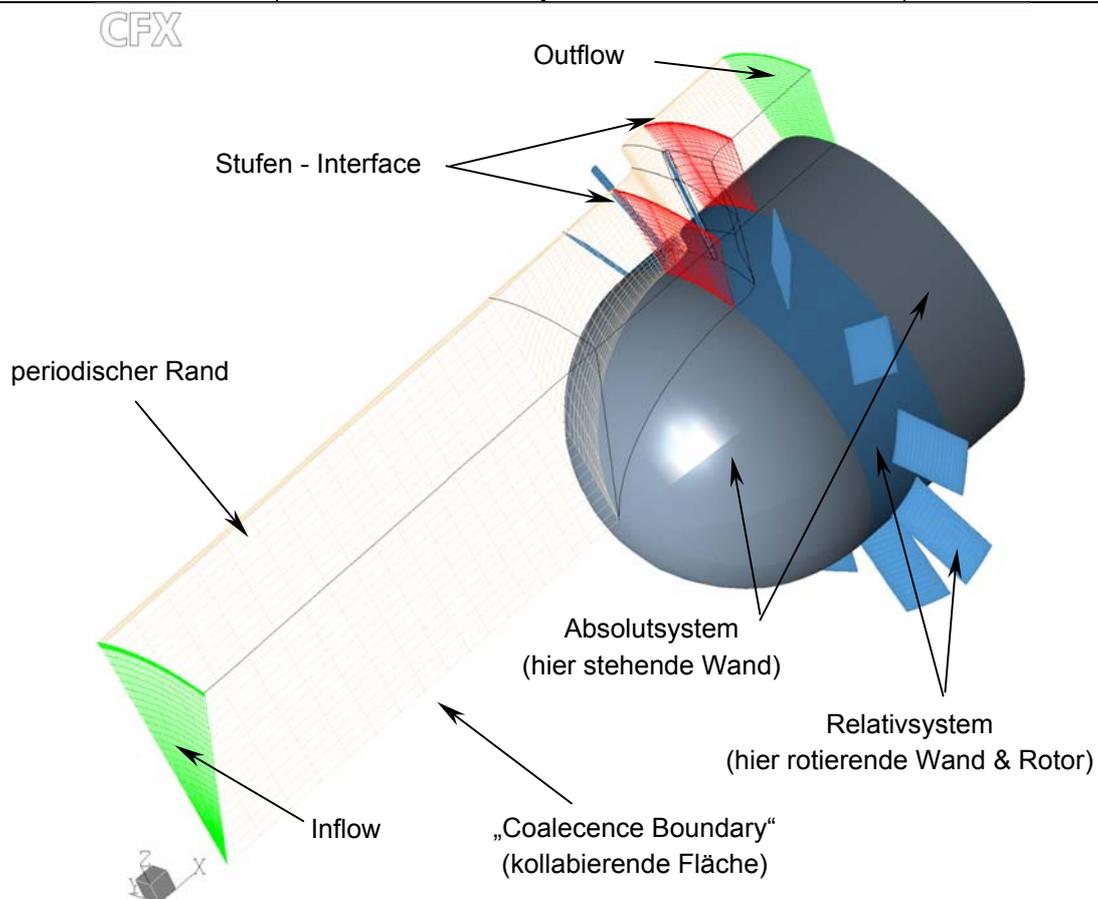


Abbildung 2.10: Blockstruktur des Rechennetzes. Ein- und Austrittsflächen, periodische Ränder, Wände und Koordinatensysteme.

CFX

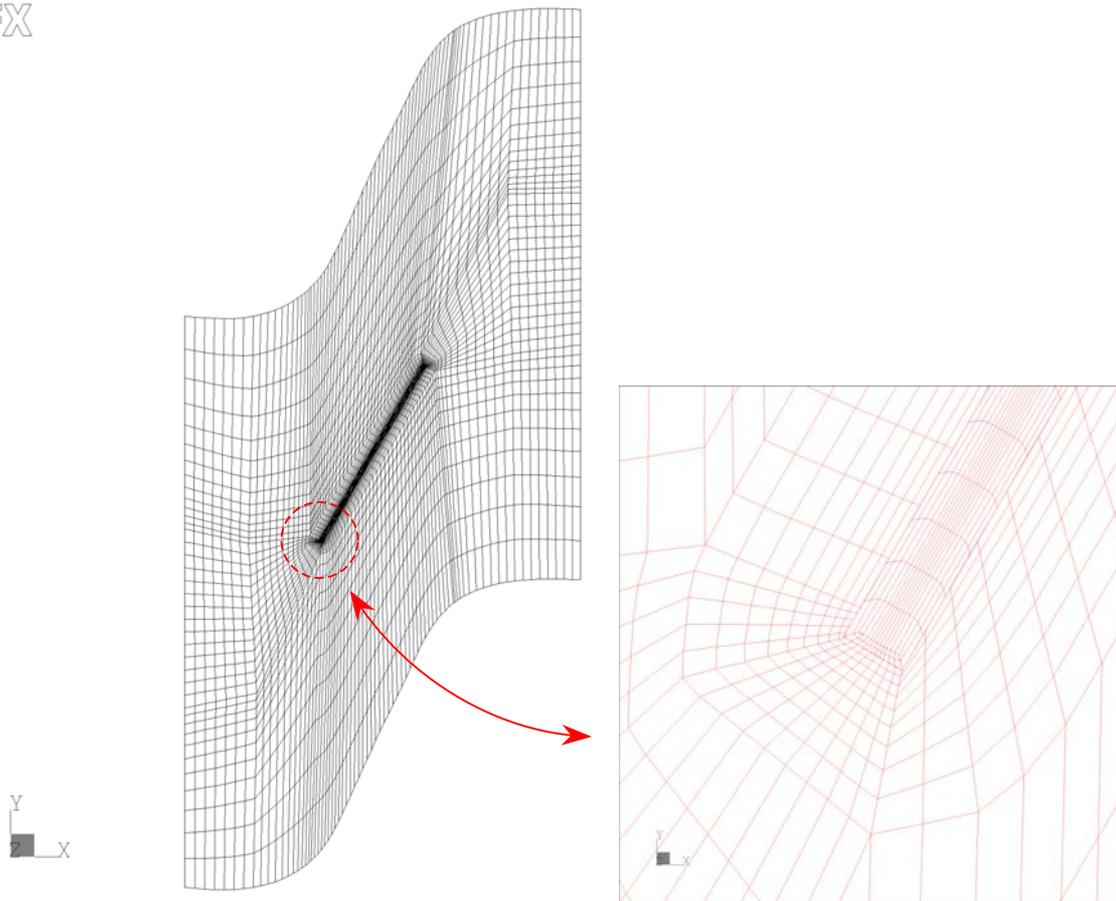


Abbildung 2.11: Netztopologie des Rotors für einen koaxialen Zylinderschnitt im Spaltbereich.

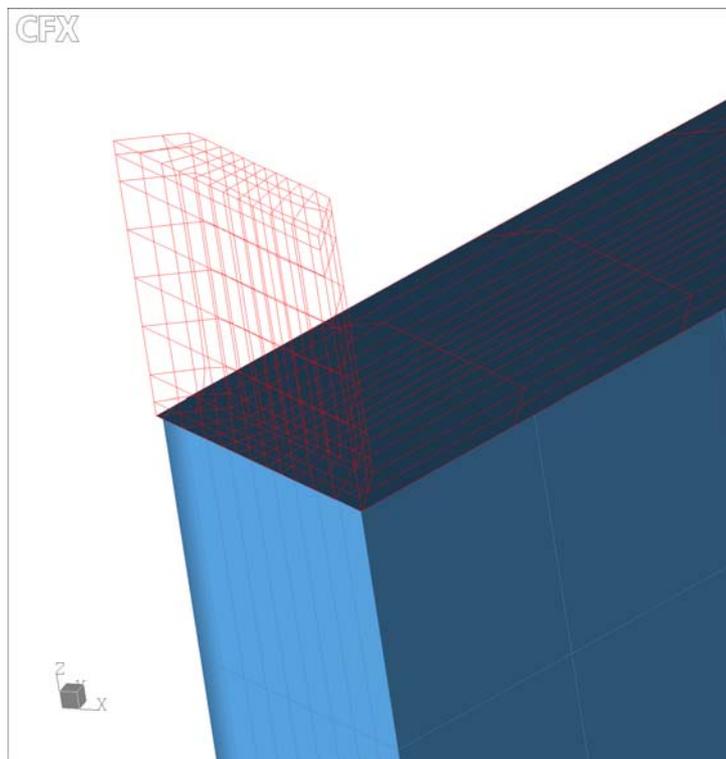


Abbildung 2.12: Netztopologie des Rotorspalts in der 3D Darstellung.

2.6.2 Randbedingungen, Koordinatensysteme und Stufenschnittstellen

Abbildung 2.10 zeigt zusätzlich alle für das Rechennetz definierten geometrischen Randbedingungen, Wände und Koordinatensysteme. Nur für den Rotorraum wird ein rotierendes Koordinatensystem eingeführt. Für den Übergang von dem raumfesten zum rotierenden Netz werden Stufenschnittstellen für die korrekte Berücksichtigung der Koordinatensysteme benötigt. Für alle Rechnungen wird das *Frozen Rotor Interface* eingesetzt. Hierbei werden die Flüsse für jedes Volumenelement (vgl. *Abbildung 2.7*) einzeln und ungemittelt an den Koordinatensystemgrenzen übergeben. Damit ist es für einen fest definierten Verdrehwinkel möglich, Rotor/Stator Interferenzen abzubilden. Voraussetzung für den Einsatz dieser Schnittstelle sind exakt gleiche Geometrien der radialen Naben- und Gehäusekonturen und, wenn möglich, gleiche Flächeninhalte der verbundenen Netze bzw. *Flux Elemente*. Andernfalls werden unter Verlust der numerischen Genauigkeit die zu übergebenden Flüsse interpoliert. Da TascFlow die Strömung nur für Hexaeder-Netze berechnet, ergibt sich für die untere, spitz zulaufende Berandung des Kanalstückes im Zulauf eine Fläche mit einem gegen Null strebenden Flächeninhalt. Diese physikalisch nicht sinnvolle Definition einer Teilfläche wird durch den Einsatz der *Coalescence Boundary Condition* berücksichtigt [Für detaillierte Eigenschaften der Stufenschnittstellen siehe AEA, 2002].

Der Betriebspunkt der Maschine wird bei den Rechnungen durch Variation des Massestromes am Austritt eingestellt. Als Eintrittsbedingung wird ein konstanter Umgebungsdruck p_{umg} und eine konstante Dichte ρ_{umg} vorgegeben. Der Turbulenzgrad am Ventilatoreintritt wird mit $Tu = 2.5\%$ fest vorgegeben. Alle Rechnungen werden für eine inkompressible Strömung durchgeführt.

Einer der wichtigsten, und zugleich am schwierigsten zu bestimmenden, Parameter ist der Zeitschritt (*DTIME*) für die vom Code intern durchzuführenden Integrationen der Erhaltungsgleichungen. Da die zeitliche Abhängigkeit der Strömung nicht bekannt ist, ist dieser Wert zumeist iterativ zu bestimmen. Als Anhaltspunkt kann die Winkelgeschwindigkeit des Rotors herangezogen werden, der Form:

$$DTIME = 0.1 \cdot \frac{1}{\omega} \quad \text{mit } \omega \text{ [rad/s].}$$

Voruntersuchungen ergaben einen Zeitschritt $DTIME = 0.001$ als guten Kompromiss für alle Rechnungen. Hierfür wurde der Zeitschritt in Zehnerpotenzen vergrößert bzw. verkleinert. Untersuchte Werte $DTIME$ im Bereich von 0.0001 ... 0.01 zeigten deutliche Auswirkungen auf das zeitliche Konvergenzverhalten, nicht aber auf die qualitativen und quantitativen Ergebnisse der Simulationsrechnungen.

3 Experimentelle Untersuchung rotierender Instabilitätsstrukturen am Demonstrator

3.1 Globale Ergebnisse

3.1.1 Kennlinien der Demonstratorstufe

Schwerpunkt der Kennlinienmessungen liegt in der Reproduzierbarkeit der Betriebspunkte. *Abbildung 3.1* zeigt das gemessene Kennfeld des Demonstrators bei Betrieb ohne Nabenkalotte. Trotz der unterschiedlichen Kennliniencharakteristiken ist das Kennfeld für die Maschinen der Staffelungswinkel $\lambda = 40^\circ$ und 60° mit dem eines konventionellen Axialventilators vergleichbar, vgl. auch Anhang C-2.

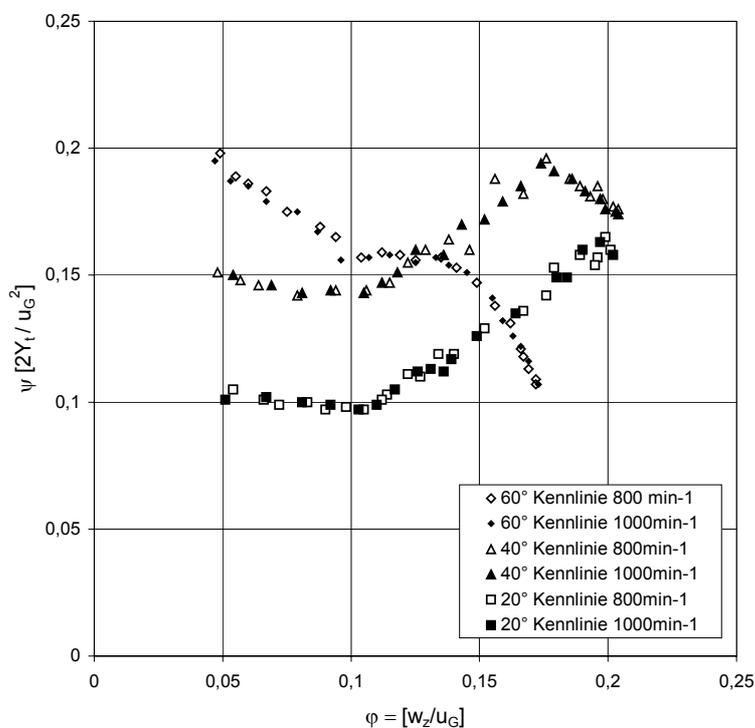


Abbildung 3.1: Kennfeld des Demonstrators für die Staffelungswinkel $\lambda = 20^\circ$, 40° und 60° , ohne Nabenkalotte. 2mm Metallbeschaukelung.

Die Kennlinien der Staffelungswinkel $\lambda = 20^\circ$ und 40° zeigen einen qualitativ ähnlichen Verlauf, wobei die Maschine bei $\lambda = 40^\circ$ erwartungsgemäß eine höhere Druckumsetzung leistet. Charakteristisch für beide Maschinen ist eine Abnahme der Druckumsetzung bei Reduzierung des Volumenstromes. Die Charakteristik der Maschine mit Staffelungswinkels $\lambda = 60^\circ$ ist hingegen gegenläufig, begrenzt durch kleinere φ Werte im starken Überlastbereich und durch eine deutlich geringere Druckumsetzung über den gesamten Regelbereich.

Im Detail zeigt die Maschine mit dem Staffelungswinkel $\lambda = 60^\circ$ einen ausgeprägten Überlastbereich mit einem Sattel im Verlauf der Druckumsetzung und einem schwachen

Drucksprung. Mit zunehmender Teillast ist ein starker Anstieg der Druckumsetzung zu beobachten.

Der stabile Betriebsbereich der Maschine mit dem Staffelungswinkel $\lambda = 40^\circ$ zeigt einen leichten Sattel im Druckverlauf bei abnehmenden Durchsatz, infolge des begrenzten Überlastbereich jedoch nicht so stark ausgeprägt wie bei der Maschine mit $\lambda = 60^\circ$. Der Übergang in den instabilen Betriebsbereich ist mit einem kleinen Drucksprung verbunden und die Druckumsetzung nimmt mit zunehmender Teillast ab. Für diese Maschine kann eine schwach ausgeprägte Hysterese nachgewiesen werden. Für alle Betriebspunkte $\varphi < 0.2$ zeigen die Wanddruckspektren Frequenzen in der Größenordnung der halben Drehfrequenz, was auf die Existenz rotierender Ablösezellen hindeutet, vgl. *Anhang D1-4*. Die Bestimmung einer Ausbreitungsgeschwindigkeit mittels Phasenuntersuchungen ist nicht möglich, jedoch modulieren die Ablösefrequenzen und dessen Harmonische mit der Blattfolgefrequenz.

Bei dem Staffelungswinkel $\lambda = 20^\circ$ ist der Betrieb der Maschine nur im instabilen Kennlinienbereich möglich. Ein Drucksprung oder ein Hysteresegebiet ist nicht nachweisbar. Diese Betriebskonfiguration wird aufgrund der sehr schlechten Strömungsbedingungen deshalb nicht eingehender untersucht.

Die Abbildung im Anhang C-3 zeigt für den Staffelungswinkel $\lambda = 40^\circ$ die Kennlinien bei Variation des Prüfstandsaufbaus. Einerseits wird der Prüfstand druckseitig mittels eines reflexionsarmen Abschluss zur Identifikation bzw. Dämpfung akustischer Stehwellen erweitert. Andererseits gilt es, den Einfluss der strömungsführenden Nabekalotte eingehend zu untersuchen. Die Messungen zeigen, dass die Verlängerung des Prüfstands oder der Betrieb ohne Nabekalotte bei Nominallänge grundsätzlich mit höheren Anlagenverlusten verbunden ist. Der Durchsatz verringert sich gegenüber der Referenzausführung des Aufbaues um $\sim 10\%$, die Druckumsetzung um $\sim 8\%$. Ferner ist ein deutlicher Sattel in der Druckumsetzung zu verzeichnen und der Drucksprung ist bei Überschreiten der Abreißgrenze deutlich geringer.

Grundsätzlich erreicht keine der untersuchten Maschinen einen aerodynamischen Wirkungsgrad größer 40%. Auf die Gegenüberstellung der Wirkungsgrade und Verluste wird daher nicht eingegangen.

3.1.2 Ergebnisse der Zu- und Nachlaufmessungen

Werden lediglich die Ergebnisse der Zuströmung betrachtet, so verhalten sich alle untersuchten Maschinen wie eine klassische Wirbelflussmaschine, vgl. *Anhang C*. Die Zuströmung ist nahezu achsparallel und für die Staffelungswinkel $\lambda = 40^\circ$ und 60° ist die Axialgeschwindigkeit annähernd konstant über die Schaufelhöhe, vgl. *Abbildung 3.7*. Die Zuströmwinkel sind somit eine reine Funktion des Radius und der Drehzahl, vgl. *Abbildung 3.3*. Die Verläufe der Umfangskomponente $w_{2\theta}$ im Nachlauf, *Abbildung 3.6*, entsprechen jedoch nicht den theoretischen Verläufen, *Anhang C*, Gl. [C 1, C 1a]. Das

Axialgeschwindigkeitsverhältnis μ_R weicht für alle Maschinen deutlich von dem theoretischen Wert $\mu_R = 1$ ab, vgl. *Abbildung 3.2*.

Die zum Teil gravierenden Abweichungen im Nabebereich sind auf weiträumige lokale Ablösungen zurückzuführen. Der Verlauf der Relativwinkel β'_1 im Nabebereich der Maschinen deutet auf eine starke lokale Ablösung hin. Alle Maschinen zeigen eine ausgeprägte Sekundärströmungscharakteristik, vgl. *Abbildung 3.2 – Abbildung 3.10*. Die Verteilung der Axialgeschwindigkeit im Zulauf macht deutlich, dass die Strömung bereits im Nabebereich stark beschleunigt wird. Der Grund hierfür sind die Querschnittsverengung und die ungünstige Strömungsführung. Ferner lassen die Verteilungen der Radialgeschwindigkeiten im Zu- und Nachlauf auf starke Ablösungen oder Sekundärwirbel im Naben- und Gehäusebereich innerhalb des Schaufelkanals schließen. Für die Maschinen $\lambda = 40^\circ$ und 60° entsteht je ein Wirbel im Naben- und Gehäusebereich und die dadurch verbundene Verblockung bewirkt eine Ablenkung der Hauptströmung in Kanalmitte.

Die Ergebnisse machen deutlich, warum nur die Maschine mit dem Staffelungswinkel $\lambda = 60^\circ$ eine Kennliniencharakteristik aufweist, die annähernd mit der eines konventionellen Axialventilators übereinstimmt. Nur für diesen Staffelungswinkel ist die Anströmung über weite Teile der Schaufelhöhe annähernd schaufelkongruent. Für alle kleineren Staffelungswinkel ist die Drehzahl drastisch zu verringern, um eine annähernde Übereinstimmung von Metall- und Strömungswinkel zu gewährleisten. Die vergleichsweise geringe Druckumsetzung der Maschine mit $\lambda = 60^\circ$ ist hauptsächlich durch die unverwundenen Schaufeln, die sehr große Teilung, Ablösungen und ausgeprägte Sekundärwirbel begründet. Zudem zeigen die gemessenen Abströmwinkel eine Fehlanströmung des Stators über weite Teile der Schaufelhöhe.

Für die Maschine mit $\lambda = 40^\circ$ zeigen die Ergebnisse der Relativwinkelverteilung β'_1 deutlich, dass die Strömung aufgrund der zu hohen Winkeldifferenz für jeden radialen Schaufelschnitt abgelöst sein muss. Die dennoch vergleichsweise große Druckumsetzung ist durch die führende Wirkung der Ablösungen oder Sekundärwirbel begründet. Die induzierte Strömungsumlenkung bewirkt eine Beschleunigung der Absolutströmung und eine Abströmwinkelverteilung β_2 , die eine verhältnismäßig gute Anströmung des Stators zur Folge hat.

Bei der Maschine mit Staffelungswinkel $\lambda = 20^\circ$ ist die Winkeldifferenz zwischen Anströmung und Schaufelwinkel hingegen so groß, dass die Strömung vollständig ablöst. Nur im extremen Nabebereich ist die Strömung annähernd schaufelkongruent. Damit ist davon auszugehen, dass nur die Nabenschnitte den gemessenen Druckaufbau produzieren. Infolge der stark turbulenten Strömung ist zudem mit einem massiven Messfehler zu rechnen. Weiterhin unterscheiden sich die Verteilungen der Radial- und Axialgeschwindigkeiten und des Abströmwinkels deutlich von den Maschinen mit $\lambda = 40^\circ$ und 60° .

Die Ergebnisse zeigen deutlich den Nachteil der unverwundenen und ungewölbten Schaufeln. Die geringe Umlenkung in Verbindung mit der dadurch bedingten Fehlanströmung des Stators sowie die hohen Drehzahlen für die Maschinen mit den kleineren Staffelungswinkeln sind die Hauptursachen für die mangelnden aerodynamischen Eigenschaften der Stufe.

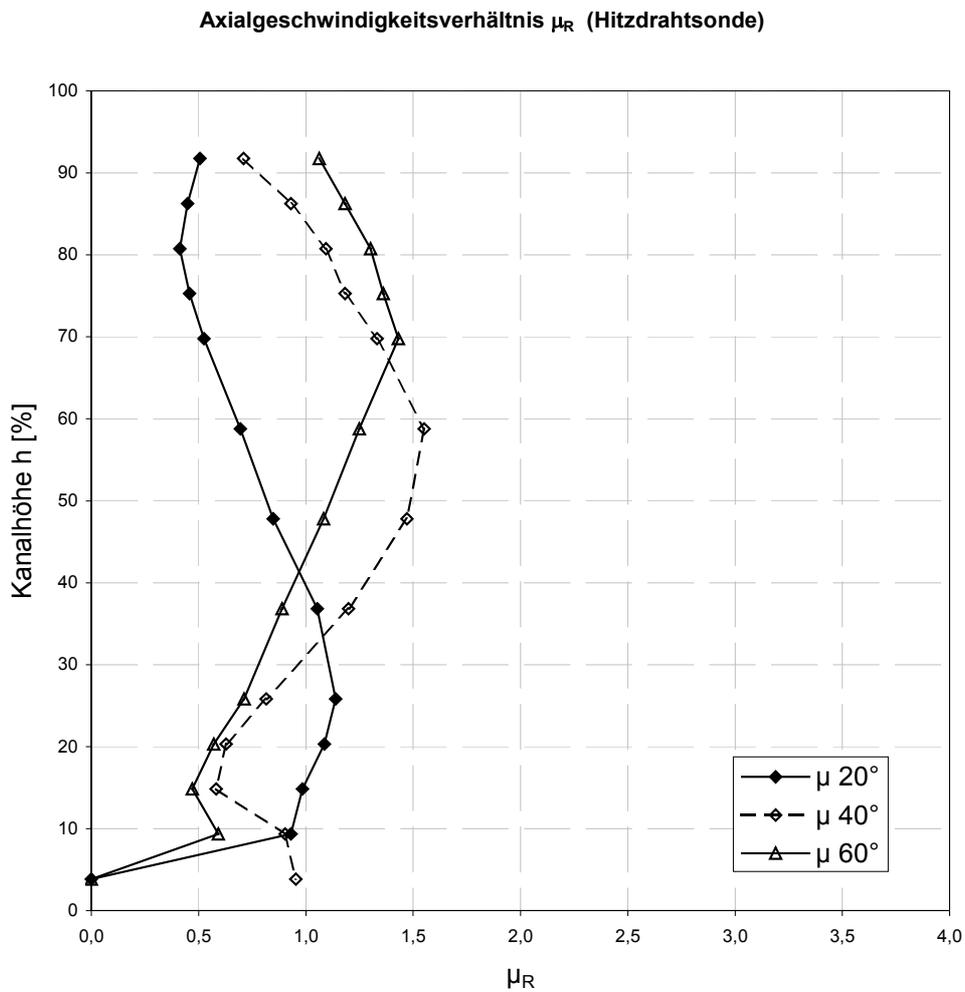


Abbildung 3.2: Verteilung des Axialgeschwindigkeitsverhältnisses μ_R für die Staffelungswinkel $\lambda = 20^\circ, 40^\circ$ und $60^\circ, 800\text{min}^{-1}, \varphi = \varphi_{max}$.

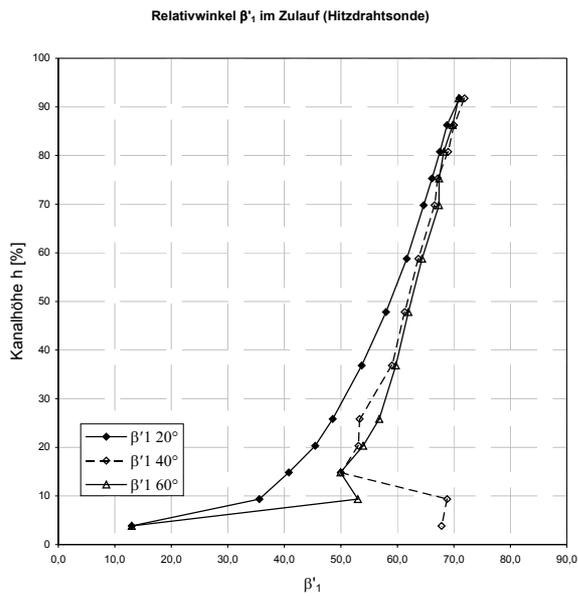


Abbildung 3.3: Verteilung des Zuströmwinkels β'_1 für die Staffelungswinkel $\lambda = 20^\circ, 40^\circ$ und $60^\circ, 800\text{min}^{-1}, \varphi = \varphi_{max}$.

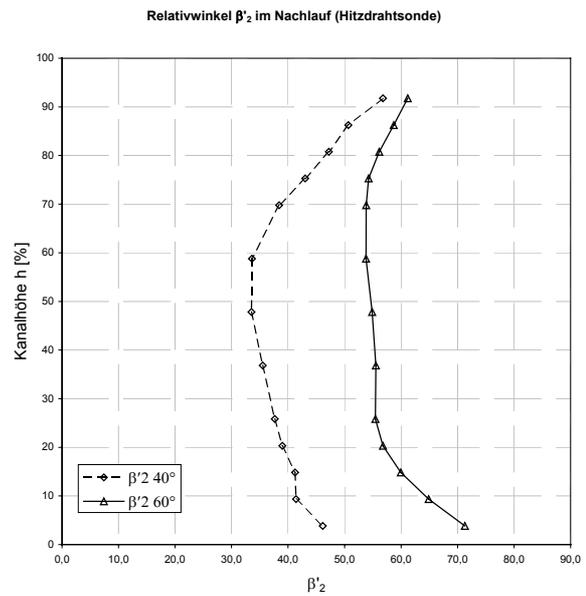


Abbildung 3.4: Verteilung des Abströmwinkels β'_2 für die Staffelungswinkel $\lambda = 20^\circ, 40^\circ$ und $60^\circ, 800\text{min}^{-1}, \varphi = \varphi_{max}$.

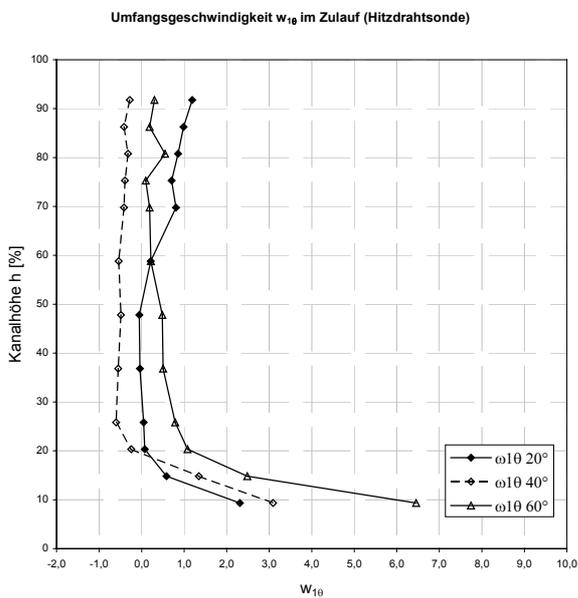


Abbildung 3.5: Verteilung der Umfangskomponente $w_{1\theta}$, für die Staffelungswinkel $\lambda = 20^\circ, 40^\circ$ und $60^\circ, 800\text{min}^{-1}, \varphi = \varphi_{max}$.

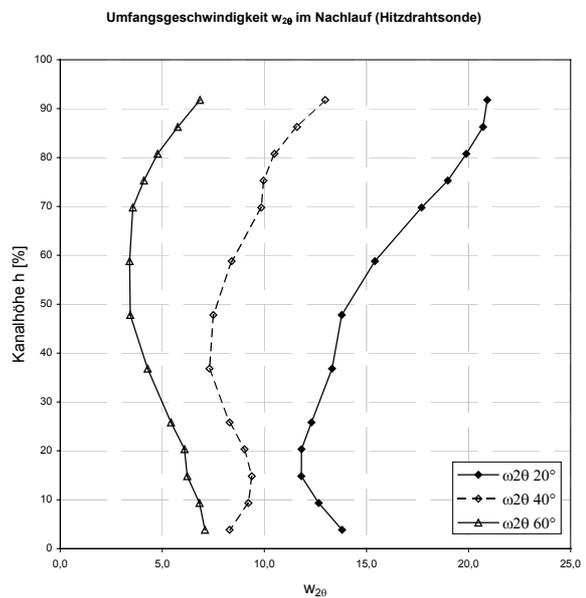


Abbildung 3.6: Verteilung der Umfangskomponente $w_{2\theta}$, für die Staffelungswinkel $\lambda = 20^\circ, 40^\circ$ und $60^\circ, 800\text{min}^{-1}, \varphi = \varphi_{max}$.

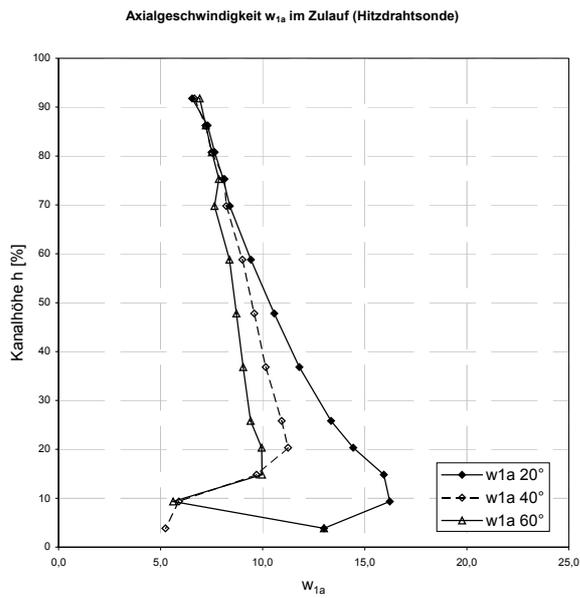


Abbildung 3.7: Verteilung der Axialgeschwindigkeit w_{1a} für die Staffelungswinkel $\lambda = 20^\circ, 40^\circ$ und 60° , 800min^{-1} , $\varphi = \varphi_{max}$.

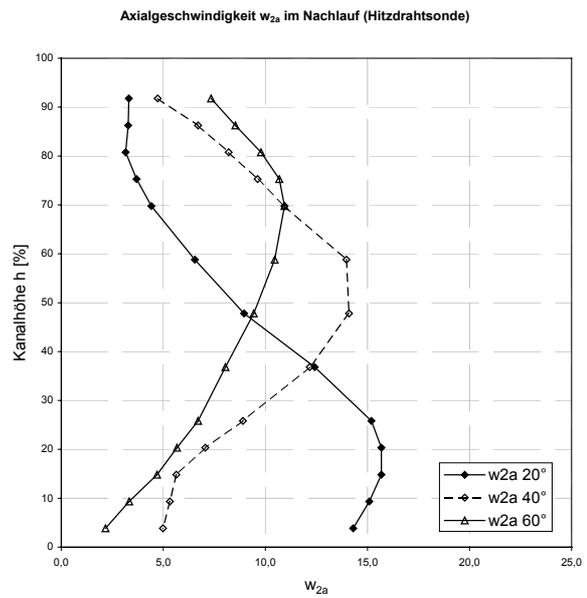


Abbildung 3.8: Verteilung der Axialgeschwindigkeit w_{2a} für die Staffelungswinkel $\lambda = 20^\circ, 40^\circ$ und 60° , 800min^{-1} , $\varphi = \varphi_{max}$.

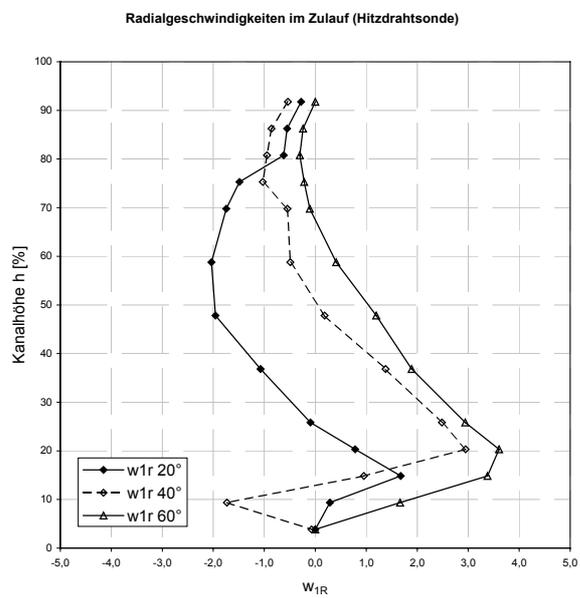


Abbildung 3.9: Verteilung der Radialgeschwindigkeit w_{1r} für die Staffelungswinkel $\lambda = 20^\circ, 40^\circ$ und 60° , 800min^{-1} , $\varphi = \varphi_{max}$.

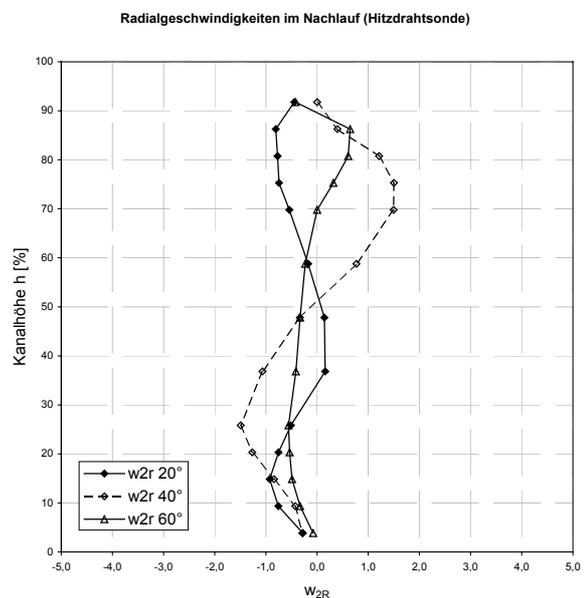


Abbildung 3.10: Verteilung der Radialgeschwindigkeit w_{2r} für die Staffelungswinkel $\lambda = 20^\circ, 40^\circ$ und 60° , 800min^{-1} , $\varphi = \varphi_{max}$.

3.2 Instationäre Strömungsphänomene der Demonstratorstufe

Abbildung 3.11 zeigt ein typisches Ergebnis einer Korrelationsanalyse zweier wandbündiger Mikrofone für einen Betriebspunkt mit auftretenden rotierenden Instabilitäten. Signifikante Frequenzen im Autopowerspektrum sind neben der Blattfolgefrequenz die für die rotierenden Instabilitäten äquidistanten Frequenzspitzen im Bereich von ca. 30 - 70% der Blattfolgefrequenz. Alle weiteren im Spektrum dominanten Frequenzen entstehen durch Modulation in Form von Summen- und Differenzfrequenzen mit der Blattfolgefrequenz.

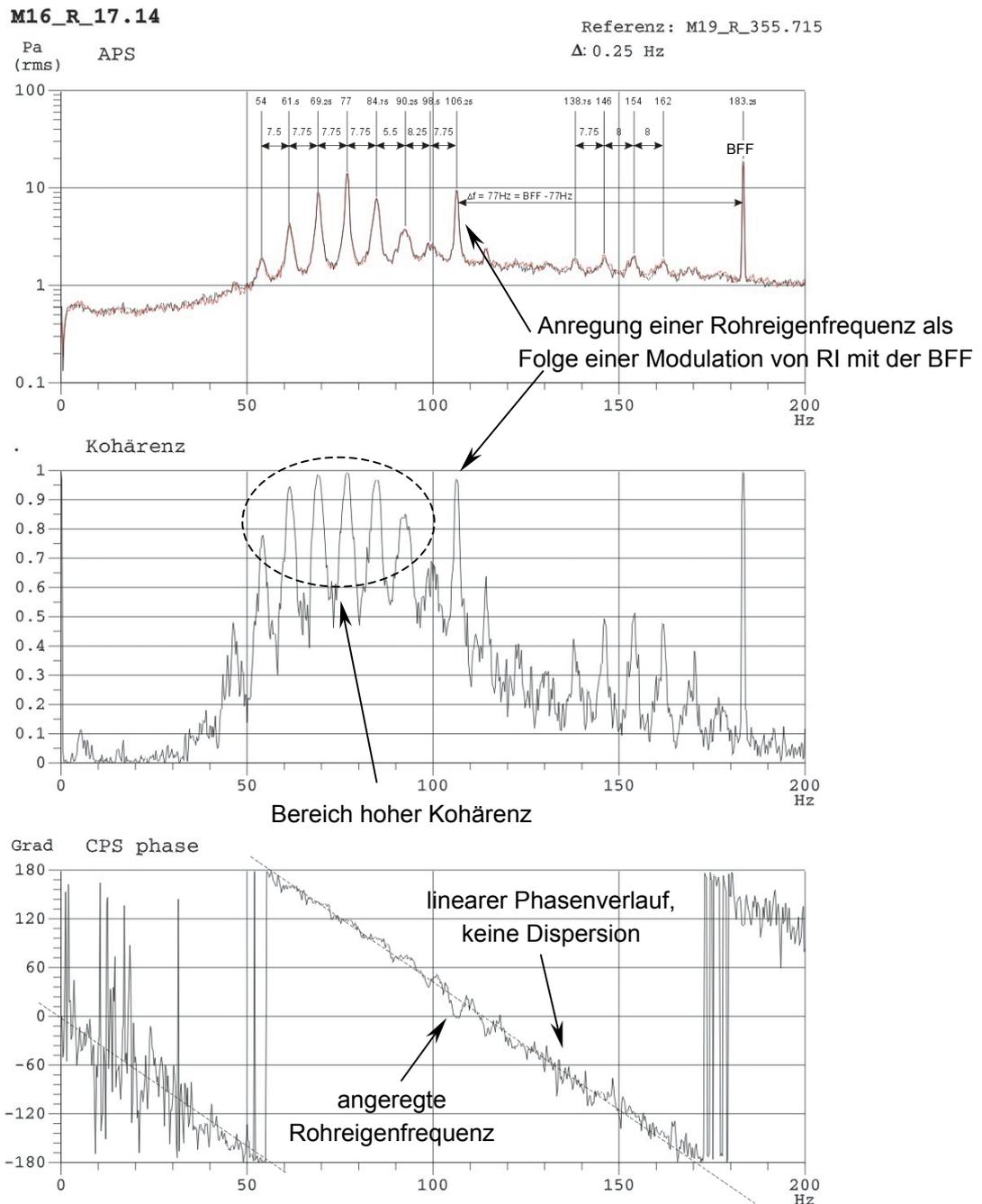


Abbildung 3.11: Frequenz-, Kohärenz- und Phasenspektrum zweier um $\Delta\theta = 21^\circ$ versetzt angeordneter Wanddruckaufnehmer. $\lambda = 60^\circ, \varphi = 0.12, 1000\text{min}^{-1}, \Delta f = 0.25\text{Hz}, \text{AVG} = 250$.

Hohe Werte der Kohärenz γ^2 lassen mit großer Wahrscheinlichkeit auf einen gleichen Quellmechanismus der dargestellten Effekte schließen. Die Auswertung des Phasenbezugs der Signalanteile mittels des Kreuzleistungsspektrums ermöglicht die Klassifizierung und die Berechnung der Ausbreitungsgeschwindigkeit des rotierenden Effekts. Die Abbildungen im *Anhang D1-4* zeigen für die Staffelungswinkel $\lambda = 40^\circ$ und $\lambda = 60^\circ$ die Spektren bei Variation des Betriebspunkts φ . Neben einer zentralen Frequenzspitze höchster Amplitude können immer mehrere Seitenbänder nachgewiesen werden. Die Intensität der Spitzen ist proportional zur Druckumsetzung ψ und erreicht ein Maximum bei dem Betriebspunkt φ der höchsten Druckumsetzung, vgl. hierzu auch *Abbildung 3.1*. Mit abnehmendem Volumenstrom φ verschiebt sich der Frequenzbereich des Effektes ausgehend von $\sim 70\%$ zu Werten von $\sim 30\%$ der BFF. Mit dem Übergang in den instabilen Betriebsbereich der Maschinen ist der Effekt nicht mehr nachweisbar.

3.2.1 Nachweis rotierender Instabilitätsphänomene an der Demonstratorstufe

Um eine drehzahlunabhängige Bewertung zu ermöglichen, wird die Normierung der Frequenzen der Instabilitätseffekte mit der Strouhalzahl eingeführt:

$$St = \frac{f \cdot D_G}{U_G} \frac{\pi}{Z_R}, \quad [3.1]$$

mit der Schaufelteilung und der Umfangsgeschwindigkeit am Gehäuse als charakteristische Länge respektive Geschwindigkeit. Die Blattfolgefrequenz wird durch diese Bewertung auf $St = 1$ normiert. Diese Form der Normierung ist nicht mit der bekannten Strouhalzahl für die Kreiszyklinderumströmung zu vergleichen. *Abbildung 3.12* zeigt für einen konstanten Betriebspunkt $\varphi = 0.20$ und den Drehzahlen 800, 1000 und 1250min^{-1} die Strouhal normierten Spektren der Maschine mit $\lambda = 40^\circ$. Für alle Drehzahlen ist der qualitative Verlauf der normierten Spektren ähnlich, die Strouhalzahlen für die Frequenzspitzen sind gleich. Damit ist zum einen eine Eingrenzung des Frequenzbereichs des Effektes möglich. Zum anderen zeigt das Ergebnis, dass die Ursache des Effektes aerodynamisch bedingt ist und ein geometrischer Einfluss ausgeschlossen werden kann.

Obgleich dem Effekt eine zellenartige modale Struktur zugeordnet werden kann, handelt es sich nicht um klassische rotierende Ablösezellen, da im Spektrum für das Instabilitätsphänomen keine harmonischen Frequenzen nachgewiesen werden können. Des weiteren kann mit Hilfe statistischer Methoden gezeigt werden, dass der Effekt einen stochastischen Charakter aufweist, während eine klassische rotierende Ablösezelle als deterministischer Vorgang beschrieben werden kann, vgl. *Kap. 5.1.2*.

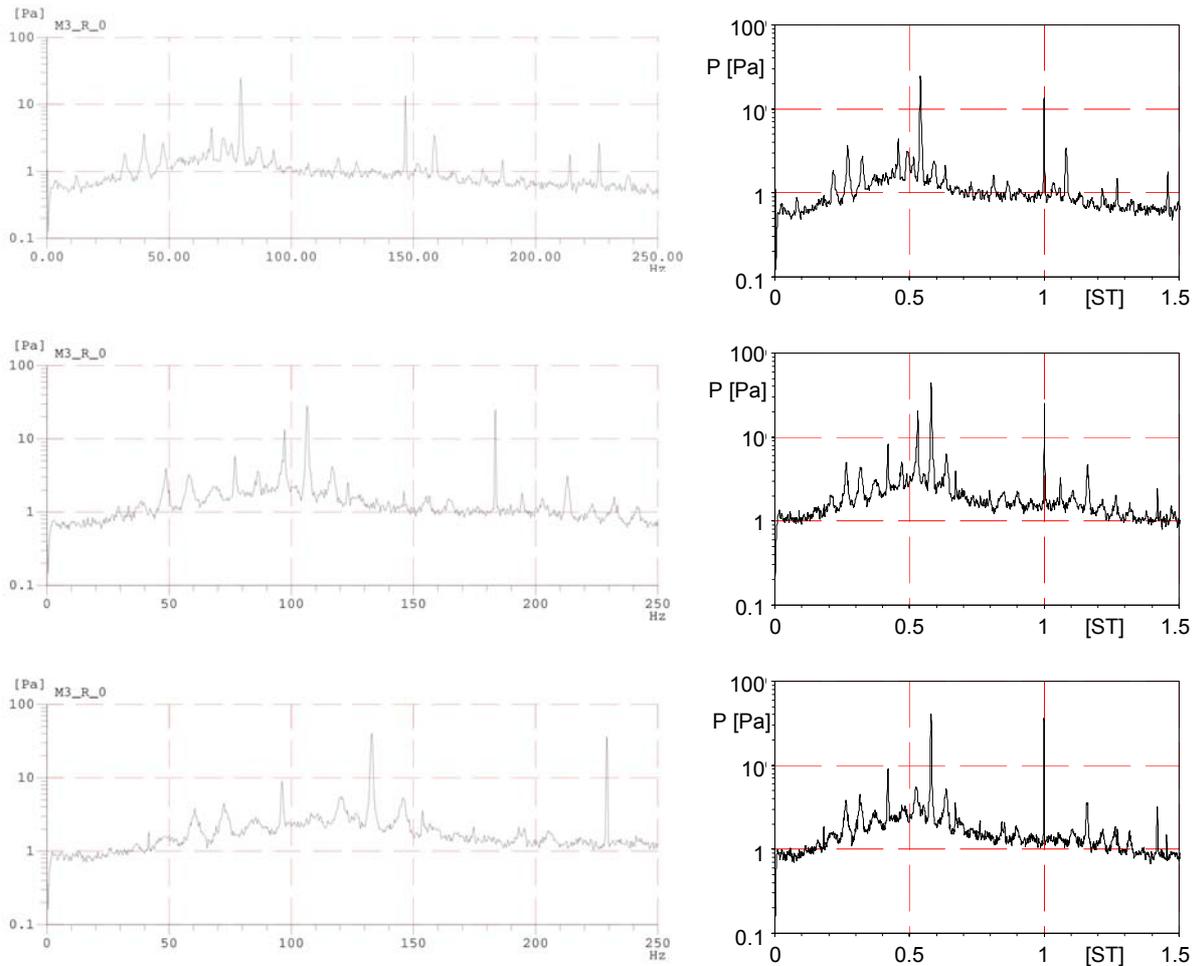


Abbildung 3.12: Strouhal Normierung der Frequenzspektren der Maschine $\lambda = 40^\circ$, $\varphi = 0.20$, 800, 1000, 1250min⁻¹.

Jeder Frequenzspitze kann eine azimuthale Modenordnung α zugeordnet werden, über die eine eindeutige Identifikation der Frequenzen im raumfesten und rotierenden System möglich ist. Die Modenordnung der Frequenzspitze mit der höchsten Intensität liegt im Zentrum des Effektes. Die Modenordnung α der zentralen Frequenzspitze korreliert mit der Schaufelblattanzahl, Kameier [1994]. Die Seitenlinien bzw. Seitenbänder entstehen durch eine Phasenmodulation der Quellfrequenz der Instabilität mit der Rotationsfrequenz des Effektes selbst und können als Summen- und Differenzfrequenzen im Spektrum identifiziert werden. Der äquidistante Frequenzabstand der Spitzen ist somit ein direktes Maß für die Rotationsgeschwindigkeit des Effektes in den betrachteten Koordinatensystemen, da die Quelle sowohl eine Rotationsbewegung relativ zum Rotor als auch dem festen Gehäuse vollführt. Diese Eigenschaft wird durch eine Korrelationsmessung zweier um $\Delta\theta = 21^\circ$ versetzt angeordneter Wanddruckaufnehmer im Zulauf der Maschine mit anschließender Berechnung des Kohärenz- und Phasenspektrum bestätigt, vgl. *Abbildung 3.11*. Am Beispiel der Maschine mit $\lambda = 60^\circ$, $\varphi = 0.12$, 1000min⁻¹ liegen die Werte der berechneten Kohärenzfunktion für die Effektfrequenzen deutlich über $\gamma^2 = 0.9$. Damit ist von einem identischen Quellmechanismus der einzelnen Frequenzlinien auszugehen. Unter der

Voraussetzung eines linearen Phasenverlaufs ist die Berechnung der Ausbreitungsgeschwindigkeit möglich:

$$t = \frac{1}{f} \cdot \frac{|Phase|}{360^\circ}, \quad [3.2]$$

$$s = \pi D_G \cdot \frac{\Delta\theta}{360^\circ}, \quad \Rightarrow \quad v = \frac{s}{t}. \quad [3.3, 3.3a]$$

In *Tabelle 3.1* sind die aus der Phasenbeziehung berechneten Ausbreitungsgeschwindigkeiten mit der anhand des Frequenzspitzenabstands Δf ermittelten Geschwindigkeit des Instabilitätsphänomens für die Maschine mit $\lambda = 60^\circ$ bei $n = 1000 \text{min}^{-1}$ gegenübergestellt, *Abbildung 3.11*. Trotz der groben Frequenzauflösung und einer ungenauen Bestimmung der Phase in Folge nicht ausreichenden Mittelungsanzahlen korrelieren die Ergebnisse gut. Ferner zeigen beide Berechnungsmethoden, dass die Rotationsgeschwindigkeit des Instabilitätsphänomens mit abnehmender Lieferzahl ϕ leicht zunimmt. Aufgrund des linearen Phasenbezugs breiten sich alle Frequenzkomponenten mit derselben Geschwindigkeit aus. Dadurch ist zusätzlich bewiesen, dass es sich hierbei um einen einzigen rotierenden Quellemechanismus handelt. Ist der Phasenbezug nicht linear, so liegt die aus der Physik bekannte Dispersion vor, d.h. die Ausbreitungsgeschwindigkeit der einzelnen Wellen bzw. Frequenzen ist nicht identisch. Der nicht konstante Frequenzabstand und die etwas breitbandigeren Linien $f = 84 \dots 98 \text{Hz}$ sind durch die Modulation des Effektes mit der Blattfolgefrequenz bedingt. Ferner wird durch die Modulation der Mittenfrequenz $f = 77 \text{Hz}$ mit der Blattfolgefrequenz eine Rohreigenfrequenz des Prüfstands bei $f \sim 106 \text{Hz}$ angeregt, vgl. hierzu auch Kap. 3.2.3. Alle beschriebenen Kriterien decken sich mit den von Kameier [1994] an einem einstufigen Niedergeschwindigkeitsverdichter beschriebenen Eigenschaften für das als rotierende Instabilitäten bezeichnete Instabilitätsphänomen. Damit ist es erstmals gelungen, mittels einer sehr einfachen geraden unverwundenen Beschaufelung, die dem Blattspitzenbereich einer hinteren Stufe eines Hochdruckverdichters nachempfunden ist, rotierende Instabilitäten gezielt zu erzeugen.

Tabelle 3.1: Ausbreitungsgeschwindigkeiten des rotierenden Instabilitätsphänomens. Gegenüberstellung der Berechnungsmethoden: Phasenverlauf - Frequenzabstand Δf , $\lambda = 60^\circ$.

ϕ	$v_{Phase} \text{ [m/s]}$	$\frac{v_{Phase}}{u_{Gehäuse}} \text{ [%]}$	$\Delta f \text{ [Hz]}$	$\frac{\Delta f}{\Omega} \text{ [%]}$
0.18	9.33	0.35	6.25	0.37
0.17	10.58	0.40	6.5	0.38
0.15	10.65	0.40	7.0	0.41
0.14	10.96	0.41	7.0	0.41
0.13	10.92	0.41	7.25	0.43
0.12	11.07	0.42	7.75	0.46
0.10	10.46	0.39	7.5	0.44

3.2.2 Eigenschaften des rotierenden Instabilitätseffektes bei Variation des Drosselzustands

Detaillierte Informationen über die RI - Frequenzen in den betrachteten Koordinatensystemen, die modale Struktur der umlaufenden Zellen, der Einfluss des Belastungszustands der Maschine zeigen die folgenden Auswertungen kontinuierlicher Drosselvorgänge bei Variation des Staffelungswinkels λ der Maschinen. Die *Abbildung 3.13* und *Abbildung 3.14* zeigen für die Maschine $\lambda = 60^\circ$, 1000min^{-1} einen kontinuierlichen Drosselvorgang ausgehend vom Punkt maximalen Durchsatzes $\varphi = 0.18$ bis zur Nullförderung für Druckaufnehmer im raumfesten und rotierenden Koordinatensystem. Entlang der Drosselinie dominieren die Frequenzen der Mittenfrequenz des Instabilitätseffekts, wobei die Frequenzen mit abnehmendem Volumenstrom im raumfesten System zunächst leicht ansteigen, im rotierenden System abnehmen, und anschließend treppenförmig springen. Mittels der Transformationsvorschrift nach Kameier [1994] lässt sich anhand der Frequenzen die modale Struktur α bestimmen:

$$\alpha = \frac{|f_{fest} \pm f_{rot}|}{\Omega}, \quad [3.4]$$

mit:

$$\begin{aligned} \Omega & : = \text{Drehfrequenz der Maschine,} \\ f_{fest, rot} & : = \text{Vektoren der RI - Frequenzen in den entsprechenden KO-Systemen.} \end{aligned}$$

Da die Modenordnung α auch als Anzahl umlaufender Zellen interpretiert werden kann, sind nur ganzzahlige Werte α physikalisch sinnvoll (Haukap, Holste, Kameier [2000] Mailach [2001]). Folglich müssen die RI Frequenzen beim Übergang der Modenordnung sprunghaft wechseln, wie es die Ergebnisse des Drosselvorgangs zeigen. Die Ergebnisse zeigen ferner, dass Summen- und Differenzfrequenzen der Seitenbänder vorhanden sind, die Intensitäten jedoch nur bis zu 50% der Amplitude der entsprechend Mittenfrequenz aufweisen. Da die Seitenlinien durch eine Modulation des Quellmechanismus mit der Rotationsfrequenz des Instabilitätseffekts verursacht werden,

$$f_{RI,n} = f_{RI,mitte} \pm n \cdot \omega_{RI}, \quad [3.5]$$

$$\Omega = |\omega_{fest}| + |\omega_{rot}|, \quad [3.6]$$

folgt zwangsläufig, dass den Seitenlinien ebenfalls eine ganzzahlige Modenordnungen α ähnlich einer harmonischen Folge zugeordnet werden können. Die Ergebnisse der vorliegenden Messungen lassen daher den Schluss zu, dass entgegen der Ausführungen von Kameier [1994], Haukap et. al. [2000] und Mailach [2001] der rotierende Instabilitätseffekt nicht eine Vielzahl dominierender Modenordnungen α anregt, sondern in Abhängigkeit der

physikalischen Bedingungen immer nur eine Modenordnung. Diese Aussage wird durch die Messung unter stationären Bedingungen bestätigt, bei der der Betriebspunkt φ exakt einer Sprunggrenze $\alpha = 19$ bzw. 20 entspricht, vgl. hierzu *Abbildung 3.15* bzw. *Tabelle 3.3*.

Die *Tabelle 3.3* fasst die Frequenzen und Modenordnungen für die Maschinenmessung für einen kontinuierlichen Drosselvorgang zusammen, vgl. *Abbildung 3.13* und *Abbildung 3.14*. Die nicht ganzzahligen Modenordnungen α ergeben sich aus der nicht exakten Erfassung der tatsächlichen Instabilitätsfrequenzen bedingt durch die Frequenzauflösung von $\Delta f = 1\text{Hz}$ respektive der Blocklänge $\Delta t = 1\text{s}$ der FFT. Werden die Modenordnungen α aus den Frequenzen der Bezugssysteme für stationäre Betriebsbedingungen berechnet, zeigen die Ergebnisse gemäß *Tabelle 3.4*, dass die Modenordnungen exakt ganzzahligen Werten entsprechen, vgl. hierzu *Anhang D1-4*. Für jeden Staffelungswinkel sind die auftretenden Modenordnungen unabhängig von der Drehzahl, vgl. hierzu die Tabellen im *Anhang D1 – D4* und *D7*.

Die Eigenschaften des Instabilitätseffekts für die Maschine mit $\lambda = 40^\circ$ decken sich weitestgehend mit den Ergebnissen der Maschine mit $\lambda = 60^\circ$, vgl. *Anhang D7 – D8* und *Tabellen D5 – D6 des Anhangs*. Das Frequenzverhalten und die Frequenzsprünge bei Wechsel zu einer niedrigeren Modenordnung sind identisch. Die Strouhal normierten Frequenzen bei Variation der Drehzahl liefern für die Maschine mit $\lambda = 40^\circ$ gleiche Werte für jede Modenordnungen α ; vgl. *Anhang Tabelle D8*. Aufgrund des eingeschränkten Primärkennlinienbereichs lassen sich bei der Maschine mit $\lambda = 40^\circ$ jedoch keine Modenordnungen $\alpha > 14$ nachweisen.

Bei Variation des Staffelungswinkels λ weichen die Eigenfrequenzen der Modenordnungen α stark von einander ab, vgl. *Tabelle 3.2*. Bei gleicher Modenordnungszahl α sind die RI-Frequenzen der Maschine mit $\lambda = 40^\circ$ deutlich größer als die der Maschine mit $\lambda = 60^\circ$. Die Geometrie, respektive der Staffelungswinkel, hat demnach einen Einfluss auf die charakteristischen Eigenschaften bzw. auf die Modenordnungen des rotierenden Instabilitätsphänomens.

Tabelle 3.2: Vergleich der Strouhal normierten Frequenzen bei Variation des Staffelungswinkels $\lambda = 40^\circ$ und 60° .

<u>Strouhal-Normierung</u>		
Staffelungswinkel λ:	40° und 60°	
Normierung:	$St = \frac{f \cdot D_G}{U_G} \frac{\pi}{Z_R}$	
Frequenzauflösung:	$\Delta f = 0.25\text{Hz}$	
Modenordnung α	Strouhal normierte RI-Frequenzen	
	$\lambda = 40^\circ$	$\lambda = 60^\circ$
14	0.61	0.52
13	0.58	-
12	0.55	0.45
11	0.51	-
10	0.45	0.35

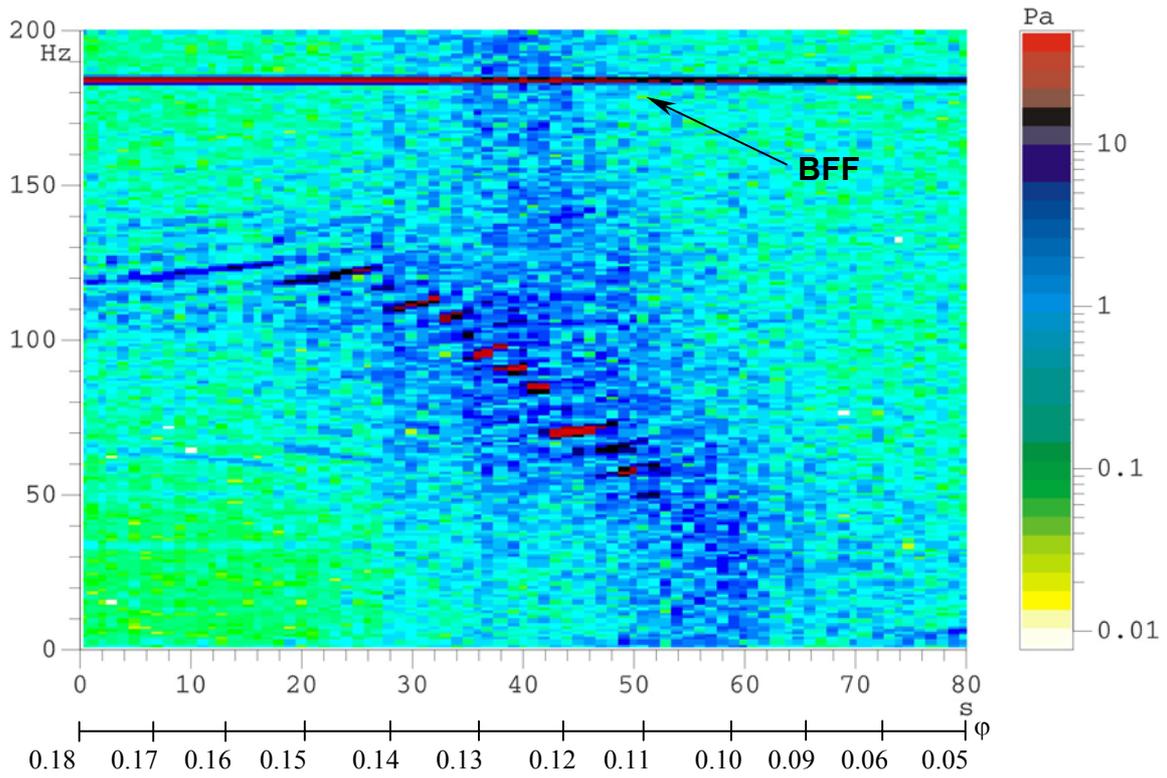


Abbildung 3.13: Kontinuierlicher Drosselvorgang eines wandbündigen Aufnehmers im Zulauf, $\lambda = 60^\circ$, 1000min^{-1} , $\Delta f = 1\text{Hz}$.

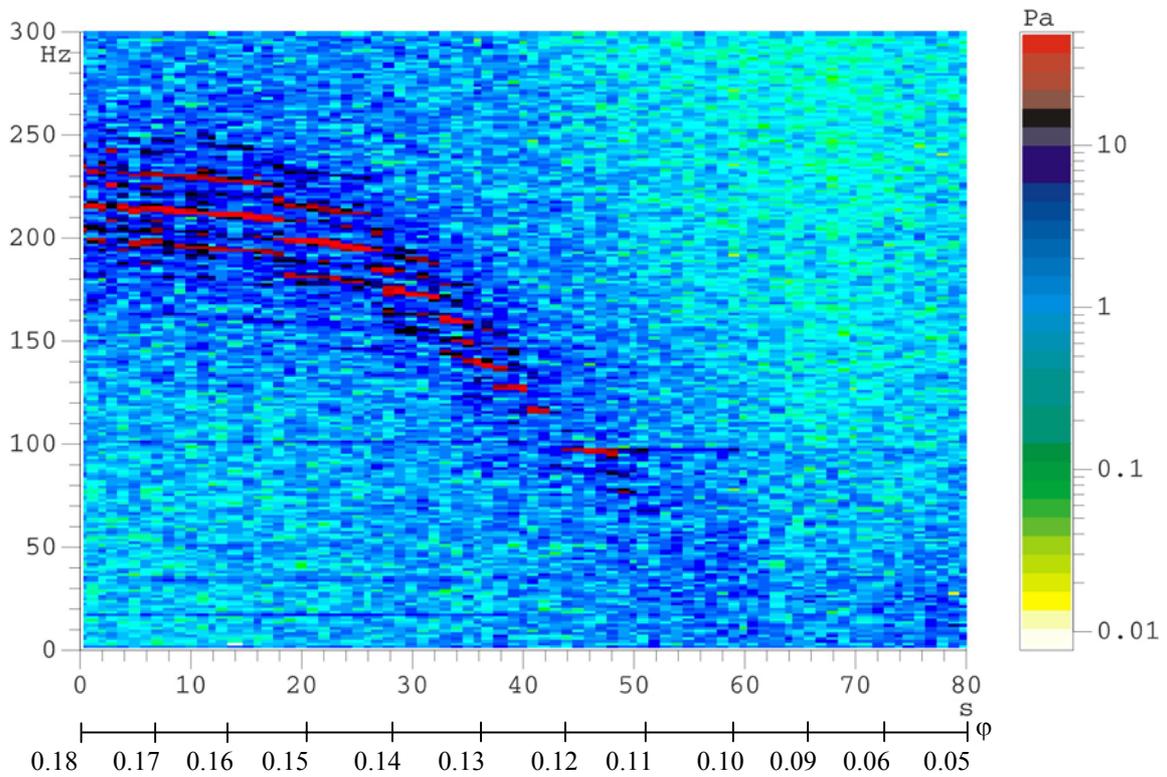


Abbildung 3.14: Kontinuierlicher Drosselvorgang eines rotierenden Druckaufnehmers $\lambda = 60^\circ$, 1000min^{-1} , $\Delta f = 1\text{Hz}$.

Tabelle 3.3: Frequenzen und Modenordnungen des Instabilitätseffekts eines kontinuierlichen Drosselvorgangs der Maschine $\lambda = 60^\circ$, 1000min^{-1} .

<u>Kontinuierlicher Drosselvorgang</u>		
Drehzahl Ω:	$1000.12 \text{ min}^{-1} \cong 16.6\text{Hz}$	
Staffelungswinkel λ:	60°	
Modenordnung:	$\alpha = \frac{ f_{fest} \pm f_{rot} }{\Omega}$	
Bezug der KO-Systeme:		
Frequenzauflösung:	$\Delta f = 1\text{Hz}$	
Raumfest f_{fest} [Hz]	Rotierend f_{rot} [Hz]	Modenordnung α
118 - 125	216 - 208	20.04 - 19.97
117 - 122	198 - 193	18.89 - 18.89
115 - 116	184 - 182	17.93 - 17.87
109 - 113	173 - 167	16.91 - 16.79
105 - 108	159 - 158	15.83 - 15.95
102	147	14.93
93 - 96	137 - 135	13.79 - 13.85
89 - 90	125 - 124	12.83
84	115 - 114	11.93
77	-	-
68 - 71	-	-
65	-	-
56	-	-

Tabelle 3.4: Frequenzen und Modenordnungen des Instabilitätseffekts für stationäre Betriebspunkte der Maschine $\lambda = 60^\circ$, 1000min^{-1} .

<u>Stationäre Betriebspunkte</u>			
Drehzahl Ω:	$1000.12 \text{ min}^{-1} \cong 16.6\text{Hz}$		
Staffelungswinkel λ:	60°		
Modenordnung:	$\alpha = \frac{ f_{fest} \pm f_{rot} }{\Omega}$		
Bezug der KO-Systeme:			
Frequenzauflösung, OVL, AVG:	$\Delta f = 0.25\text{Hz}$, 90% Overlap, 500 Mittelungen		
Betriebspunkt φ	Raumfest f_{fest} [Hz]	Rotierend f_{rot} [Hz]	Modenordnung α
0.17	112.75	187	17
0.16	103.5	166.25	16
0.15	94.75	138.5	14
0.14	83.5	116.5	12
0.13	70	96.75	10
0.12	63.75	86.25	9
0.11	56.5	76.75	8
0.10	51	65.5	7

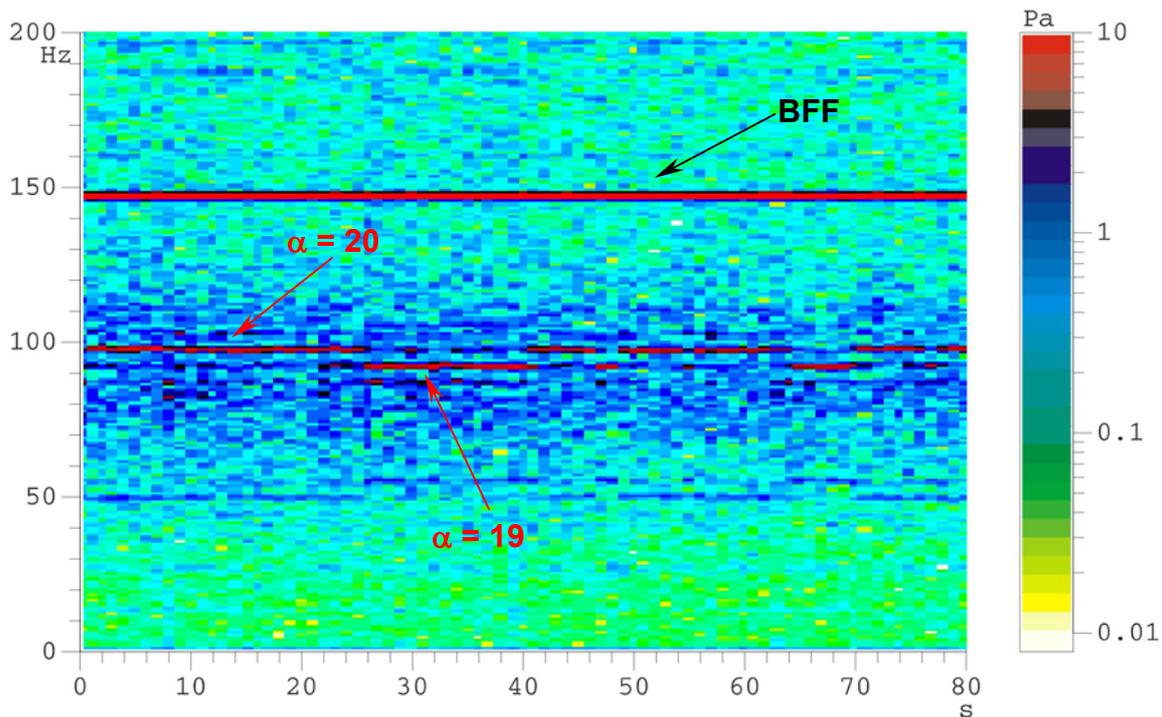


Abbildung 3.15: Wanddruckmessung bei stationären Betriebsbedingungen der Maschine an der Sprunggrenze des Instabilitätseffekts mit Wechsel der Modenordnung $\alpha = 19$ bzw. 20, $\lambda = 60^\circ$, 800min^{-1} , $\varphi = 0.1$.

3.2.3 Angeregte Stehwellen im Kanal

Luftsäulen, die sich in der Gehäusegeometrie des Verdichters, einem Rohrprüfstands Aufbau oder in Zuleitungen befinden, lassen sich zu einer harmonischen Folge von Eigenschwingungen anregen. Die dabei entstehenden stehenden Wellen, die Rohre selbst sind an den Schwingungsvorgängen unbeteiligt, können hohe Druckamplituden aufweisen und im Falle einer Resonanz mit Bauteileigenfrequenzen zu einer Beschädigung der mechanischen Struktur führen, vgl. Jungbauer [1997, 2000]. Die Frequenzen der Eigenschwingungen richten sich neben der Rohrlänge l danach, ob die Rohre einseitig offen, beidseitig offen oder geschlossen sind, z.B. Veit [1996]:

$$f_{\frac{1}{4}\lambda} = \frac{(2n-1)}{4 \cdot l} \cdot a \quad \text{für einseitig offene Rohre,}$$

$$f_{\frac{1}{2}\lambda} = \frac{n}{2 \cdot (l + \alpha)} \cdot a \quad \text{für beidseitig offene oder geschlossene Rohre,}$$

mit:

- $n = 1, 2, 3, \dots$ Ordnungszahl der Eigenschwingung,
- $l =$ Rohrlänge,
- $a =$ Schallgeschwindigkeit,
- $\alpha =$ Mündungskorrekturfaktor (nur für beidseitig offene Rohre).

Abbildung 3.16 zeigt, dass infolge der rotierenden Instabilitätseffekte akustische Stehwellen angeregt werden. Am Beispiel der Maschine mit Staffelungswinkel $\lambda = 60^\circ$, einer Drehzahl von 800min^{-1} und dem Betriebspunkt $\varphi = 0.15$ kann im Freifeld ein diskreter Ton bei ca. 76.75Hz gemessen werden, was der Anregung einer Stehwelle der Ordnungszahl $n = 3$ entspricht. Die Intensität erreicht hier bei der gegebene Anordnung im Abstand von 0.6m seitlich versetzt zur Ventilatorstufe einen Schalldruckpegel von ca. 70dB . Die Anregung einer Stehwelle ist auch durch eine Summen- oder Differenzfrequenz des Instabilitätseffekts oder einer Modulation, z.B. mit der Blattfolgefrequenz, möglich, *Abbildung 3.11*.

Die gemessenen Frequenzen stimmen nicht exakt mit den berechneten Frequenzen gemäß *Anhang Tabellen D10 – D12* überein. Ursache hierfür ist, dass aufgrund des druckseitigen Drosselkegels eine korrekte Berücksichtigung des Öffnungszustands nicht möglich ist und damit das Reflexionsverhalten am Austritt unbekannt ist. Ferner ist zu berücksichtigen, dass die Schallgeschwindigkeit, respektive die Temperatur, einen maßgeblichen Einfluss auf die theoretischen Frequenzen hat.

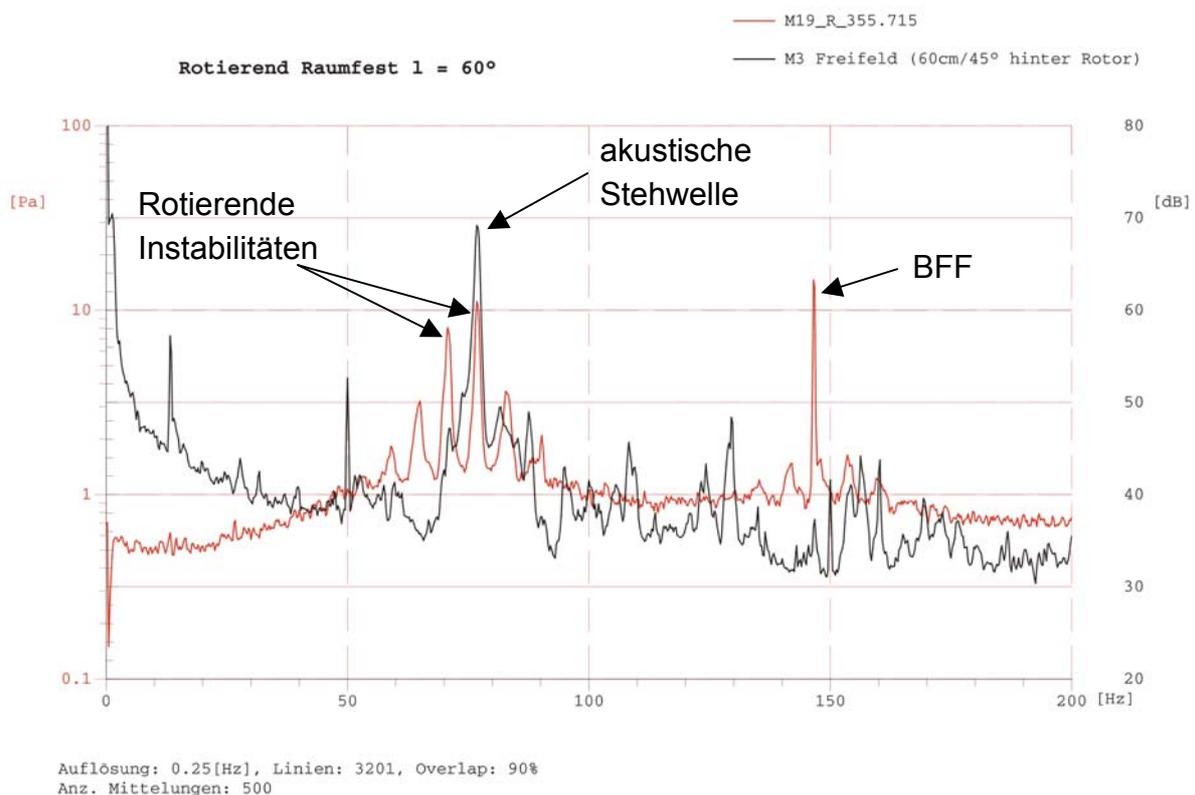


Abbildung 3.16: Anregung einer Stehwelle $f_{(n\cdot\lambda/2)}$, $n = 3$ in Folge Resonanz am Beispiel der Maschine $\lambda = 60^\circ$, $\varphi = 0.15$, 800min^{-1} , Prüfstandslänge 6.112m .

4 Numerische Untersuchung der Sekundärströmung im Zulauf und der Strömung im Blattspitzenbereich des Demonstrators

4.1 Ausgangshypothese

Abbildung 4.2 zeigt die Ergebnisse der Strömungssichtbarmachung eines 1-stufigen Niedergeschwindigkeitsventilators für eine Konfiguration mit kleiner und großer Spaltweite. Beim Androsseln der Maschine mit Spalt bildet sich stromauf im Bereich der Blattspitze ein Sekundärströmungsgebiet aus. Bei kleinem Spalt ist das Sekundärströmungsgebiet nicht vorhanden. Mittels Hitzdrahtmessungen stromauf des Rotors und im Kopfspalt haben Kameier [Kameier 1994] und Kameier und Neise [Kameier, Neise 1997] die Hypothese bestätigt, dass das Auftreten von rotierenden Instabilitäten mit einer Rückströmung im Kopfspalt korreliert. Bei inkompressibler Strömung zeigen Strömungsmaschinen mit einer gegen Null gehenden Spaltweite zwischen rotierenden Schaufeln und Gehäuse auch unter extremer aerodynamischer Last keine rotierenden Instabilitäten, *Abbildung 4.1*. Daraus leitet sich die Annahme ab, dass ein stromauf des Rotors liegendes Sekundärströmungsgebiet Ursache der Strömungsinstabilität ist, *Abbildung 4.3*. Sind die Modellannahmen korrekt, so muss bei Zunahme der Maschinenbelastung in Abhängigkeit von der Spaltweite Rückströmung im Spalt vorliegen. Die Ausbildung eines Sekundärströmungsgebiet im wandnahen Bereich des Zulaufs wird erwartet. Die Güte des eingesetzten numerischen Modells kann daher anhand einer Spaltweitenvariation bewertet werden.

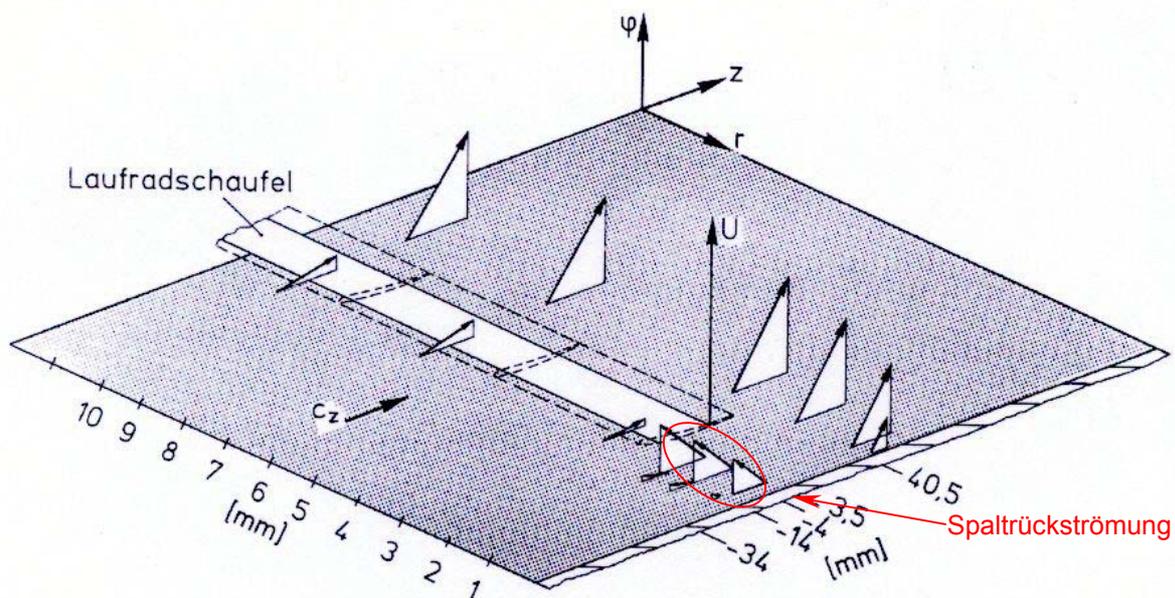


Abbildung 4.1: Mittels Hitzdrahtsensoren gemessene Geschwindigkeitsvektoren im Blattspitzenbereich des DLR Niedergeschwindigkeitsventilators. Rückströmung im Kopfspalt tritt nur bei Vorhandensein rotierender Instabilitäten auf, [Kameier 1994].

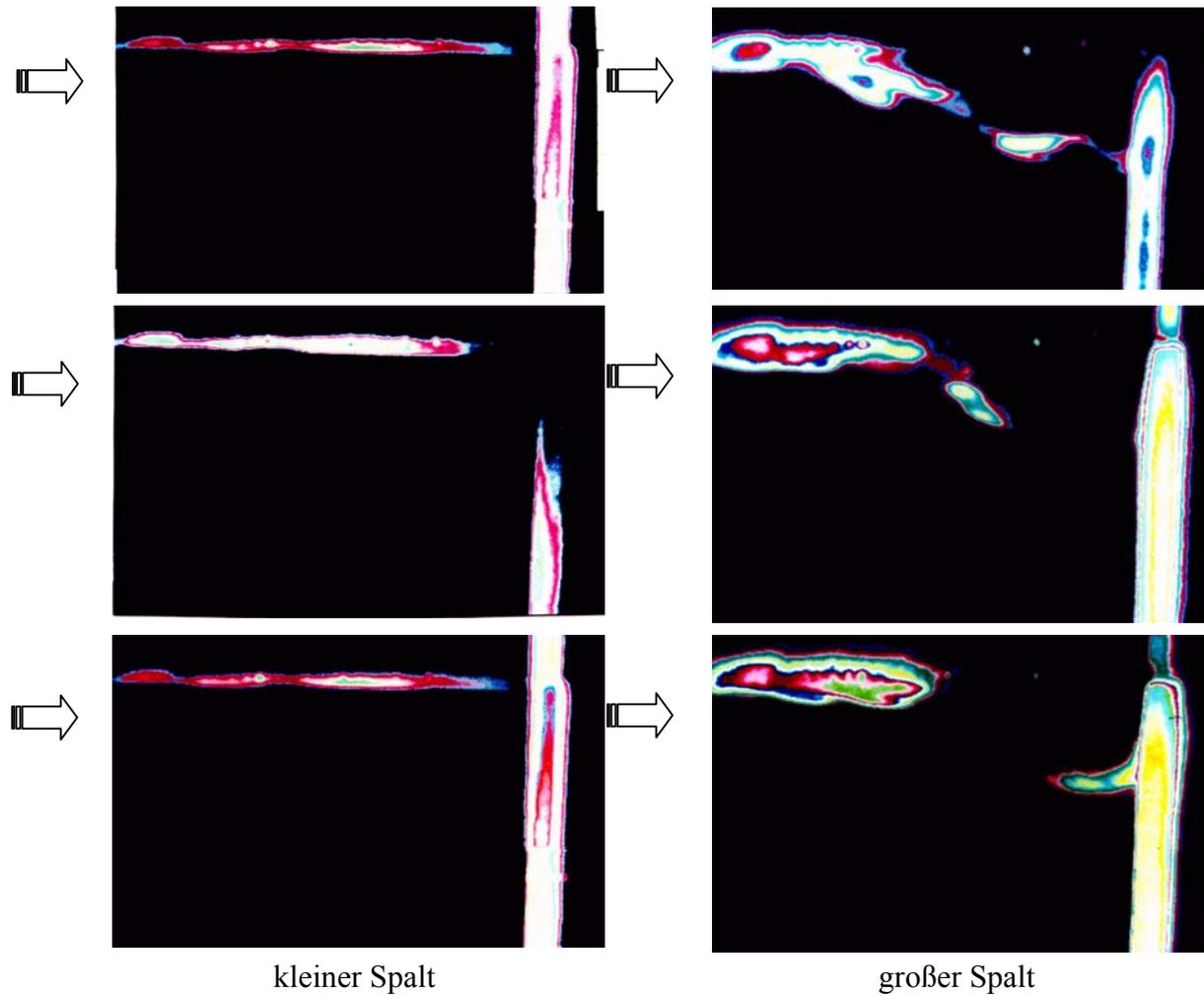


Abbildung 4.2: Strömungssichtbarmachung eines 1-stufigen Niedergeschwindigkeitsventilators beim Androsseln in der Konfiguration mit kleinem und großem Spalt [Kameier 1994].

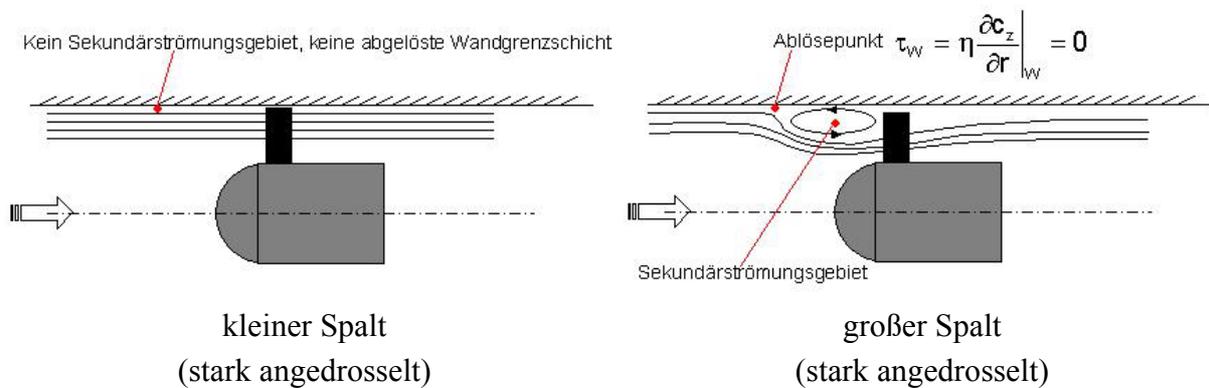


Abbildung 4.3: Modellannahme, dass das Sekundärströmungsgebiet stromauf des Rotors verantwortlich ist für das Auftreten der rotierenden Instabilität.

4.2 Gegenüberstellung der numerischen und experimentellen Ergebnisse

4.2.1 Numerisch berechnetes Kennfeld der Demonstratorstufe

Abbildung 4.4 zeigt die für den Staffelungswinkel $\lambda = 60^\circ$ im Experiment gemessene Kennlinie im Vergleich zu den Ergebnissen der Rechnungen für die Konfigurationen mit 2% und 4% Spaltweite. Für die Simulationsrechnungen erfolgt die Berechnung der Lieferzahl und der Druckzahl aus den berechneten Werten der Schnittebene des Kanalzulaufs und der Nabenkalotte sowie des Austritts der Nachlaufstrecke. Alle berechneten Größen werden massengemittelt.

Bei den numerisch ermittelten Kennlinien wird zwischen den folgenden Grundkonfigurationen unterschieden. Die Konfiguration „kurzer Zulauf“, mit den dimensionslosen Spaltweiten $s^* = 2\%$ und 4% , ist für Voruntersuchungen mit einem Rechennetz ohne die Kanalzulaufstrecke eingesetzt worden. Ab einem dimensionslosen Volumenstrom $\varphi < 0.11$ lassen sich für diese Konfiguration jedoch keine numerisch stabilen Rechnungen mehr durchführen. Ursache hierfür ist ein sehr stark ausgeprägtes Sekundärströmungsgebiet mit Rezirkulation im Gehäusebereich des Zulaufs, welches zu einer Verletzung der Randbedingungsdefinition seitens des Strömungslösers TascFlow führt. Für die Konfiguration „langer Zulauf“, mit den dimensionslosen Spaltweiten $s^* = 0\%$, 2% und 4% , ist aus diesem Grund das Rechennetz um ein Kanalstück in der Zuströmung erweitert worden. Die Betriebspunkte $\varphi > 0.18$ wurden als letzte berechnet, da sich bei den Auswertungen und Vergleichen herausstellte, dass das stationäre Berechnungsverfahren nur bedingt die realen Verhältnisse wiedergeben kann.

Bei dem Vergleich der Betriebspunkte ist zu beachten, dass die Rechnungen ohne das Nachleitrad durchgeführt wurden und somit die erreichte statische Druckerhöhung der Stufe kleinere Werte Δp_{stat} aufweisen muss. Die Rechnungen der Konfiguration mit langem Kanalzulauf zeigen im Vergleich zu den Messungen eine größere Meridiangeschwindigkeit und damit höhere Werte für den dimensionslosen Volumenstrom φ . Wird die Druckerhöhung des Stators für eine zweidimensionale, inkompressible Strömung und drallfreie Statorabströmung mittels der Impulserhaltung wie folgt abgeschätzt, lässt sich zeigen, dass bis zu 50% des Gesamtstufendruckverhältnisses vom Nachleitrad geleistet wird:

$$\Delta p_{Stator} = \frac{\rho}{2} (c_{2u}^2 - c_{3u}^2) \approx 20 \text{ Pa},$$

mit

$$\begin{aligned} c_{2u} &\approx 6 \text{ m/s}, \\ c_{3u} &\approx 0 \text{ m/s, drallfreie Abströmung,} \\ c_{Tip} &\approx 20 \text{ m/s,} \\ \rho &\approx 1.16 \text{ Kg/m}^3 \end{aligned}$$

und

$$\varphi = 0.18, \Delta p_{Rotor} = 20 \text{ Pa.}$$

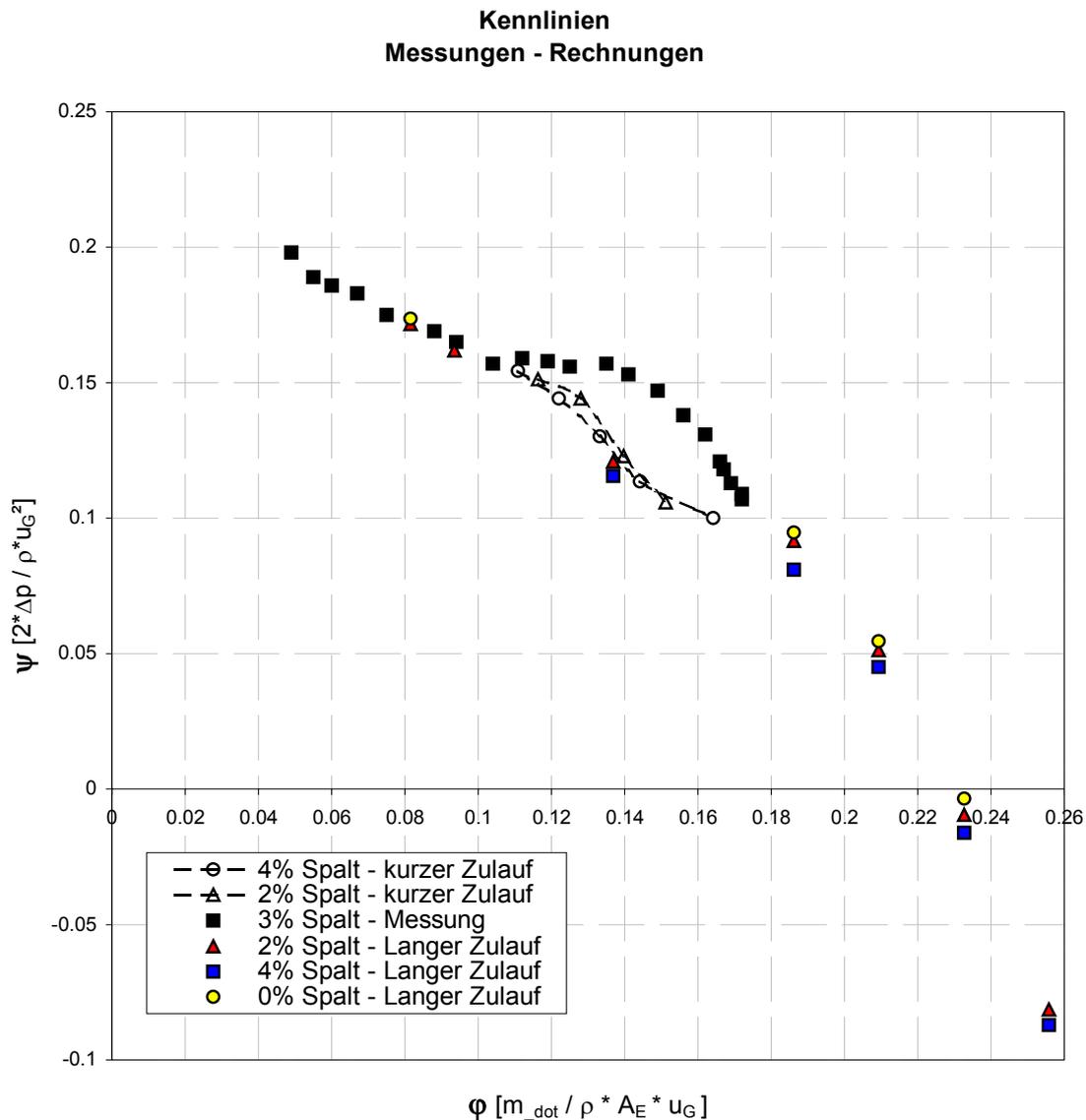


Abbildung 4.4: Experimentell und numerisch ermittelte Kennlinien für den Stafflungswinkel $\lambda = 60^\circ$

4.2.2 Numerisch berechnete Strömungsgrößen im Zu- und Nachlauf

Für die Berechnung der Geschwindigkeitsprofile und Winkelverteilungen werden die numerischen Strömungsgrößen der axialen Schnittebenen im Zu- und Nachlauf des Rotors herangezogen, die den Schnittstellenebenen entsprechen, *Abbildung 2.9*. Die Darstellung der Größen erfolgt massen- und umfangsgemittelt auf koaxialen Zylinderschnitten der Knotenebenen I-K = konstant. Die Zuströmebene stimmt exakt mit der gemessenen Zuströmebene überein. Die gemessene Abströmebene befindet sich ca. 10mm vor der axialen Schnittebene, die für die numerische Simulation herangezogen wurde. Da die gerechneten Betriebspunkte aufgrund des fehlenden Stators nicht exakt mit den gemessenen übereinstimmen können, ist für den Vergleich folgender Betriebspunkt herangezogen worden:

<u>Messung</u>		<u>Rechnung</u>	
φ_{Messung}	= 0.17	$\varphi_{\text{Rechnung}}$	= 0.186
ψ_{Messung}	= 0.107	ψ_{Rechnung}	= 0.091

Die *Abbildung 4.5* bis *Abbildung 4.14* zeigen jeweils die Rechen- und Messergebnisse der Zu- und Abströmung. Die Validierung der numerischen Ergebnisse mit den gemessenen Strömungsgrößen erfolgt auf Basis der Simulationsrechnungen mit langem Kanalzulauf bei $\lambda = 60^\circ$, bei 2% Spaltweite und einer Betriebsdrehzahl von 800min^{-1} .

In der Zuströmung lassen sich über weite Bereiche der Schaufelhöhe die Winkel- und Geschwindigkeitsverteilungen mittels der Rechnungen quantitativ gut bestimmen. Im nahen Wandbereich der Nabenzu- und Abströmung lassen die Rechnungen noch eine gute Vorhersage des Trends zu, jedoch sind in diesem Bereich große quantitative Abweichungen festzustellen. Die gute Übereinstimmung in der Zuströmung kann im wesentlichen durch die ungestörte und drallfreie Zu- und Abströmung erklärt werden. Bedingt durch die Größe der pneumatischen 5-Lochsonde und des eingeschränkten Winkelbereichs des Auswerteverfahrens ist in Wandnähe mit einem erhöhten Messfehler zu rechnen. Dieser Messfehler kann zu den beobachteten großen quantitativen Abweichungen zwischen Rechnung und Messung führen. Die extremen Abweichungen im Bereich von ca. 10% - 15% der Schaufelhöhe lassen auf einen Ausreißer bei den Messungen schließen.

In der Abströmung kann nur eine quantitative Übereinstimmung von Messung und Rechnung festgestellt werden. Während die Verteilungen der Relativ- und Umfangsgeschwindigkeit noch eine annehmbare Übereinstimmung zeigen, weist die Abweichung in der Abströmwinkelverteilung eine Differenz von bis zu 20° auf. Ein größerer Relativwinkel β'_2 kann bei der eingesetzten Beschauung auf eine größere Erstreckung der abgelösten Profilhenschicht in Umfangsrichtung deuten. Die genaue Ursache der großen Abweichung kann anhand der vorliegenden Daten jedoch nicht geklärt werden. Insbesondere die Ergebnisse der Rechnung lassen in Gehäusenähe auf ein ausgeprägtes Sekundärströmungsgebiet schließen, da die Gradienten der Abströmwinkelverteilung, der Relativgeschwindigkeit und der Umfangsgeschwindigkeit einen Vorzeichenwechsel aufzeigen. Die gemessenen Geschwindigkeitsprofile und Winkelverteilungen lassen ebenfalls auf das Vorhandensein eines Sekundärströmungsgebietes schließen. Hinsichtlich der Intensität und räumlichen Erstreckung ist es aber deutlich kleiner ausgeprägt. Aufgrund der mäßigen Anzahl wandnaher Messpunkte ist eine weitere Interpretation nicht möglich.

Grundsätzlich kann festgestellt werden, dass das numerische Modell der Axialventilatorstufe für die angestrebten Grundlagenuntersuchungen ausreichend ist. Die numerisch berechneten Betriebspunkte können eindeutig dem Kennfeld zugeordnet werden und die Übereinstimmung der aerodynamischen Ergebnisse ist ausreichend, um mit dem numerischen Modell die Strömungsverhältnisse qualitativ richtig wiederzugeben.

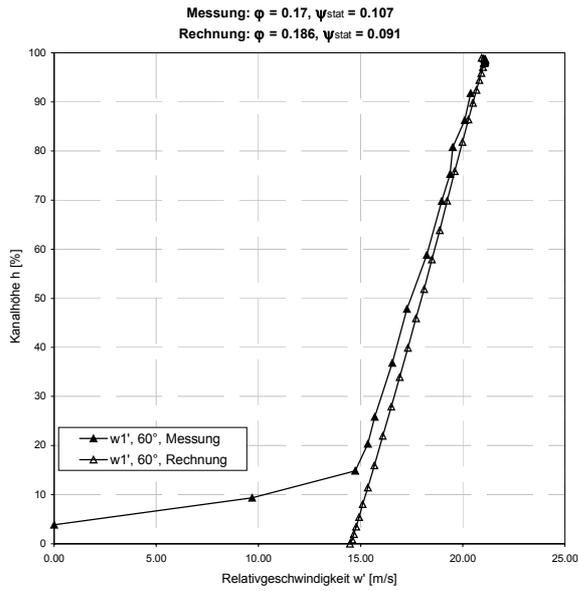


Abbildung 4.5: Gemessenes und berechnetes Relativgeschwindigkeitsprofil der Zuströmung. $n = 800\text{min}^{-1}$.

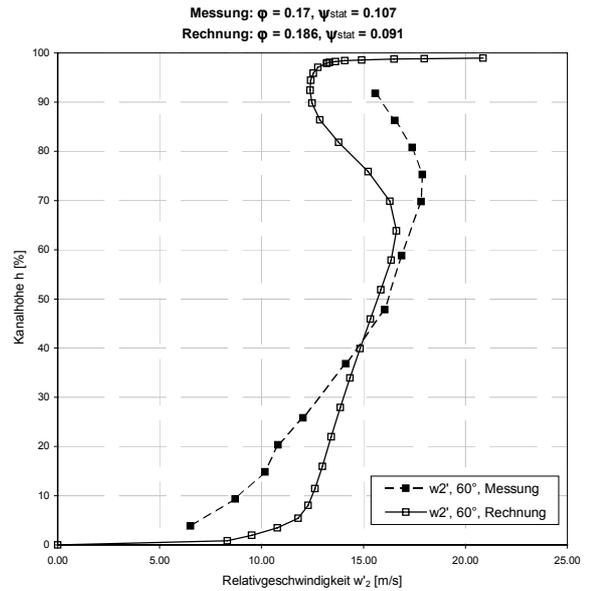


Abbildung 4.6: Gemessenes und berechnetes Relativgeschwindigkeitsprofil der Abströmung. $n = 800\text{min}^{-1}$.

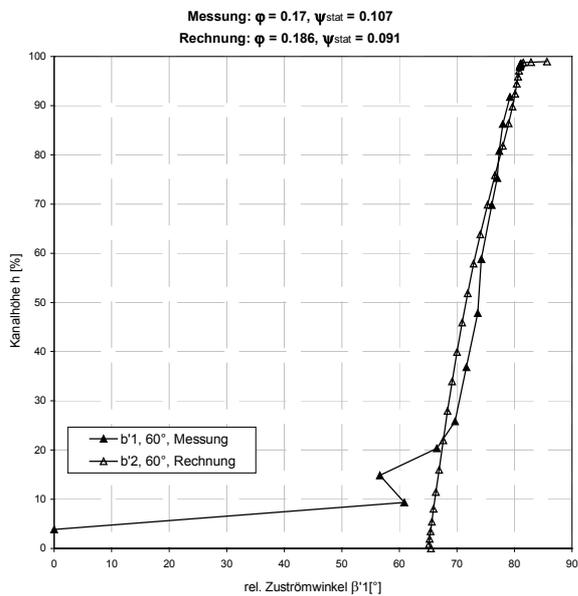


Abbildung 4.7: Gemessene und berechnete Relativwinkelverteilung der Zuströmung. $n = 800\text{min}^{-1}$.

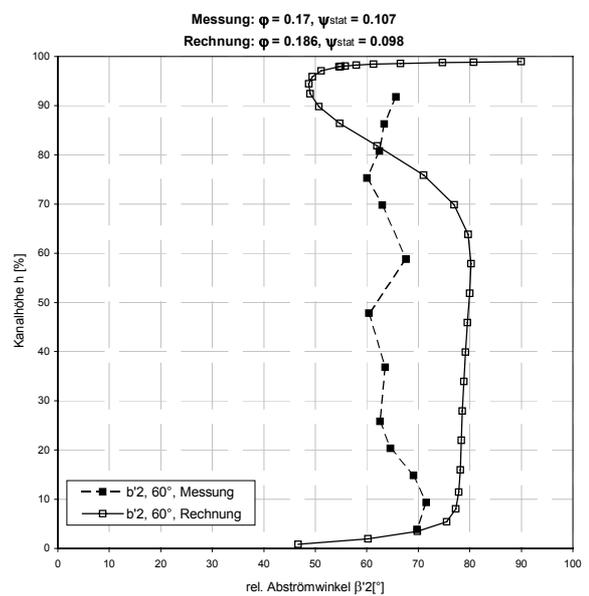


Abbildung 4.8: Gemessene und berechnete Relativwinkelverteilung der Abströmung. $n = 800\text{min}^{-1}$.

4 Numerische Untersuchung der Sekundär- und Spaltströmung des Demonstrators

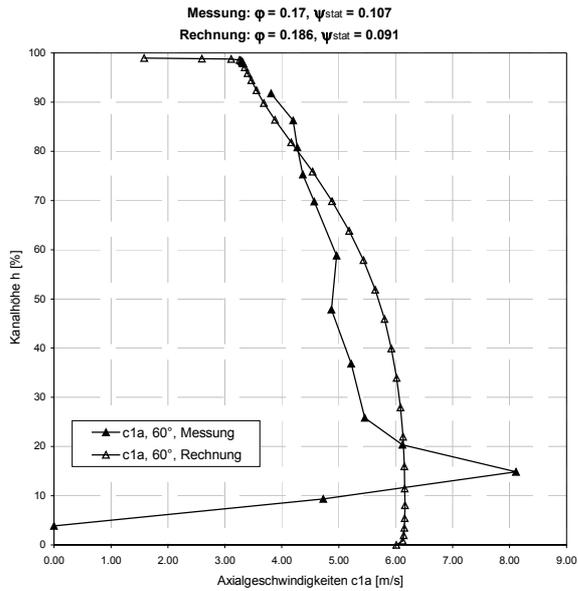


Abbildung 4.9: Gemessene und berechnete Axialgeschwindigkeitsverteilung der Zuströmung. $n = 800\text{min}^{-1}$.

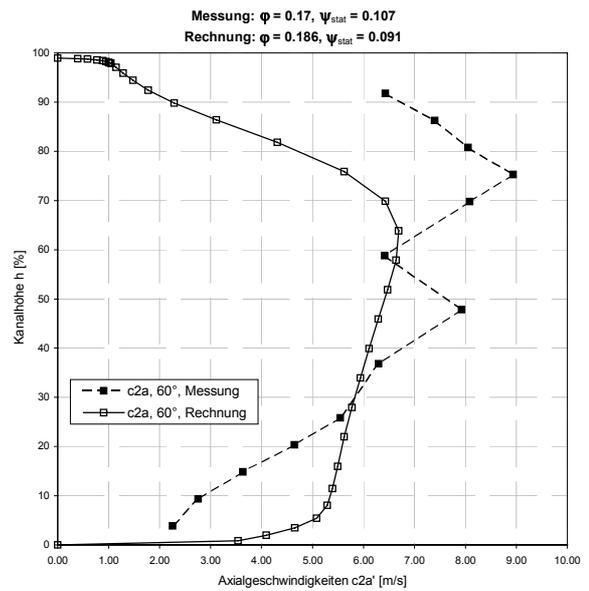


Abbildung 4.10: Gemessene und berechnete Axialgeschwindigkeitsverteilung der Abströmung. $n = 800\text{min}^{-1}$.

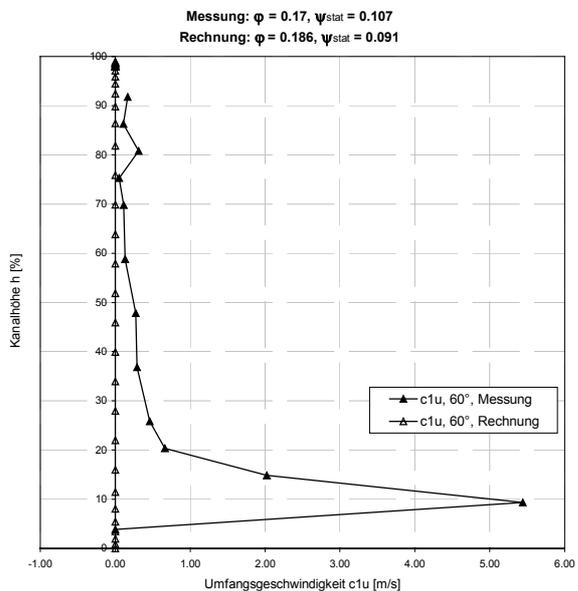


Abbildung 4.11: Gemessene und berechnete Umfangsgeschwindigkeitsverteilung der Zuströmung. $n = 800\text{min}^{-1}$.

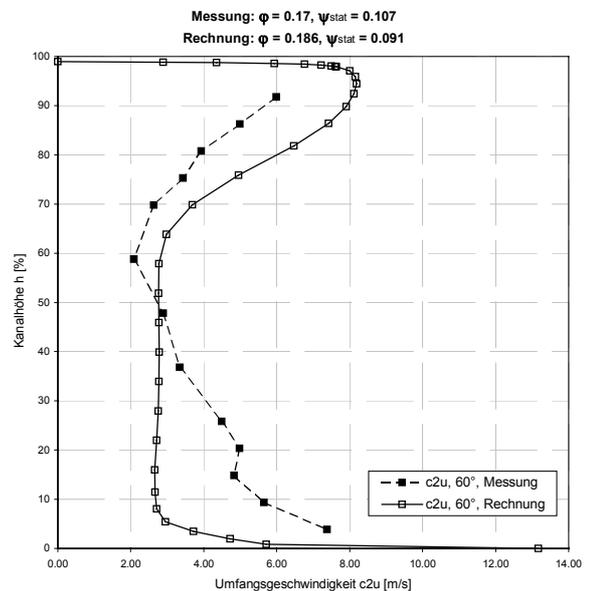


Abbildung 4.12: Gemessene und berechnete Umfangsgeschwindigkeitsverteilung der Abströmung. $n = 800\text{min}^{-1}$.

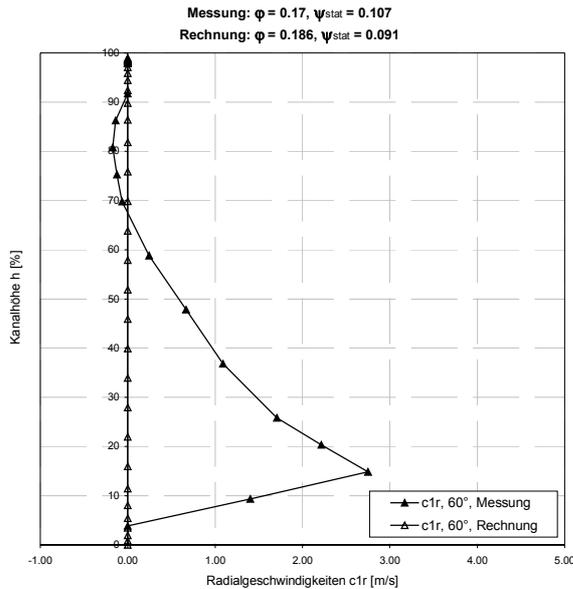


Abbildung 4.13: Gemessene und berechnete Radialgeschwindigkeitsverteilung der Zuströmung. $n = 800\text{min}^{-1}$:

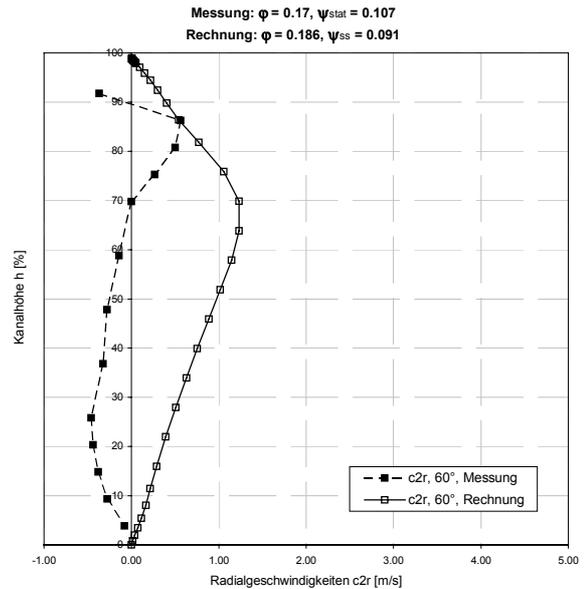


Abbildung 4.14: Gemessene und berechnete Radialgeschwindigkeitsverteilung der Abströmung. $n = 800\text{min}^{-1}$.

4.3 Ergebnisse der numerischen Untersuchungen

Instationäre Wirbelablösungen der Gehäuse- oder Profilmittellinien können durch den stationären Modellansatz nur im zeitlichen Mittel berechnet werden. *Abbildung 4.15* zeigt die Ergebnisse einer Wirbelablösung für einen instationären bzw. einem stationären Rechenansatz. Die grundsätzliche Interpretation der Grenzschicht mittels des stationären Ansatzes ist möglich, die exakten physikalischen Vorgänge können jedoch nicht beschrieben werden. Eine Bewertung der Auswirkungen des Spaltes auf lokale Ablösungen im Blattspitzenbereich oder rotierende Instabilitäten ist darum nur indirekt möglich.

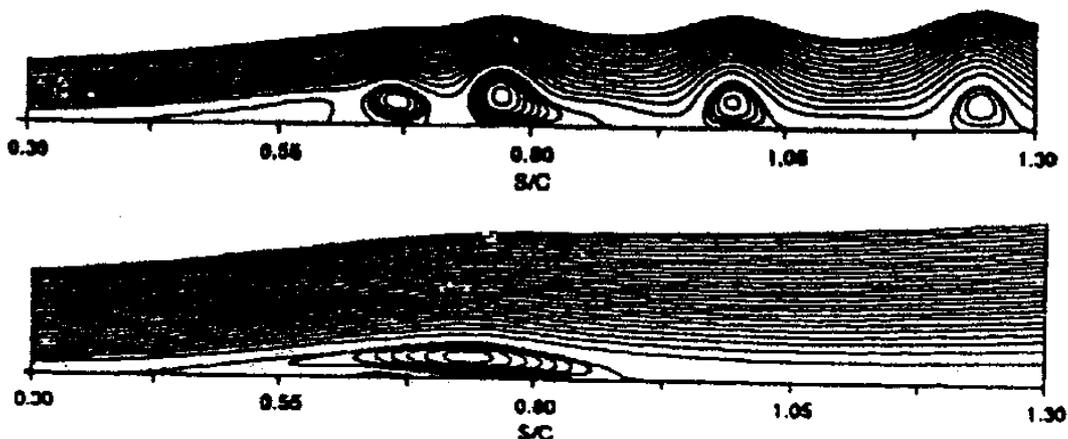


Abbildung 4.15: Momentaner und zeitlich gemittelter Stromlinienverlauf einer Ablösung an einer ebenen Platte, [Muti Lin, 1993].

4.3.1 Sekundärströmungen stromauf des Rotors bei Variation der Schaufelbelastung

Die *Abbildung 4.16* bis *Abbildung 4.18* zeigen die Ergebnisse der Simulationsrechnungen der Betriebspunkte $\varphi = 0.23$, $\varphi = 0.18$ und $\varphi = 0.08$ für die auf die Sehnenlänge bezogene, dimensionslose Spaltweite $s^* = 2\%$.

Für $\varphi = 0.23$ können nur abgelöste Profilhrenzschichten im Blattspitzenbereich gezeigt werden. Die Ablösungen haben keine Stromaufwirkung und es tritt keine Ablösung der gehäusenahen Wandgrenzschicht im Zulauf auf.

Wird die Maschine angedrosselt, zeigen die Ergebnisse neben abgelösten Profilhrenzschichten im Blattspitzenbereich, dass die Zuströmung nahe der Gehäusewand abreißt und sich ein Sekundärströmungsgebiet mit einer ausgeprägten Wirbelstruktur ausbildet, vgl. *Abbildung 4.16* und *Abbildung 4.17*. Das Wirbelzentrum befindet sich, unabhängig vom Drosselzustand, in einem Abstand von ca. einer Sehnenlänge vor dem Rotor bei etwa 70% der Schaufelhöhe. Die Drehachse des Wirbel entspricht der Maschinenachse wobei die höchsten Geschwindigkeiten nahe der Wand auftreten. Mit zunehmender Druckumsetzung nimmt die axiale Erstreckung des Sekundärströmungsgebietes zu und reicht bei dem Betriebspunkt $\varphi = 0.08$ bis weit in die Zuströmung, vgl. *Abbildung 4.18*. Die Sekundärströmung bewirkt dabei einen meanderförmigen Massentransport entgegen der Hauptströmung. In radialer Richtung ist das Sekundärströmungsgebiet, trotz Zunahme der Schaufelbelastung, auf den Blattspitzenbereich beschränkt.

Ab dem Betriebspunkt $\varphi = 0.18$ kann eine starke Stromaufwirkung des Sekundärströmungsgebiets gezeigt werden. Die Ergebnisse lassen sicher den Schluss zu, dass ab Betriebspunkten $\varphi < 0.13$ der Blattspitzenbereich infolge abgelöster Profil- und Wandgrenzschichten, ähnlich einer rotierenden Ablösung, vollständig verblockt ist und somit die Stabilitätsgrenze der Maschine erreicht oder überschritten ist. Die Kanalverblockung ist nur auf den Blattspitzenbereich beschränkt, da sich der hohe und konstante Staffelungswinkel bei einer Reduzierung des Volumenstroms positiv auf die Schaufelanströmung an der Nabe und in der Kanalmitte auswirkt. Demzufolge tritt auch bei sehr kleinen Volumenströmen kein vollständiger Strömungsabriss über der gesamten Schaufelhöhe auf.

In den Darstellungen ist ein numerischer Fehler der Stufenschnittstellen infolge nicht deckungsgleicher Volumen der *Flux-Elemente* respektive der Knotenverteilungen zu erkennen. Der Fehler führt, insbesondere in *Abbildung 4.16c*, zu einem extrem starken Gradienten der wandnahen Geschwindigkeitsverteilung.

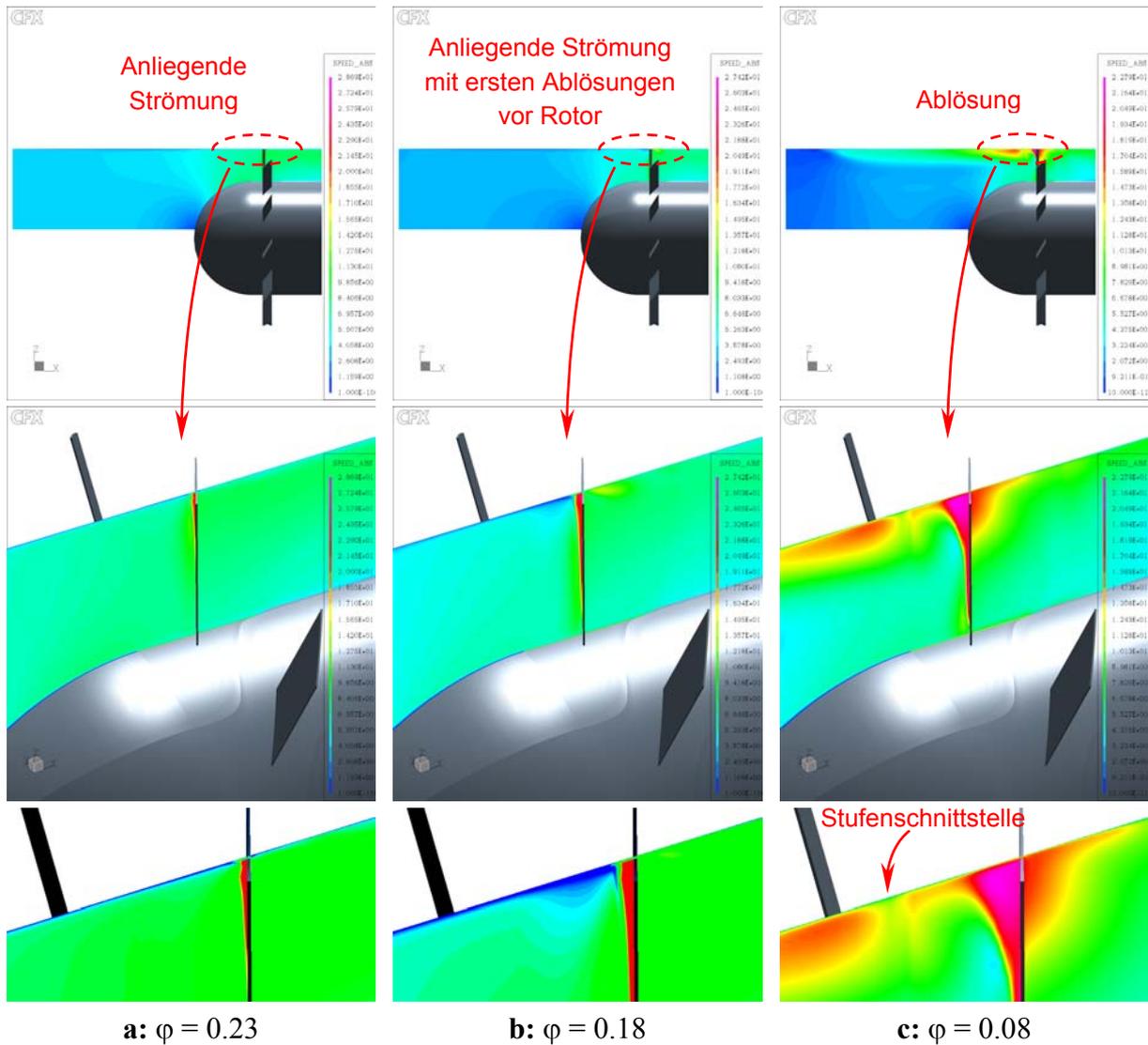


Abbildung 4.16: Verteilung des Betrags der Absolutgeschwindigkeit im Meridianschnitt, $s^* = 2\%$, $n = 800\text{min}^{-1}$.

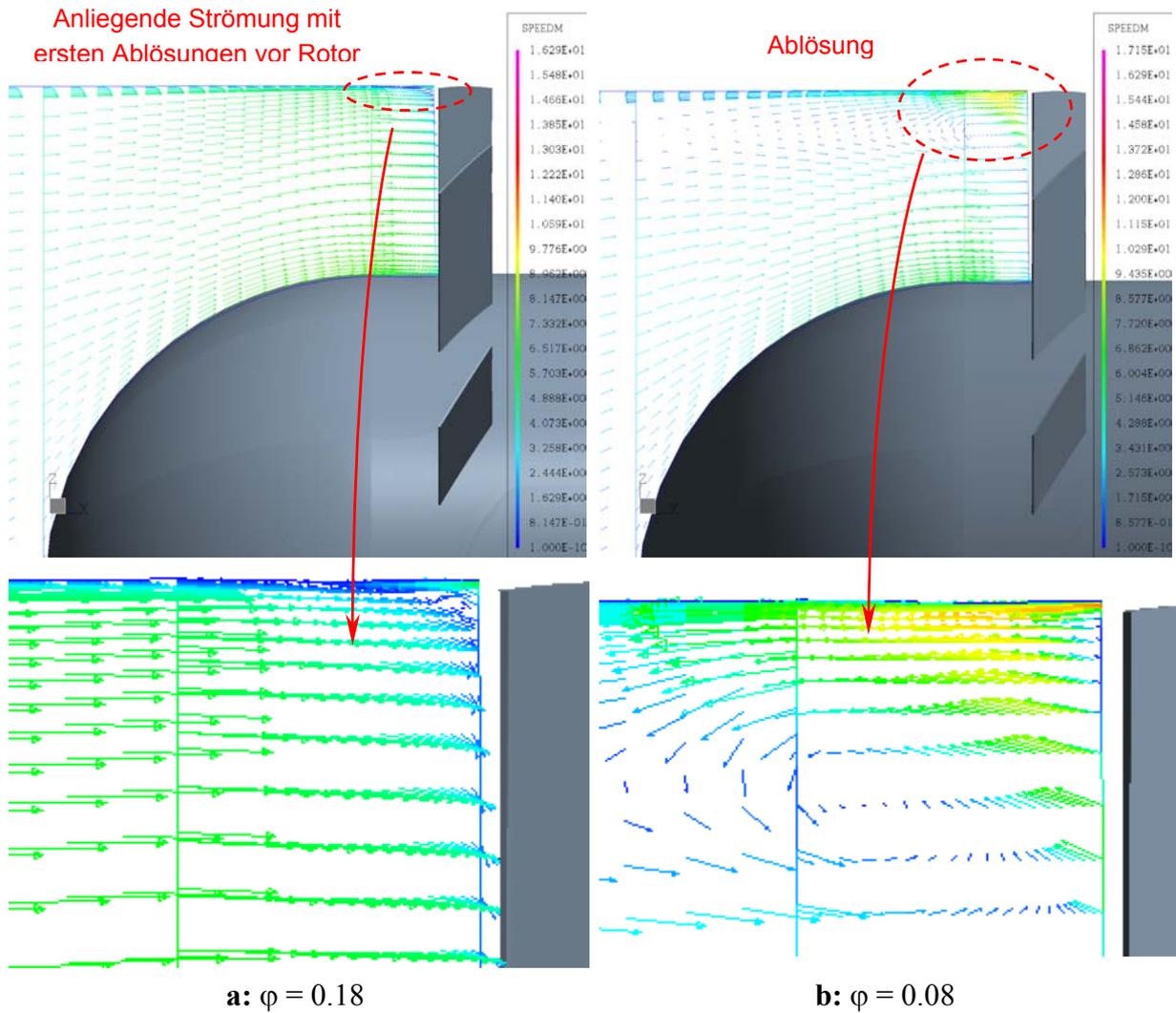


Abbildung 4.17: Vektoren der Meridiangeschwindigkeit, $s^* = 2\%$, $n = 800\text{min}^{-1}$.

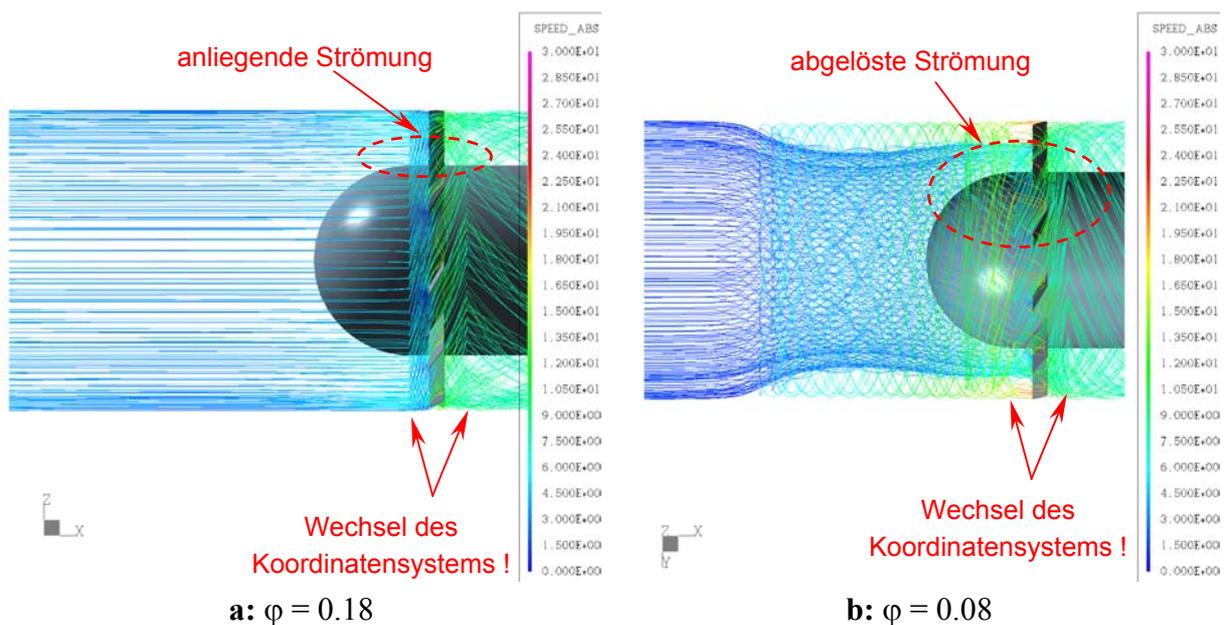


Abbildung 4.18: Gerechnete Stromlinien der Absolutströmung des wandnahen Bereiches, $s^* = 2\%$, $n = 800\text{min}^{-1}$.

4.3.2 Sekundärströmungen stromauf des Rotors bei Variation der Spaltweite

Um den Einfluss des Spaltes zu untersuchen, sind Simulationsrechnungen mit den Spaltweiten $s^* = 2\%$, $s^* = 4\%$ und ohne Kopfspalt durchgeführt worden. Bereits die Verläufe der berechneten Kennlinien zeigen die erwartete geringere Druckumsetzung mit zunehmender Spaltweite. *Tabelle 4.2* zeigt im direkten Vergleich die prozentuale Abweichung der Druckumsetzung zu der jeweils kleineren Spaltweite. Erwartungsgemäß zeigen die Ergebnisse der Spaltweitenvariation eine vergleichsweise moderate Abnahme der Druckumsetzung bei zunehmender Spaltweite. Für Betriebspunkte rechts im Kennfeld, ohne Ablösung der Profilgrenzschichten im Blattspitzenbereich, zeigen die Ergebnisse eine moderate Abweichung der Druckumsetzung für die kleine Spaltweite aber einen starken Abfall der Druckumsetzung bei der großen Spaltweite.

Tabelle 4-1: Kennfeldgrößen bei Variation der Spaltweite.

φ	$s^* = 0\%$	$s^* = 2\%$	$s^* = 4\%$
	ψ	ψ	ψ
0.08	0.174	0.172	-
0.13	-	0.121	0.116
0.18	0.095	0.092	0.081
0.21	0.055	0.052	0.045

Tabelle 4.2: Direkter Vergleich der Druckerhöhung ψ für die Spaltweiten $s^* = 0\%$ und 2% , $s^* = 2\%$ und 4% .

φ	$s^* = 0\% \rightarrow 2\%$	$s^* = 2\% \rightarrow 4\%$
	[in %, gerundet]	[in %, gerundet]
0.08	1.1	-
0.13	-	4.1
0.18	3.1	11.9
0.21	5.4	13.4

Für den Betriebspunkt $\varphi = 0.08$ wird die Strömungscharakteristik durch den Spalt nicht wesentlich beeinflusst. Grundsätzlich zeigt das *Abbildung 4.19* für die Maschine mit und ohne Spalt ein qualitativ ähnliches Ergebnis. In der Zuströmung bildet sich ein Sekundärströmungsgebiet aus, wobei das Sekundärströmungsgebiet der Maschine ohne Spalt eine geringere axiale Erstreckung im Zulauf aufweist. Der Spalt ist somit nicht der primäre Auslöser für das Sekundärströmungsgebiet, sondern es ist die Folge abgelöster Profilgrenzschichten. Unterschiede in der Strömungscharakteristik lassen sich im Vergleich nur im Detail aufzeigen.

Die axiale Erstreckung des Wirbelkerns infolge abgelöster Profilgrenzschichten bzw. das Gebiet hoher Geschwindigkeiten reicht in der Konfiguration mit Spalt sehr weit in die Zuströmung. Die Folge ist ein Ablösen der Gehäusewandgrenzschichten in der Zuströmung ca. zwei Sehnenlängen stromauf des Rotors. Die Schaufelbelastung im Bereich der

Blattspitzen ist ohne den Spalt kleiner. Die Profilmgrenzschicht reißt zwar ebenfalls vollständig ab, der sich ausbildende Wirbel weist jedoch kleinere Geschwindigkeiten auf und reicht nicht so weit in die Zuströmung. Damit ist die axiale Erstreckung des sich ausbildenden Sekundärströmungsgebiets kleiner.

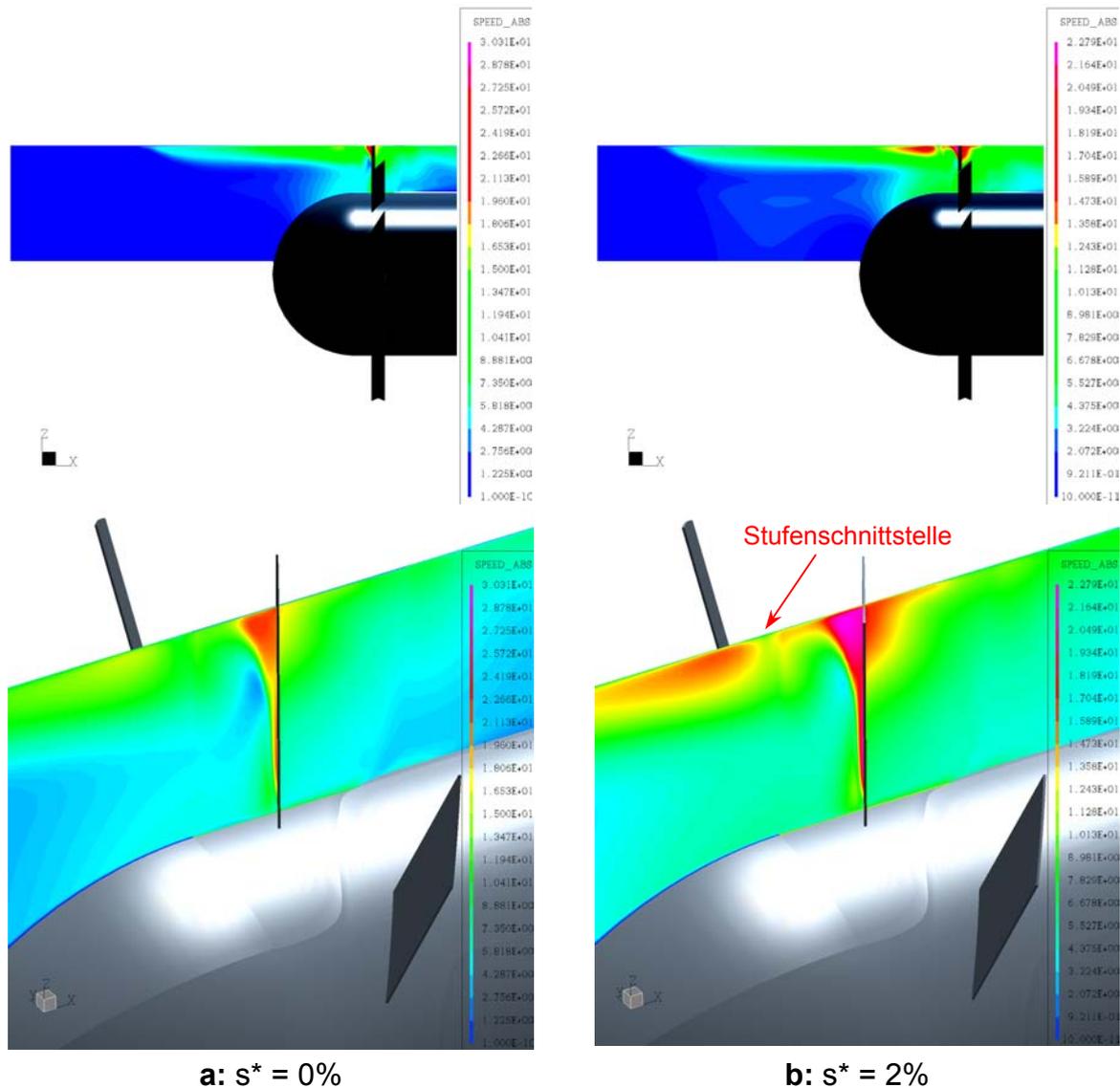


Abbildung 4.19: Verteilung des Betrags der Absolutgeschwindigkeit im Meridianschnitt bei $\varphi = 0.08$, $n = 800\text{min}^{-1}$.

Rotierende Instabilitäten treten bei Betrieb auf der Primärcharakteristik nahe der Stabilitätsgrenze auf. Die Intensität des Effektes ist dabei abhängig von der Maschinenbelastung und bei inkompressibler Strömung abhängig von der Spaltweite. Ferner kann im Experiment gezeigt werden, dass bei Auftreten des Effektes Rückströmung im Spalt vorliegen muss. Als Ursache rotierender Instabilitäten werden lokale Ablösungen im Blattspitzenbereich infolge einer zu hohen Schaufelbelastung vermutet. Für Betriebspunkte $\varphi < 0.18$ wurde gezeigt, dass die Profilmströmung im Blattspitzenbereich vollständig abgelöst ist und zu einer Teilverblockung des Kanals führt. Der Schwerpunkt wird daher auf den Betriebsbereich $\varphi > 0.18$ gelegt.

5 Diskussion der Ergebnisse

5.1 Klassifizierung der Instabilitätsphänomene mittels statistischer Methoden

Sofern in Strömungsmaschinen strömungsinduzierte Schaufelschwingungen auftreten, die von ihrer Frequenz nicht mit einem Vielfachen der Rotorfrequenz (Drehzahl) übereinstimmen, werden als Erklärung meist die sogenannten akustische Resonanzen [Parker, 1984 und Parker u. Stonemann, 1995] oder Flattern herangezogen. Mitunter sind die tatsächlichen Anregungsmechanismen der Druckschwankungen aber unbekannt. Prinzipiell lassen sich die strömungsinduzierten Anregungsmechanismen nach ihrer Herkunft klassifizieren und abgrenzen, vgl. *Abbildung 5.1*. Grundsätzlich kann bei den strömungsinduzierten Schaufelschwingungen zwischen fremd- und selbsterregten Anregungsmechanismen unterschieden werden. Zu den fremderregten Anregungsmechanismen zählen neben den drehzahlharmonischen Anregungsmechanismen, wie z.B. Rotor- und Statorfolgefrequenzen, jegliche von außen auf das System eingebrachte Störungen der Strömung sowie Wechselwirkungen zwischen Rotor und Stator [Tyler, Sofrin, 1962]. Zu den selbsterregten strömungsinduzierten Schwingungen zählen hier das rotierende Abreißen, die rotierende Instabilitäten, die akustische Resonanzen sowie das Flattern.

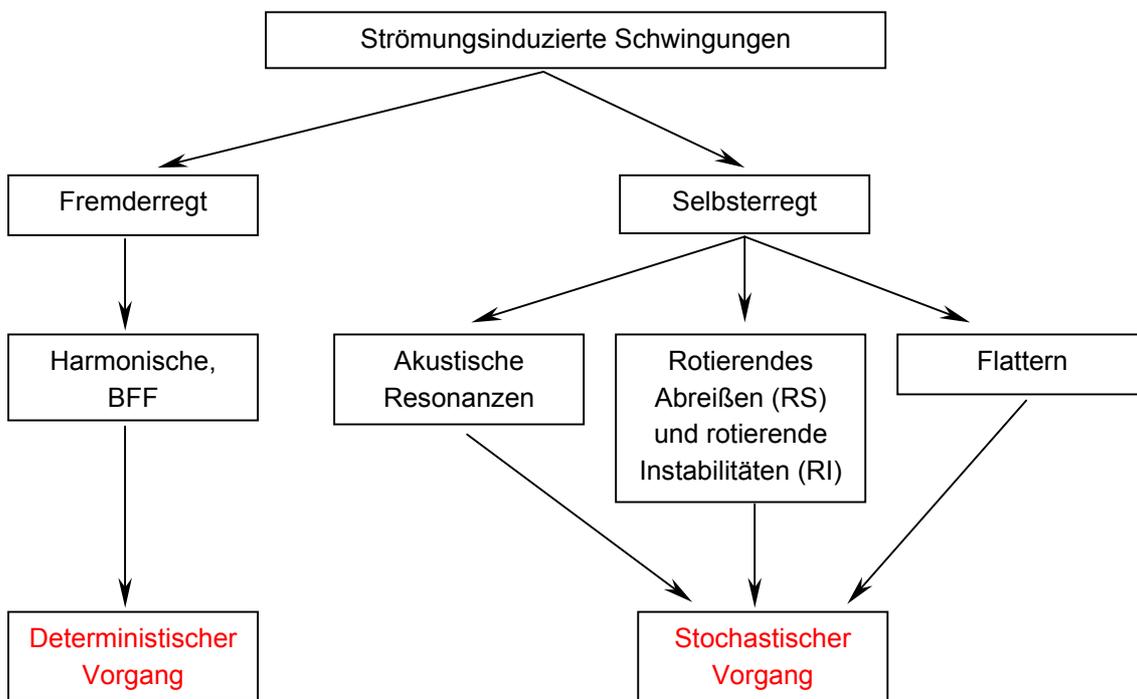


Abbildung 5.1: Klassifizierung der durch die Strömung induzierten Schwingungen.

5.1.1 Statistischer Ansatz zur Bewertung instationärer Vorgänge

Der Ansatz für die Bewertung der Schaufelschwingungen sowie der Anregungsmechanismen beruht auf der Kombination der Methoden der Korrelationsanalysen, bekannt aus der Akustik und Signaltechnik [Kameier, 1994] und den statistischen Methoden der Betriebsfestigkeit bzw. der Lebensdauerberechnung [Witte, Ziegenhagen, 1998]. Frühere Untersuchungen haben gezeigt, dass bei strömungsinduzierten Schaufelschwingungen die zu beobachteten Schwingungsamplituden nicht konstant sind, sich aber mittels Häufigkeitsverteilungen beschreiben lassen [Bendat, Piersol, 1980]. Deterministische Vorgänge sind dabei streng mathematisch fassbar und in ihrem Ablauf eindeutig vorhersagbar. Stochastische Vorgänge lassen sich hingegen nur statistisch beschreiben, und ihre Vorhersage ist nur auf Grundlage von Wahrscheinlichkeiten möglich. Es kann gezeigt werden, dass sich fremderregte strömungsinduzierte Störungen durch ein deterministisches Schwingungsverhalten charakterisieren lassen, und die Häufigkeiten der Amplituden mit Hilfe der Gauß'schen Normalverteilung beschrieben werden können. Selbsterregte strömungsinduzierte Schaufelschwingungen zeigen dagegen ein stochastisches Schwingungsverhalten und die Häufigkeiten der Amplituden lassen sich mit Hilfe einer Rayleigh Verteilung beschreiben [Witte, Ziegenhagen, 1998]. Durch die Beschreibung der Schwingungsamplituden mittels statistischer Verteilungsfunktionen ist es möglich, Rückschlüsse hinsichtlich des Anregungsmechanismus zu folgern. Neben der Frequenz und der Amplitude aus der gewöhnlichen FFT Analyse ist somit noch die zeitliche Entwicklung statistisch auszuwerten, um auf die physikalische Ursache der Schwingung rückschließen zu können. Dieses bereitet in der Praxis jedoch große Probleme, da in der Regel die Frequenzspektren zunächst gemittelt werden müssen, um stochastische Störanteile zu eliminieren. Mit einer Mittelung geht aber die Information der zeitlichen Entwicklung verloren.

Gaußsche Normalverteilung

Bei der Gauß'schen Normalverteilung handelt es sich um eine symmetrische Verteilung. Für die Standardabweichung $\sigma = 1$ liegt die Symmetrieachse im Koordinatenursprung. Die mathematische Form lautet:

$$f(x) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \cdot e^{-\frac{(x-\mu)^2}{2\sigma^2}}, \quad \text{mit:} \quad [5.1]$$

σ = Standardabweichung

μ = arithmetischer Mittelwert

Rayleigh Verteilung

Die unsymmetrische Rayleigh-Verteilung ist eine vereinfachte Form der Weibull-Verteilung, mit:

$$f(x) = \frac{\pi}{2} \cdot \frac{x}{\mu^2} \cdot e^{-\frac{\pi}{4} \left(\frac{x}{\mu}\right)^2}. \quad [5.2]$$

Mittels des analytisch beschreibbaren Modus „c“ (Wert maximaler Häufigkeit) ergibt sich folgende Vereinfachung:

$$f(x) = \frac{x}{c^2} \cdot e^{-\frac{x^2}{2c^2}}, \quad \text{mit:} \quad [5.2a]$$

$$\mu = \sqrt{\frac{\pi}{2}} \cdot c \Rightarrow c = \sqrt{\frac{2}{\pi}} \cdot \mu. \quad [5.3]$$

5.1.2 Klassifizierung der Instabilitätsphänomene

In gleicher Weise, wie der Vorgang einer schwingenden Schaufel statistisch beschrieben werden kann, ist auch die Beschreibung einer Anregung möglich. Am folgenden Beispiel des Betriebspunkts $\varphi = 0.10$ der Maschine mit $\lambda = 40^\circ$, *Abbildung 5.2 – 5.4*, werden die Häufigkeiten der Amplituden von rotierendem Abreißen und der Blattfolgefrequenz statistisch beschrieben. Die Amplituden bei den entsprechenden Frequenzen werden aus den berechneten Frequenzspektren ermittelt.

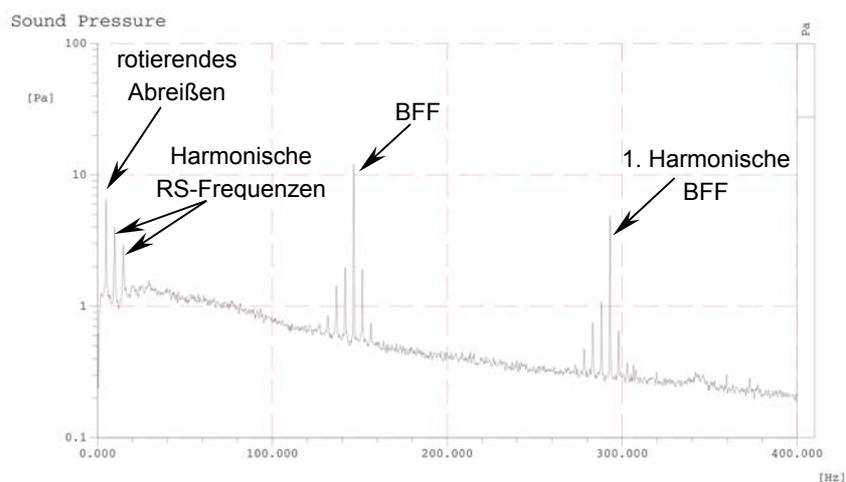


Abbildung 5.2: Gemitteltetes Amplitudenspektrum eines Wandmikrofons für einen Betriebspunkt $\varphi = 0.10$, $\lambda = 40^\circ$, 800min^{-1} .

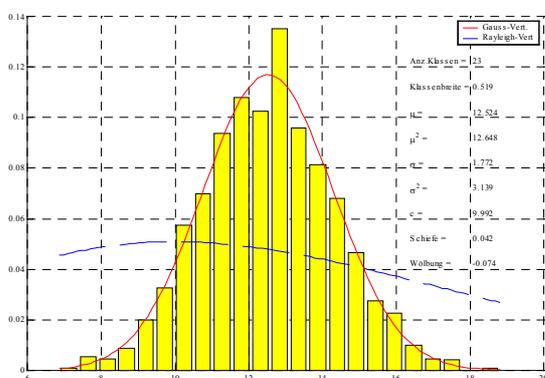


Abbildung 5.3: Histogramm der Amplituden einer rotierenden Ablösefrequenz.

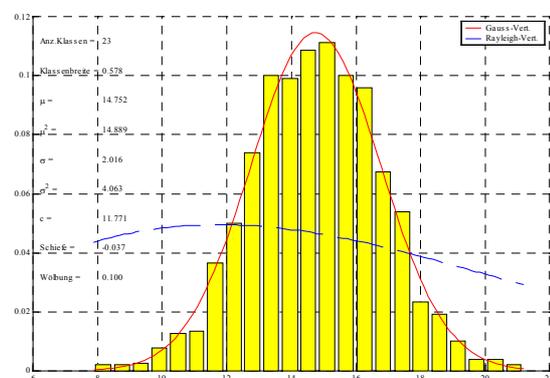


Abbildung 5.4: Histogramm der Amplituden der Blattfolgefrequenz.

Die Histogramme zeigen eine eindeutige Verteilung, die sich mittels der Gauß'schen Normalverteilung beschreiben lassen. Im Vergleich dazu zeigt *Abbildung 5.5* das Spektrum einer Wanddruckverteilung für den Betriebspunkt $\varphi = 0.17$. Deutlich zu erkennen sind die für die rotierenden Instabilitäten charakteristischen tonalen Frequenzkomponenten bei etwa der halben Blattfolgefrequenz. Ferner zeigen die *Abbildung 5.6- 5.7* die Histogramme und Häufigkeitsverteilungen für eine RI-Frequenz aber auch des Hintergrundrauschens der Maschine.

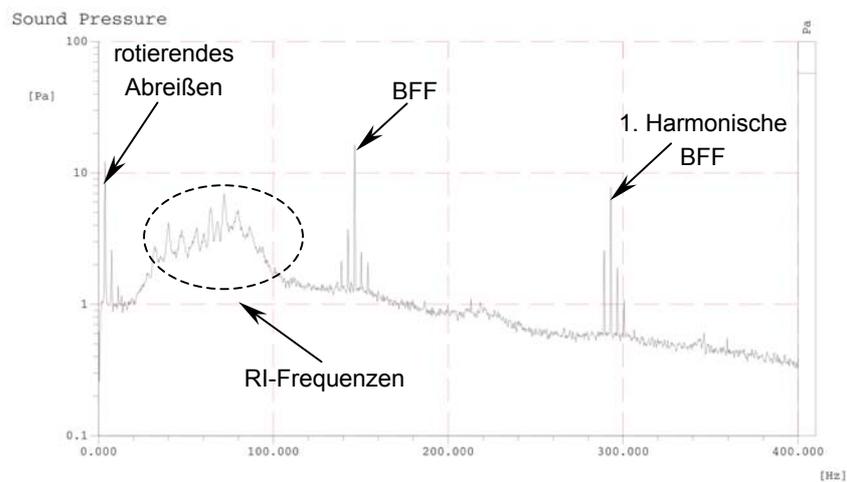


Abbildung 5.5: Gemittetes Amplitudenspektrum eines Wandmikrofons für einen Betriebspunkt $\varphi = 0.17$, $\lambda = 40^\circ$, 800min^{-1} .

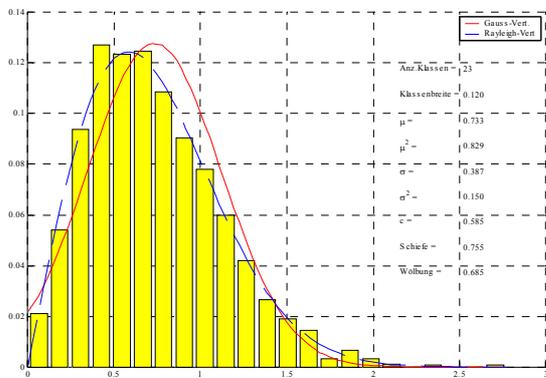


Abbildung 5.6: Histogramm der Amplituden des Hintergrundrauschens.

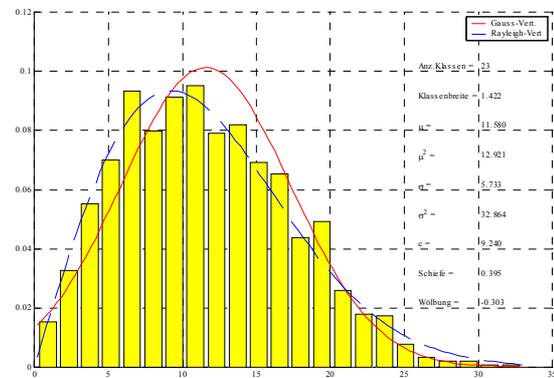


Abbildung 5.7: Histogramm der Amplituden einer RI-Frequenz.

Die Amplituden des Hintergrundrauschens können eindeutig mittels einer Rayleigh Verteilung beschrieben werden. Es handelt sich damit um einen stochastischen, mathematisch nicht beschreibbaren Vorgang. Für eine RI-Frequenz überwiegt der stochastische Anteil und die Amplituden lassen sich damit ebenfalls gut mittels der Rayleigh Verteilung beschreiben. Für das Hintergrundrauschen ist das Ergebnis erwartet worden. Gleichzeitig zeigt das Ergebnis, dass die Amplitudenverteilungen der rotierenden Instabilitäten eindeutig von denen einer rotierenden Ablösezone unterscheidbar sind und es sich somit um zwei verschiedene physikalische Effekte handelt.

5.2 Einfluss der Instabilitätseffekte auf die Schaufelschwingung

Schwerpunkt der Untersuchungen ist die Auswirkung strömungsinduzierter Anregungsmechanismen auf die Schaufelstruktur. Um eine möglichst einfache Abstimmung von Anregungsfrequenz und Eigenfrequenz zu ermöglichen, ist die Beschaukelung als gerade unverwundene Platte ausgeführt. Grundsätzlich verfolgen die Untersuchungen zwei Zielsetzungen:

- Einfluss des rotierenden Instabilitätsphänomens (RI) auf die Schaufelstruktur bzw. die Schaufelschwingungen.
- Einfluss einer oder mehrerer schwingenden Schaufeln auf das Druckfeld der Schaufelumströmung bzw. des Wanddruckverlaufs.

Durch die Instrumentierung der Schaufeln mit Dehnungsmessstreifen und Druckaufnehmern sowie dem simultanen Einsatz unterschiedlicher Schaufelmaterialien kann die Unterscheidung einer aerodynamischen Anregung und Reaktion bei Resonanz vereinfachen. *Tabelle 5.1* fasst die Eigenfrequenzen und Schaufelmaterialien zusammen, die für die Untersuchung des Einflusses des rotierenden Instabilitätseffektes auf die Schaufelstruktur eingesetzt werden. Die Grundschaukelung für die methodischen Untersuchungen zum Einfluss einer schwingenden Schaufel auf das umgebene Druckfeld besteht aus sehr steifen 2mm dicken Stahlschaukeln. Für detaillierte Untersuchungen werden diese sukzessive gegen 0.5mm und 1mm Kunststoffschaukeln ausgetauscht.

Tabelle 5.1: Schaufeleigenschaften, Eigenfrequenzen und Instrumentierung.

Schaukel	Material	Instrumentierung	Eigenfrequenz [Hz] bei Stillstand	Eigenfrequenz [Hz] bei 800 U/min ⁻¹
1	1mm Stahl	---	88.0	
2	1mm Stahl	---	90.25	
3	1mm Stahl	LQ125, DMS	89.75	~92.50
4	1mm Kunststoff.	LQ,125 DMS	65.50	~69.00
5	1mm Stahl	---	88.50	
6	1mm Stahl	---	88.75	
7	1mm Stahl	---	90.50	
8	0.75mm Stahl	LQ125, DMS	69.50	~73.5
9	1mm Stahl	---	88.50	
10	1mm Stahl	---	88.50	
11	1mm Stahl	---	89.75	

5.2.1 Anregung der mechanischen Struktur infolge Selbst- und Fremderregung

Drehzahlharmonische, insbesondere die Blattfolgefrequenz, können im Resonanzfall Schaufeln zum Schwingen anregen. Die Signale der Dehnungsmessstreifen werden direkt, ohne Umrechnung in SI-Einheiten, als Spannungswert bewertet. Um die Größenordnung der Schwingungsantwort der Schaufeln abschätzen zu können, ist anhand der Maschine mit $\lambda = 40^\circ$ eine Drehzahlvariation durchgeführt worden. Ziel ist mindestens eine der instrumentierten Schaufeln mit der Blattfolgefrequenz anzuregen.

Da sich die Eigenfrequenzen der Schaufeln bei Betrieb infolge des Fliehkräfteinflusses leicht ändern, ist die exakte Anregung mit Resonanzfrequenz unter Umständen nicht gewährleistet. Für alle drei Betriebspunkte kann ein identischer Trend aufgezeigt werden, *Abbildung 5.8*. Bei der Resonanzdrehzahl zeigen alle Schaufeln die größten Schwingungsamplituden als auch den größten Gesamtpegel über die betrachtete Bandbreite. Mit zunehmender Drehzahl steigen die Schwingungs- und Gesamtpegelamplituden bezogen auf die niedrigste Drehzahl (Anregung infolge Strömungsbelastung).

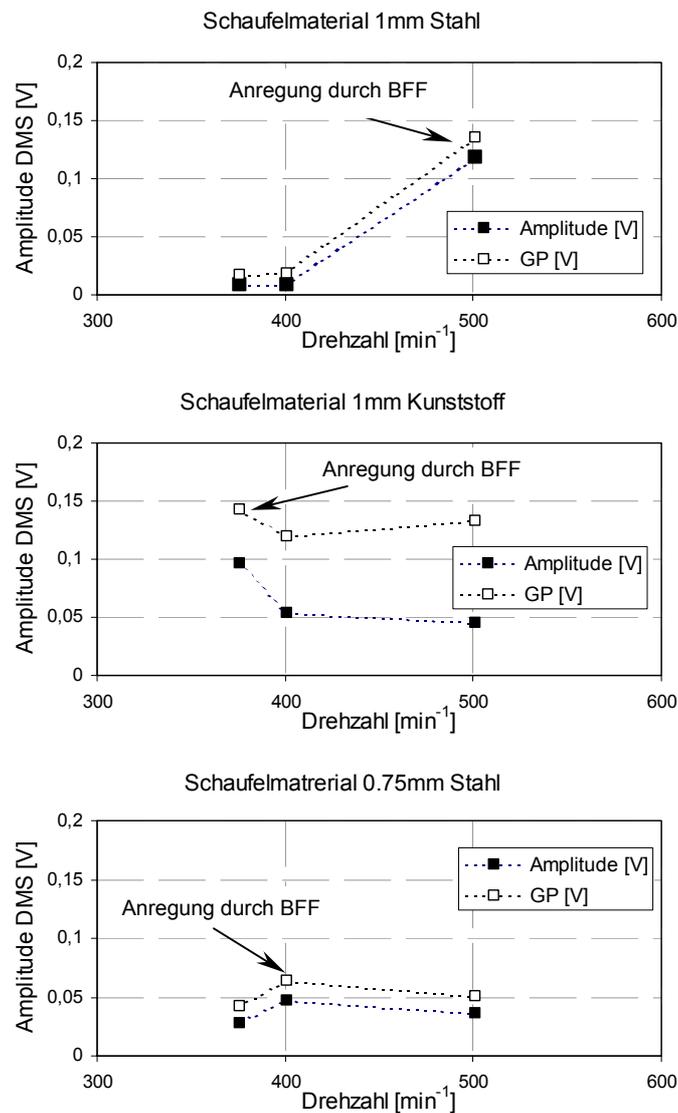


Abbildung 5.8: Anregung der Schaufeln 1mm Stahl (S3), 1mm Kunststoff (S4) und 0.75mm Stahl (S8) mittels der Blattfolgefrequenz (Drehzahlvariation), $\lambda = 40^\circ$.

Tabelle 5.2: Anregung der Schaufeln S3, S4, und S8 mittels der Blattfolgefrequenz (Drehzahlvariation), $\lambda = 40^\circ$.

Drehzahl	Drehfrequenz	Im Betrieb angeregte Schaufel
376min ⁻¹	6.266 Hz	Anregung der Schaufel S4
401min ⁻¹	6.68 Hz	Anregung der Schaufel S8
501min ⁻¹	8.35 Hz	Anregung der Schaufel S3

Da ein direkter Vergleich aufgrund der unterschiedlichen Drehzahlen nicht möglich ist, ist in *Abbildung 5.9* ein Vergleich der Schwingungsamplituden bei Variation des Betriebspunkts mit konstanter Drehzahl von 1250min^{-1} aufgeführt. Auch hier ist wieder ein einheitlicher Trend zu erkennen. Der Betrieb im sekundären Kennlinienbereich mit rotierendem Abreißen führt zu einer sehr geringen Anregung der Eigenfrequenzen ($\varphi < 0.15$). Ein Betriebspunkt mit intensivem Auftreten rotierender Instabilitäten ist dagegen mit einer Anregung der Struktur verbunden ($\varphi \sim 0.17$), auch bei nicht exakt vorliegender Resonanz zwischen Anregung und Schaufeleigenfrequenz. Ein Betriebsbereich bei weiter gesteigertem Durchsatz, aber charakterisiert durch weniger starke rotierende Instabilitäten ($\varphi > 0.19$), zeigt wieder geringere Eigenfrequenzamplituden. Ein direkter Amplitudenvergleich zeigt für die Schaufel S4 die größten und für die Schaufel S3 die kleinsten Werte. Die Ursache hierfür ist die unterschiedliche Dämpfung der Schaufeln. Bei der Schaufel S4 ist diese am geringsten, bei der Schaufel S3 am größten.

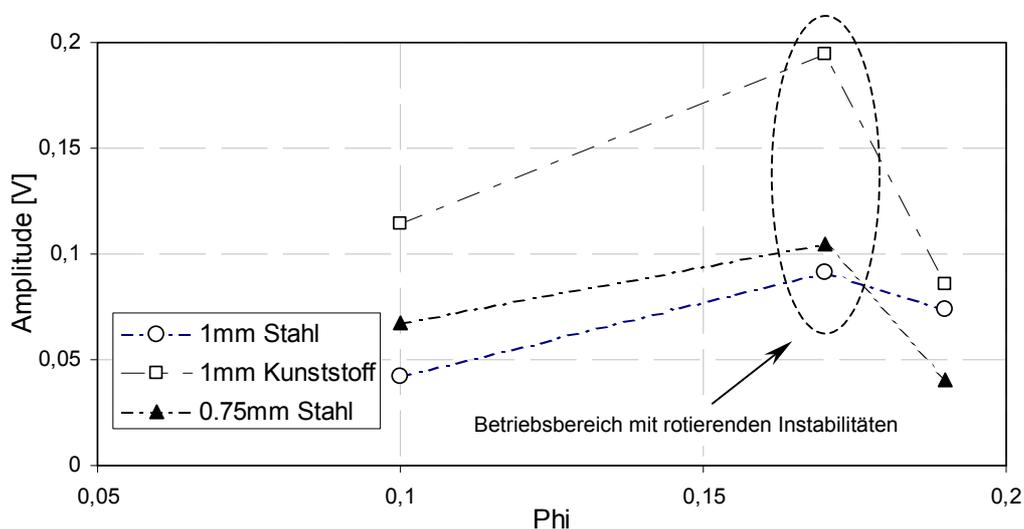


Abbildung 5.9: Anregung der 1. Eigenfrequenzen der Schaufeln 0.75mm (S8), 1mm Stahl(S3) und 1mm Kunststoff (S4) bei Betriebspunktvariation, 1250min^{-1} .

5.2.2 Ergebnisse zum Einfluss der Schaufelschwingung auf die Strömung

Im vorherigen Abschnitt konnte gezeigt werden, dass eine Anregung der Struktur durch einen aerodynamischen Anregungsmechanismus grundsätzlich möglich ist. Der direkte Nachweis, dass eine Schaufel durch rotierenden Instabilitäten zum Schwingen angeregt werden kann, lässt sich bislang jedoch nur durch den Einsatz zweier unterschiedlicher Messmethoden erbringen. Oder, wie im Falle der rotierenden Instabilitäten, durch die Messung der instationären Druckverläufe in mindestens zwei sich relativ zueinander bewegenden Koordinatensystemen. Im Folgenden soll untersucht werden, ob allein anhand des instationären Wanddruckverlaufes eine Schaufelschwingung detektiert werden kann. Ziel ist die Bewertung der Frequenz und Amplitude einer beliebigen Schwingungsform anhand einer Messung an einer einzigen beliebigen Umfangsposition, um eine automatisierbare Bewertungsmethode zu ermöglichen. Damit unterscheidet sich die Vorgehensweise

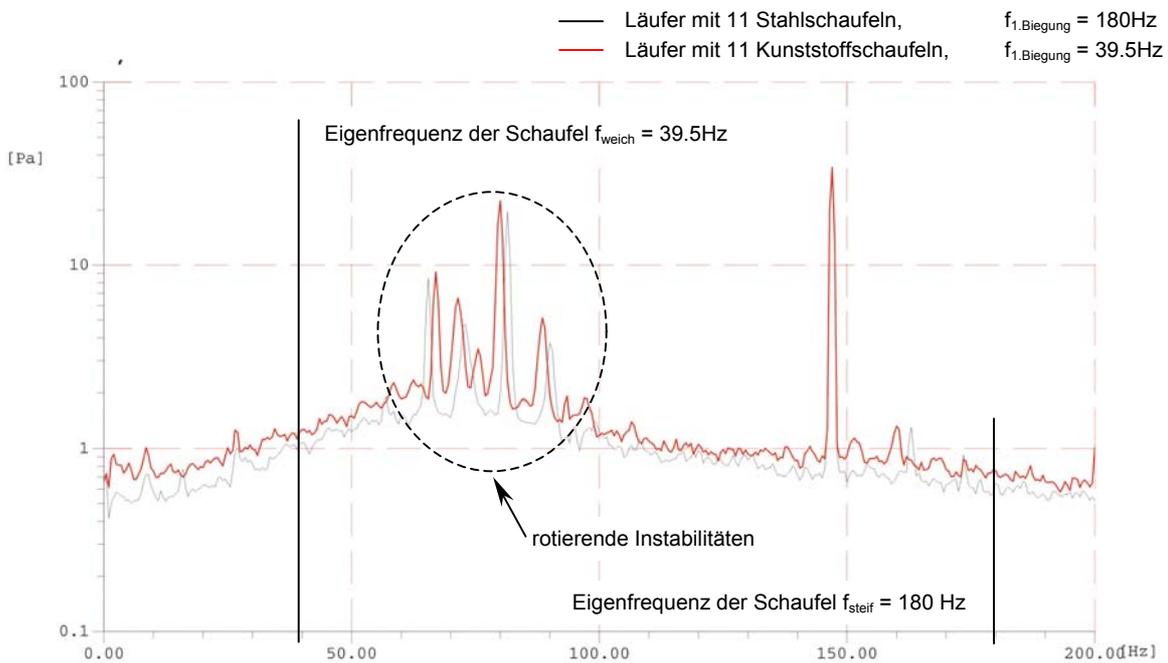
gegenüber anderen Methoden, bei denen eine Bewertung anhand einer optischen Messung des Schwingweges und der Schwinggeschwindigkeit erfolgt. Der wesentliche Nachteil der optischen Methoden ist, dass die Schwingungsformen- und frequenzen bekannt sein müssen.

Als Ansatz für eine Bewertung werden zunächst die gemessenen Wanddruckverläufe für Betriebspunkte mit Auftreten rotierender Instabilitäten herangezogen. Für zwei Maschinenkonfigurationen mit unterschiedlicher Abstimmung der Schaufeleigenfrequenzen erfolgt eine Bewertung der Wanddrucksignale in der Frequenzebene als auch in der Zeitebene. Zunächst wird an konstanten Betriebspunkten der Läufer mit einer sehr steifen Beschaukelung betrieben und anschließend jede einzelne Schaufel sukzessiv durch eine extrem weiche ersetzt. Durch die hohen Eigenfrequenzen der steifen Schaufeln kann eine aerodynamische Anregung für jeden Betriebspunkt grundsätzlich ausgeschlossen werden. Die weichen Schaufeln sind hingegen so abgestimmt, dass eine Übereinstimmung der Eigenfrequenz mit den RI-Frequenzen in Abhängigkeit des Betriebspunktes gegeben ist. Ziel ist, eine Änderung im Wanddruckverlauf aufzeigen und bewerten zu können. Die Ergebnisse der Vergleichsmessungen sind in den *Abbildung 5.10 – Abbildung 5.12* für die Läufer mit der vollständig steifen und weichen Beschaukelung an zwei Betriebspunkten zusammengefasst. Der sukzessive Austausch einzelner Schaufelblätter zeigt keinen messbaren Einfluss auf den Wanddruckverlauf.

Abbildung 5.10 zeigt die Spektren der Wanddruckschwankungen im Betriebspunkt $\varphi = 0.23$, 800min^{-1} . Die Frequenz des ersten Biegemodes der steifen Beschaukelung beträgt $f_{\text{steif}} = 180\text{Hz}$, die der weichen Beschaukelung $f_{\text{weich}} = 39.5\text{Hz}$. Für beide Beschaukelungen kann in dem gewählten Betriebspunkt eine Rückwirkung der schwingenden Schaufel infolge einer Anregung durch RI oder der BFF ausgeschlossen werden, da die Frequenzabstände hinreichend groß sind. Die gleichzeitige Messung der Schaufeldehnung für alle durchgeführten Versuche zeigt jedoch immer eine durchaus signifikante Schaufelbewegung der weichen Beschaukelung im ersten Biegemode. Anhand dieser Versuche lässt sich somit gleichzeitig zeigen, ob die rotierenden Instabilitäten möglicherweise durch eine schwingende Schaufelbewegung verursacht werden.

Für beide Beschaukelungen sind die Wanddruckspektren nahezu identisch. Beide Maschinen zeigen die für diesen Betriebspunkt typischen Instabilitätsphänomene in Form tonaler Frequenzspitzen. Die Frequenzdifferenzen der Spitzen sind dadurch bedingt, dass die Betriebspunkte nicht exakt reproduziert wurden und somit kleine Frequenzsprünge der Phänomene nicht ausgeschlossen sind, vgl. Kap.3.2. Auf eine Schaufelbewegung kann nur durch geringfügig höhere Verluste infolge einer turbulenteren Strömung geschlossen werden. Die Ergebnisse zeigen im Vergleich einen höheren Gesamtpegel und eine etwas geringere Druckumsetzung für die Maschine mit der weichen Beschaukelung. Das Ergebnis zeigt eindeutig, dass die rotierenden Instabilitäten nicht durch eine Schaufelbewegung induziert oder durch eine Rückkopplung hervorgerufen werden. Die in *Abbildung 5.11* dargestellten Zeitverläufe zeigen ebenfalls keine signifikanten Unterschiede. Die einzelnen Schaufeldurchgänge sind erkennbar aber nicht eindeutig unterscheidbar. Die Zeitverläufe

noch die Amplituden weichen je nach eingesetztem Schaufelmaterial nicht grundsätzlich von einander ab.



Auflösung: 0.5[Hz], Linien: 3201, Overlap: OFF%

Abbildung 5.10: Spektraler Vergleich einer steifen (schwarz) und einer weichen (rot) Beschau felung. Eigenfrequenzen: $f_{steif} = 180\text{Hz}$, $f_{weich} = 39.5\text{Hz}$. $\varphi = 0.23$, 800min^{-1} .

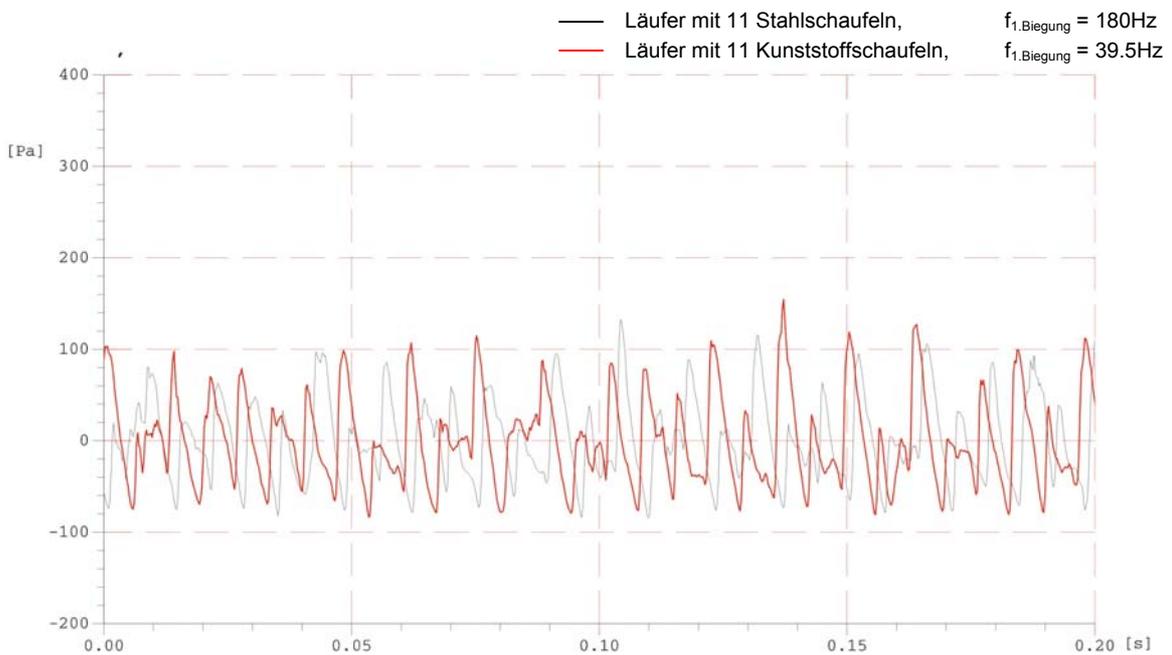


Abbildung 5.11: Zeitverläufe einer steifen (schwarz) und einer sehr weichen (rot) Beschau felung. Eigenfrequenzen: $f_{steif} = 180\text{Hz}$, $f_{weich} = 39.5\text{Hz}$. $\varphi = 0.23$, 800min^{-1} .

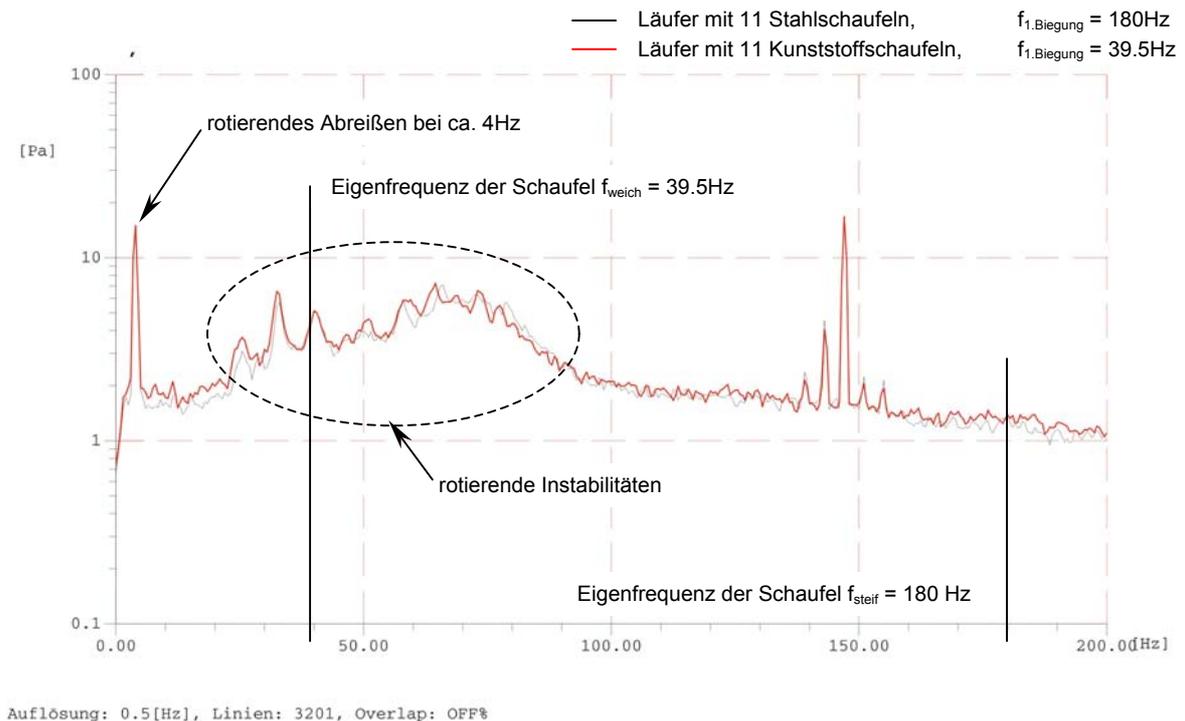


Abbildung 5.12: Spektraler Vergleich einer steifen (schwarz) und einer weichen (rot) Beschau felung. Eigenfrequenzen: $f_{steif} = 180\text{Hz}$, $f_{weich} = 39.5\text{Hz}$. $\varphi = 0.15$, 800min^{-1} .

Im Vergleich dazu zeigt Abbildung 5.12 die Wanddruckspektren beider Beschau felungen für den Betriebspunkt 800min^{-1} , $\varphi = 0.15$. In diesem Betriebspunkt wird der erste Biegemode der weichen Beschau felung durch rotierende Instabilitäten zu einer Resonanzschwingung angeregt. Dennoch sind die spektralen Frequenzverläufe und Amplituden für beide Maschinen nahezu identisch. Die Bewertung des Zeitverlaufs gemäß Abbildung 5.13 ist hingegen nicht eindeutig. Die grundlegenden charakteristischen Verläufe sind für beide Beschau felungen sehr ähnlich. Eine Zuordnung einzelner Schaufeldurchgänge ist wiederum nicht möglich. Die Auswirkung einer Schaufelbewegung der weichen Beschau felung ist nicht erkennbar. In diesem Betriebspunkt tritt eine rotierende Ablösung bei ca. 4Hz auf. Dabei ist zu erkennen, dass die rotierende Ablöse zelle den zeitlichen Druckverlauf deutlich dominiert. Der Einfluss der rotierenden Ablöse zelle auf den Wanddruckverlauf ist insofern sehr bemerkenswert, da die auftretenden Amplituden nur ca. 25% größer sind als die der rotierenden Instabilitäten. Eine ausführliche Auswertung langer Zeitschriebe bzw. über 5 und mehr Rotorumdrehungen mit sehr großem zeitlichen Maßstab zeigen keinen signifikanten Einfluss der rotierenden Instabilitäten auf den Wanddruckverlauf. Das gilt gleichermaßen für den Betriebspunkt $\varphi = 0.23$ mit deutlich größeren Amplituden der rotierenden Instabilitäten. Damit lassen die Ergebnisse keinen eindeutigen Rückschluss der Schwingbewegung der Schaufel auf das umgebende Druckfeld zu. Es ist jedoch nicht auszuschließen, dass die Auswirkungen der Schaufelbewegung zu klein sind um deutlich aus dem Rauschen hervortreten oder sie sind infolge der spektralen Mittelung nicht erkennbar.

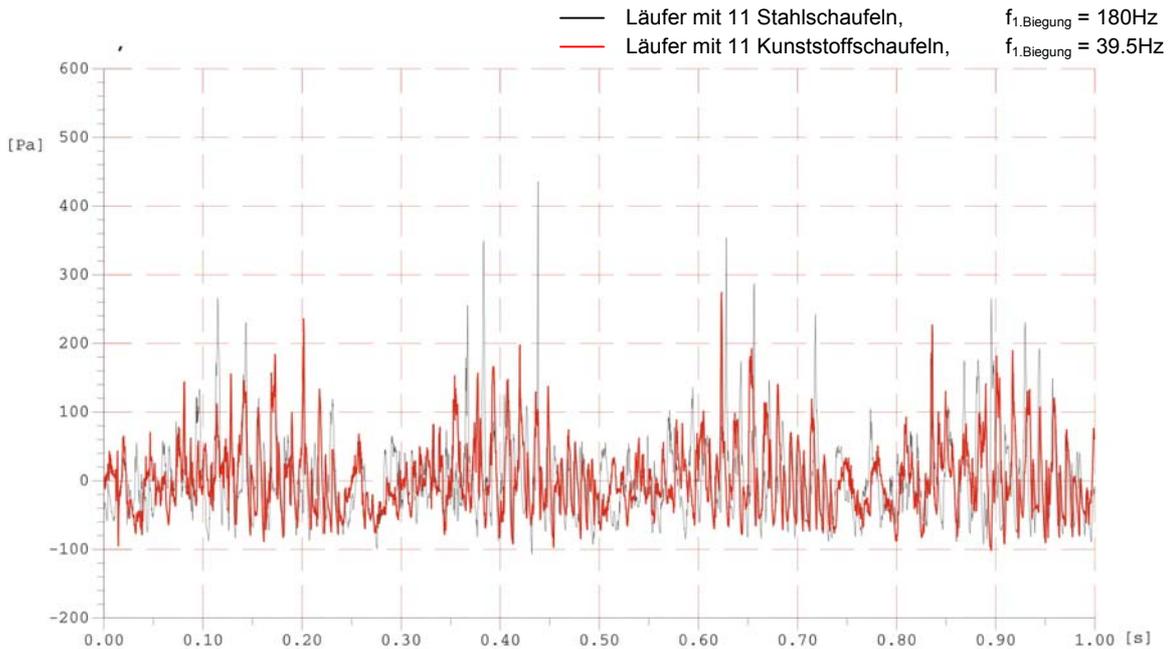


Abbildung 5.13: Zeitverläufe einer steifen (schwarz) und einer sehr weichen (rot) Beschauelung. Eigenfrequenzen: $f_{\text{steif}} = 180\text{Hz}$, $f_{\text{weich}} = 39,5\text{Hz}$. $\varphi = 0,15$, 800min^{-1} .

Zusammenfassend zeigen die vorgestellten Ergebnisse, repräsentativ für eine Vielzahl durchgeführter Messungen und Auswertungen, dass anhand der Bewertung des Wanddruckfelds allein die Auswirkung einer schwingenden Schaufel auf das umgebende Druckfeld nicht herausgearbeitet werden kann. Eine eindeutige Zuordnung einer Schaufelanregung oder Schaufelbewegung anhand einer Messung im ruhenden System ist nicht möglich. Dies ist zum einen dadurch begründet, dass die durch die Schaufelbewegung induzierten Wechseldruckschwankungen zu klein sind, um sowohl im Zeitverlauf als auch im Wanddruckspektrum eindeutig hervorzutreten. Zum anderen ist die Zeit, in der sich die schwingende Schaufel an dem wandbündigen Aufnehmer vorbei bewegt sehr klein im Verhältnis zur Umfangsgeschwindigkeit des Rotors, was u.U. eine Unterscheidung von Auswirkungen der Bewegung und turbulentem Strömungsrauschen nicht eindeutig ermöglicht. Aus letzterem folgt, dass der Aufnehmer mit der Umfangsgeschwindigkeit der Schaufel mitgeführt werden müsste, um den Einfluss zu messen. Dies wiederum entspricht einer rotierenden Instrumentierung. Abbildung 5.14 zeigt in einer Gegenüberstellung eines wandbündigen Mikrofons, eines rotierenden Druckaufnehmers und eines Dehnungsmessstreifen, dass die Schwingbewegung der Schaufel im rotierenden System identifiziert werden kann. Das Spektrum des auf der Schaufel instrumentierten Drucksensors zeigt bei der Eigenfrequenz des 1. Biegemodes der Schaufel S3 einen extrem starken Gradienten im Amplitudenverlauf. Da der Aufnehmer im Blattspitzenbereich der Schaufel montiert ist, kann eine Verformung der Messmembrane für den ersten Biegemode ausgeschlossen werden. Die Schwingwege sind an dieser Schaufelposition jedoch am größten. Der starke Gradient ist mit großer Wahrscheinlichkeit die Folge einer Interferenz des Druckverlaufs der Schaufelumströmung mit einer Druckschwankung infolge der

Schaufelbewegung. Das Ergebnis zeigt aber, dass eine Schaufelbewegung anhand einer Druckmessung grundsätzlich bewertet werden kann.

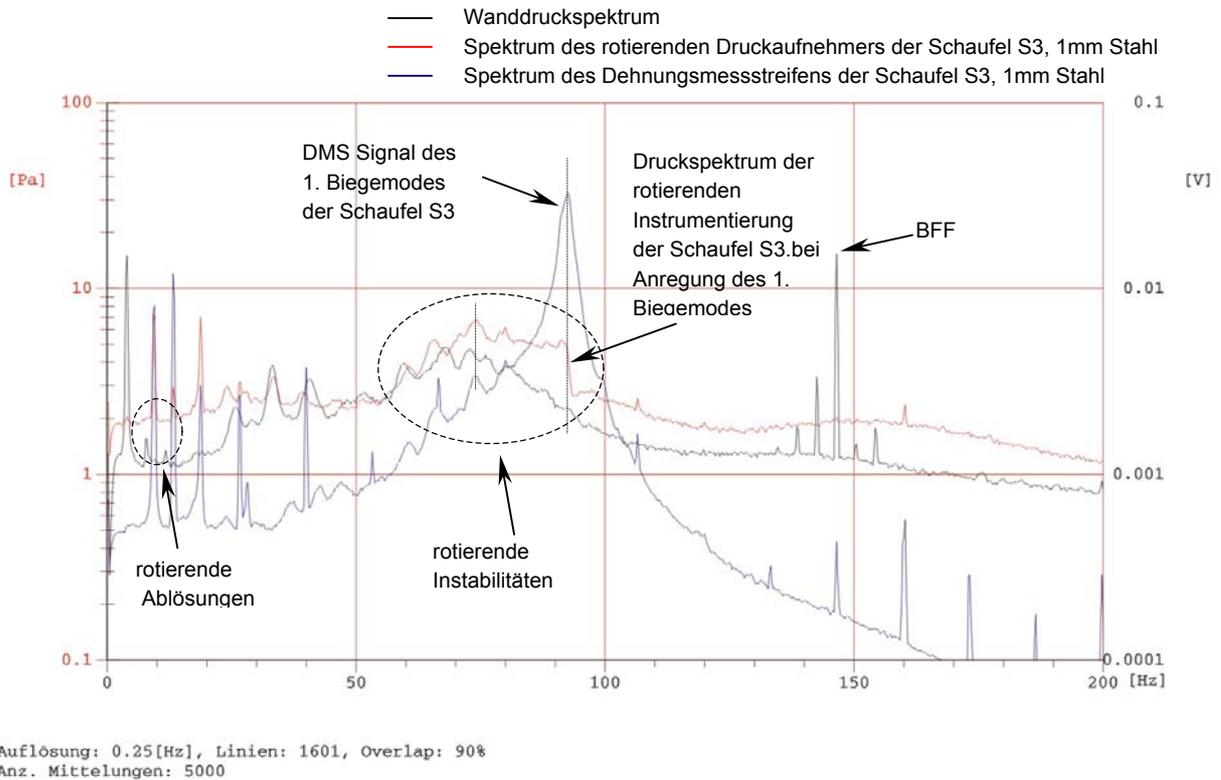


Abbildung 5.14: Betriebspunkt mit aerodynamischer Anregung des Schaufelblattes S3, $\varphi \sim 0.16$, 800min^{-1} , $\text{AVG} = 5000$. Dargestellt sind die Spektren eines wandbündigen Mikrofons (schwarz), eines DMS (blau) und eines rotierenden Miniaturdruckaufnehmers (rot).

5.3 Ergebnisse der Azimuthalmodenanalyse

Abbildung 5.15 zeigt exemplarisch das Ergebnis der azimutalen Modenordnungsanalyse für den Betriebspunkt $\varphi = 0.17$, 800min^{-1} bei der Blattfolgefrequenz von $f = 147\text{Hz}$. Neben den Amplituden der Moden α zeigt die Darstellung zudem den gemessenen Verlauf der Amplituden und der Phase bei der entsprechenden Frequenz sowie zu Kontrollzwecken die aus der Modenverteilung berechneten Amplituden- bzw. Phasenverläufe. Die folgenden Darstellungen gemäß Abbildung 5.16 bis Abbildung 5.18 zeigen für die Maschine mit $\lambda = 40^\circ$ alle Modenordnungen, die unter stationären Betriebsbedingungen $\varphi = 0.20$, 0.17 und 0.15 gleichzeitig nachgewiesen werden können. Die Ergebnisse bestätigen die Eigenschaft des rotierenden Instabilitätsphänomens, dass die Frequenz einer Modenordnung α nicht konstant ist, sondern innerhalb eines kleinen Frequenzbereichs variiert. Gleichzeitig zeigen die Ergebnisse, dass die Frequenzen bzw. Modenordnungen in den jeweiligen Koordinatensystemen mittels der Transformation nach Gl. 3.6 berechnet werden können, siehe Kameier [1994].

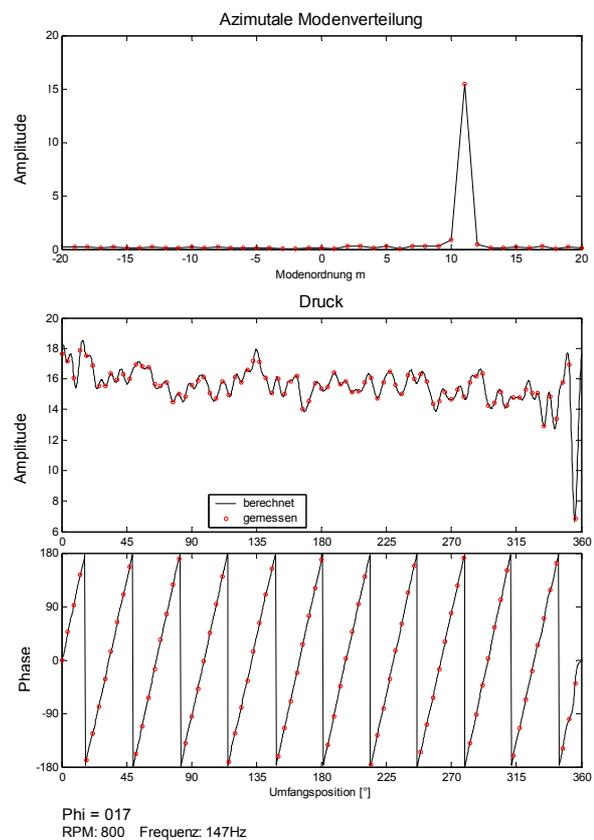


Abbildung 5.15: Modenordnungsanalyse für die Blattfolgefrequenz $f = 147\text{Hz}$, $\varphi = 0.17$ der Maschine $\lambda = 40^\circ$, 800min^{-1} .

Weiterhin kann für die Maschinenkonfiguration mit $\lambda = 40^\circ$ gezeigt werden, dass unabhängig von Betriebspunkt und Drehzahl alle nachweisbaren Modenordnungen in einem direkten Zusammenhang zu den jeweiligen Drehzahlharmonischen stehen. Dieses Ergebnis wird durch Regressionsgeraden in den jeweiligen Diagrammen verdeutlicht. Besonders deutlich wird dieser Zusammenhang für den Betriebspunkt $\varphi = 0.15$ an der Nachweisgrenze des rotierenden Instabilitätsphänomens. Jede ganzzahlige Harmonische der Drehzahl korreliert um den Faktor zwei mit einer modalen Ordnung α . Die Ursache für dieses Verhalten ist bislang unbekannt.

Für einen stationären Betriebspunkt ist aber erneut der Nachweis einer Vielzahl existierender Modenordnungen möglich. Damit steht dieses Ergebnis im Widerspruch zu den Ergebnissen der kontinuierlichen Drosselvorgänge aus Kap. 3.3.2. Anhand der Amplituden der modalen Ordnungen kann jedoch gezeigt werden, dass für eine Betriebskonfiguration nur eine Modenordnung dominiert und die Amplituden der infolge Modulation entstehenden

Seitenbänder stark abnehmen respektive abklingen, vgl. *Abbildung 5.19*. Diese Eigenschaft korreliert mit den Ergebnissen der kontinuierlichen Drosselvorgänge. Damit wird die These gestützt, dass die Frequenzen bzw. Modenordnungen der Seitenbänder entsprechend einer harmonischen Folge infolge einer Modulation entstehen, vgl. Kap 3.3.2. Das Ergebnis zeigt ferner hohe Amplituden des Instabilitätseffekts der Ordnungen $\alpha = 3 - 8$. Da die entsprechenden Frequenzen der Instabilitätsspitzen nicht durch eine Summen- und Differenzbildung des zentralen Effektes mit z.B. der Blattfolgefrequenz gebildet werden können, ist die genaue Ursache für dieses Verhalten bislang unbekannt. Vermutet wird ein Zusammenhang mit der speziellen Aerodynamik der Beschaufelung respektive der hohen Fehlanströmung, da die gewichteten Amplituden mit abnehmendem Volumenstrom zunehmen. Die Frequenzspitzen sind jedoch nicht die Folge klassischer rotierender Ablösezellen. Die charakteristischen Eigenschaften decken sich zum einen mit denen des rotierenden Instabilitätsphänomens, zum anderen können an den untersuchten Betriebspunkten aber auch eindeutige rotierende Ablösezellen nachgewiesen werden.

Die Ergebnisse der Azimutalmodenordnungsanalyse aus der *Abbildung 5.16* bis *Abbildung 5.18* zeigen für alle untersuchten Drehzahlen das Vorhandensein modaler Strukturen der Ordnungen 1 ... 4 im Frequenzbereich der rotierenden Ablösung respektive Werte kleiner der Drehfrequenz, die eindeutig von der Charakteristik der rotierenden Instabilität als auch der Drehzahl und dessen Harmonischen unterscheidbar sind. Alle modalen Strukturen lassen sich für jede Maschinenkonfiguration durch eine Regressionsgleichung beschreiben. Da die Frequenzen der rotierenden Ablösung immer einer harmonischen Folge entsprechen müssen, kann diese Eigenschaft direkt als Bewertungskriterium herangezogen werden. Die vorliegenden Untersuchungen zeigen, dass diese Eigenschaft auf die rotierenden Instabilitäten übertragen werden kann, denn der äquidistante Frequenzabstand der Summen- und Differenzfrequenzen korreliert mit der Drehgeschwindigkeit der Instabilitätsstruktur und entspricht somit ebenfalls einer harmonischen Folge. Grundsätzlich ist anhand der Steigung zumindest eine Klassifizierung für jeden Staffelungswinkel möglich.

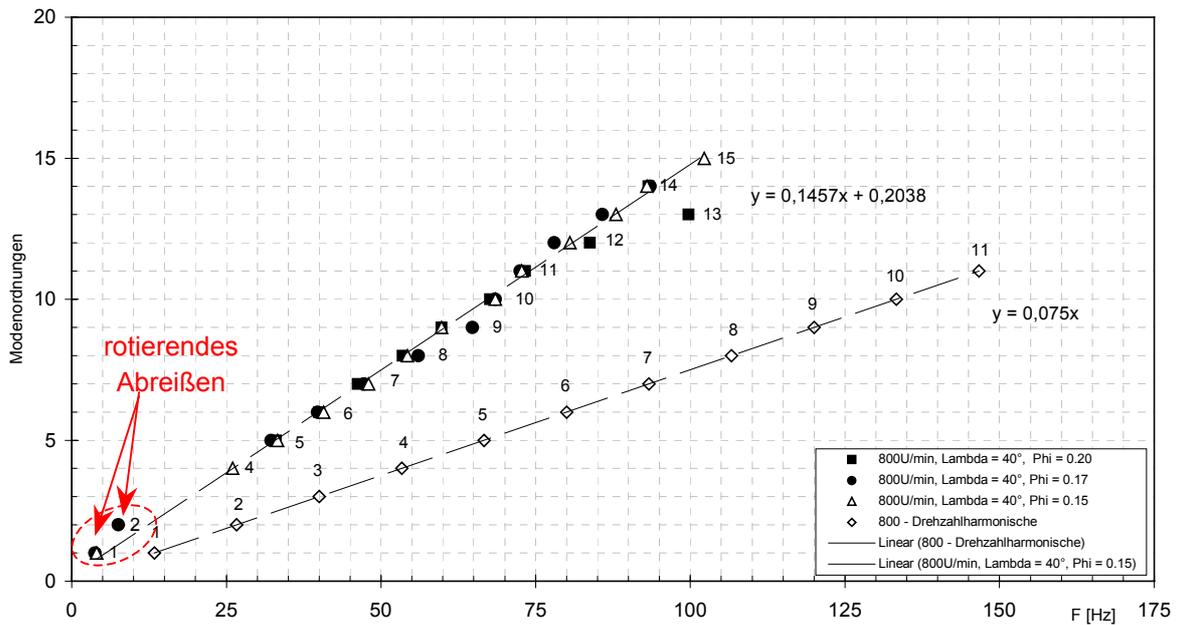


Abbildung 5.16: Verteilung der modalen Ordnungsstrukturen α für die Betriebspunkte $\varphi = 0.20, 0.17$ und 0.15 der Maschine $\lambda = 40^\circ, 800\text{min}^{-1}$.

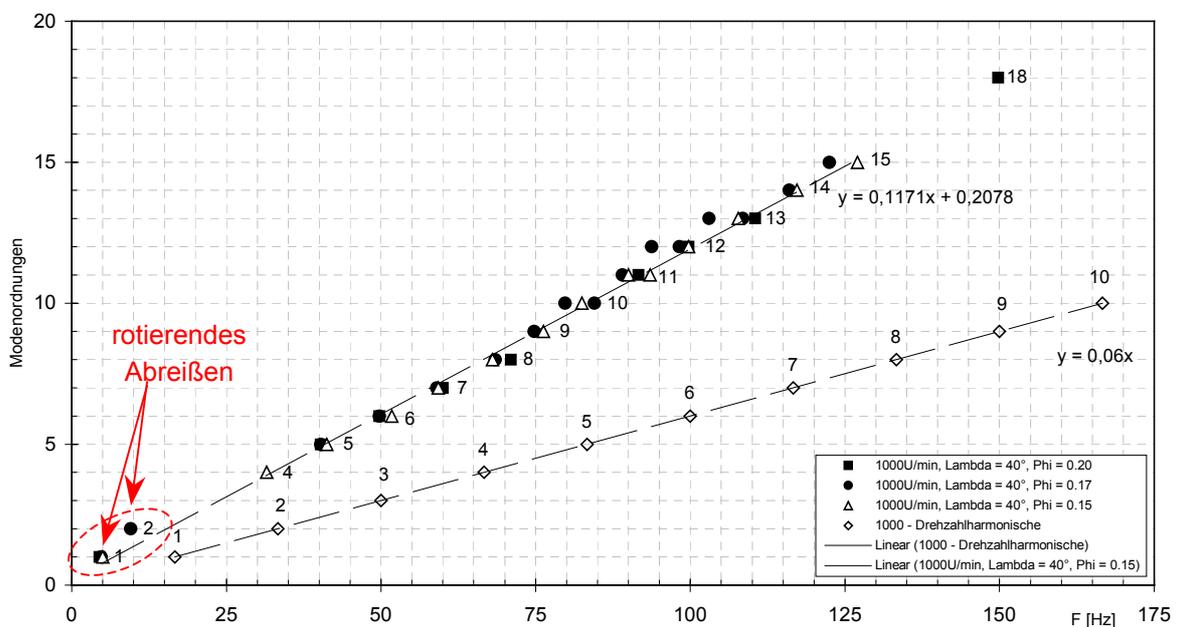


Abbildung 5.17: Verteilung der modalen Ordnungsstrukturen α für die Betriebspunkte $\varphi = 0.20, 0.17$ und 0.15 der Maschine $\lambda = 40^\circ, 1000\text{min}^{-1}$.

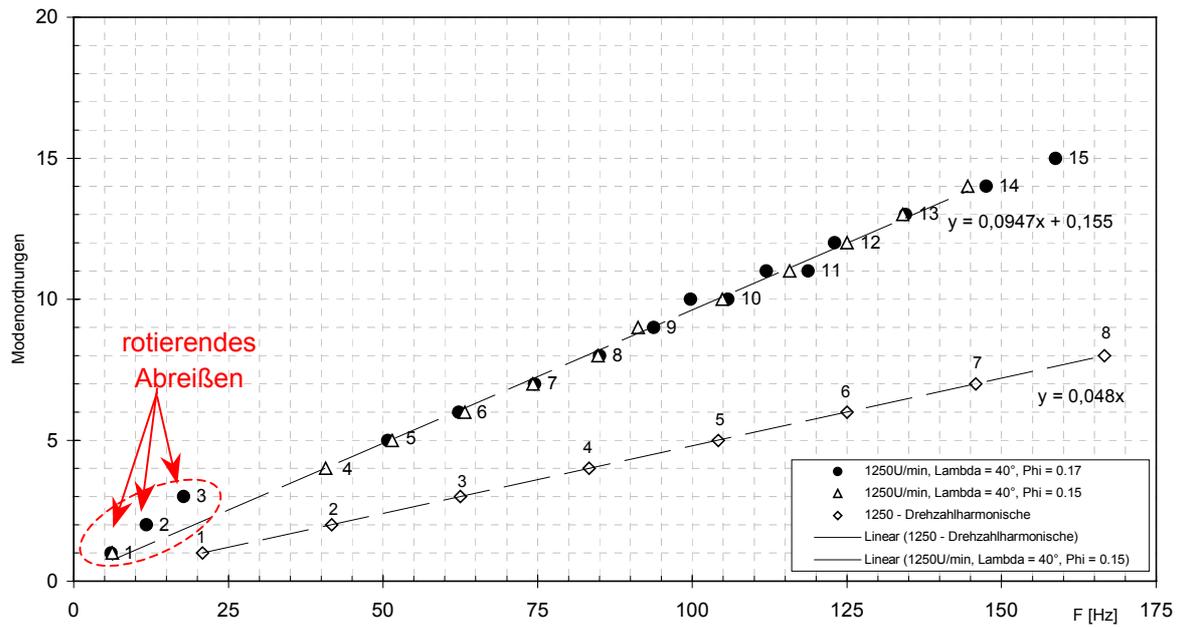


Abbildung 5.18: Verteilung der modalen Ordnungsstrukturen α für die Betriebspunkte $\varphi = 0.17$ und 0.15 der Maschine $\lambda = 40^\circ$, 1250min^{-1} .

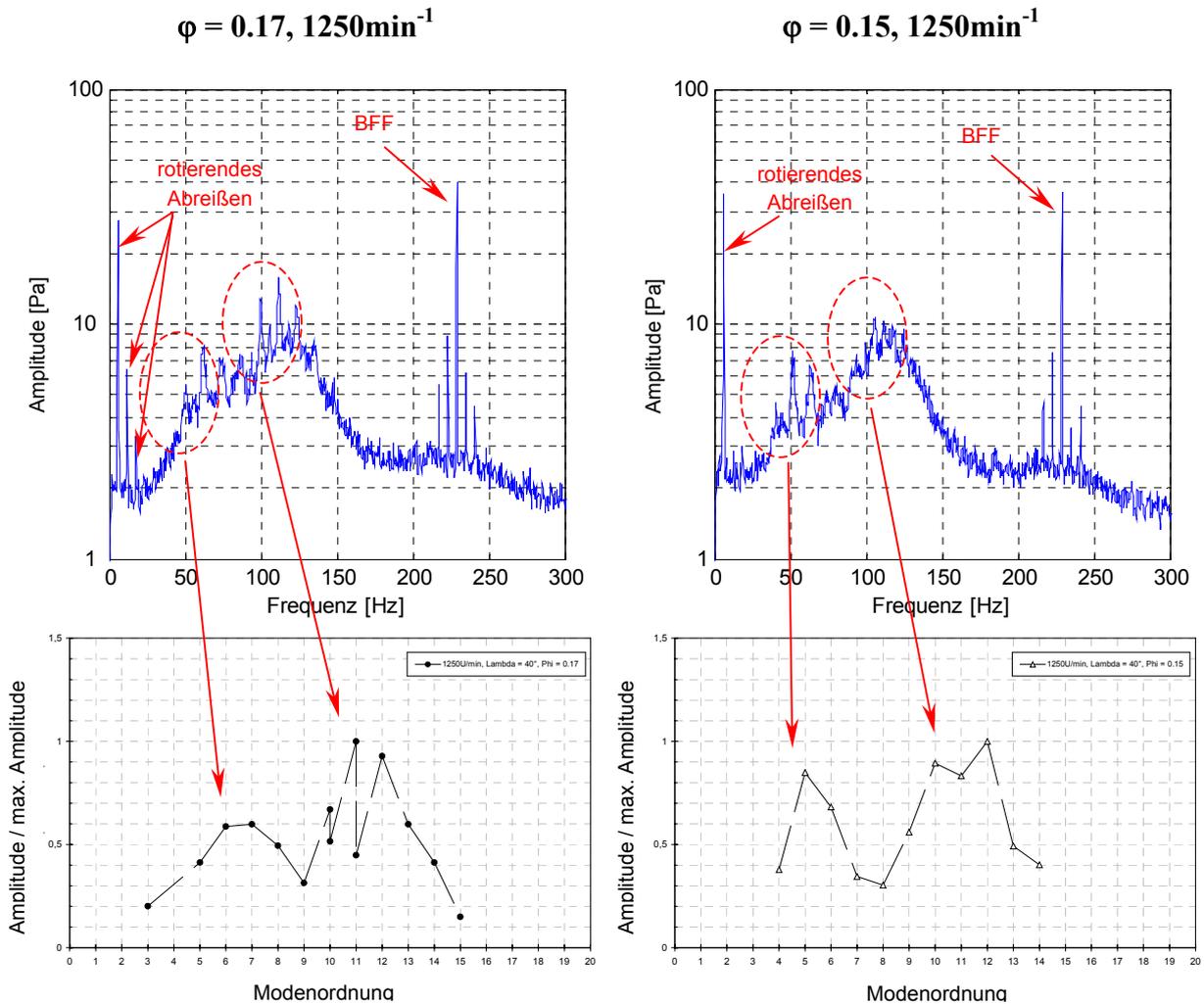


Abbildung 5.19: Normierte Amplituden der modalen Ordnungen, $\lambda = 40^\circ$, 1250 min^{-1} , $\varphi = 0.17$ (links) und 0.15 (rechts).

Die Ergebnisse der Maschine mit Staffelungswinkel $\lambda = 60^\circ$ unterscheiden sich grundsätzlich zu denen der Maschine $\lambda = 40^\circ$, *Abbildung 5.20* bis *Abbildung 5.22* für Messungen kontinuierlicher Drosselvorgänge. Keine Modenordnung korreliert mit den Drehzahlharmonischen, noch kann ein direkter Zusammenhang zur Drehzahl formuliert werden. Ein direkter Vergleich der Maschinen mit $\lambda = 40^\circ$ und 60° hebt die unterschiedlichen Charakteristika und den Einfluss der Drehzahl besonders deutlich hervor, *Abbildung 5.22*. Zudem ist eine Normierung mit der Drehfrequenz durchgeführt worden. Diese Vorgehensweise ist im Ansatz vergleichbar mit der bereits eingeführten Strouhal Normierung.

Als wesentliches Ergebnis der Azimutalmodenordnungsanalyse ist hervorzuheben, dass eine eindeutige Bestimmung der Dopplerfrequenzverschiebung und somit die Vorhersage der rotierenden Instabilitätsfrequenzen im rotierenden System ohne eine rotierende Instrumentierung möglich ist. Voraussetzung ist, dass die Ordnungszahlen bekannt sind, oder durch die Azimutalmodenordnungsanalyse bestimmt werden können. Bauteilgefährdende Resonanzschwingungen können dann vorhergesagt werden.

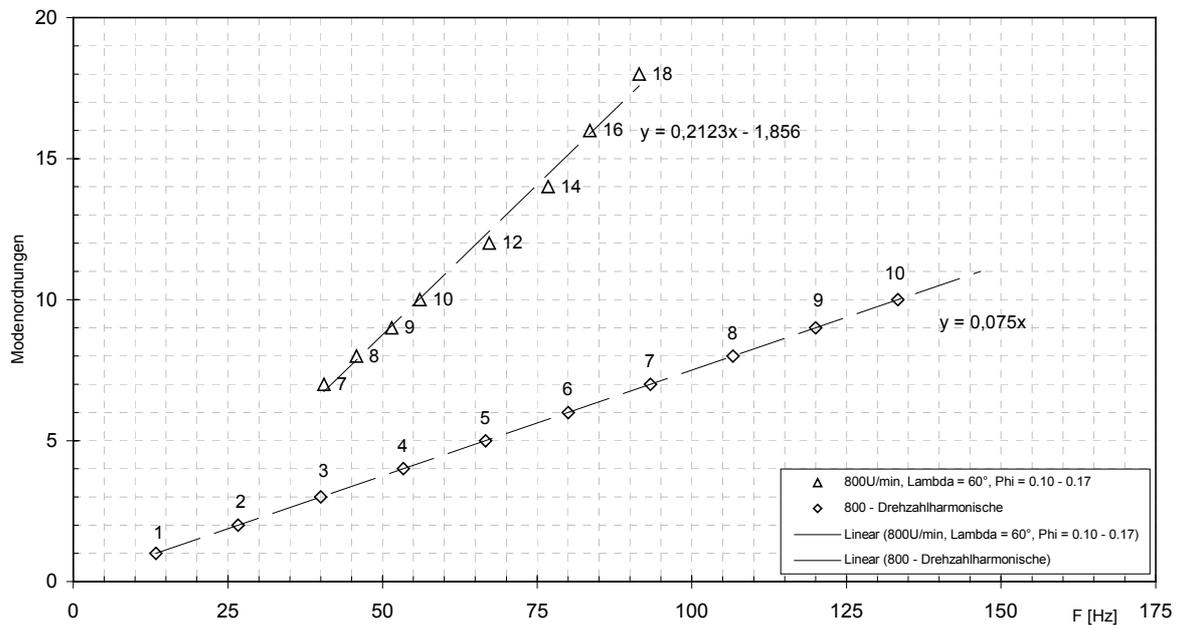


Abbildung 5.20: Verteilung der modalen Ordnungsstrukturen α für die Betriebspunkte eines kontinuierlichen Drosselvorgangs $\varphi = 0.17 \dots 0.10$ der Maschine $\lambda = 60^\circ$, 800 min^{-1} .

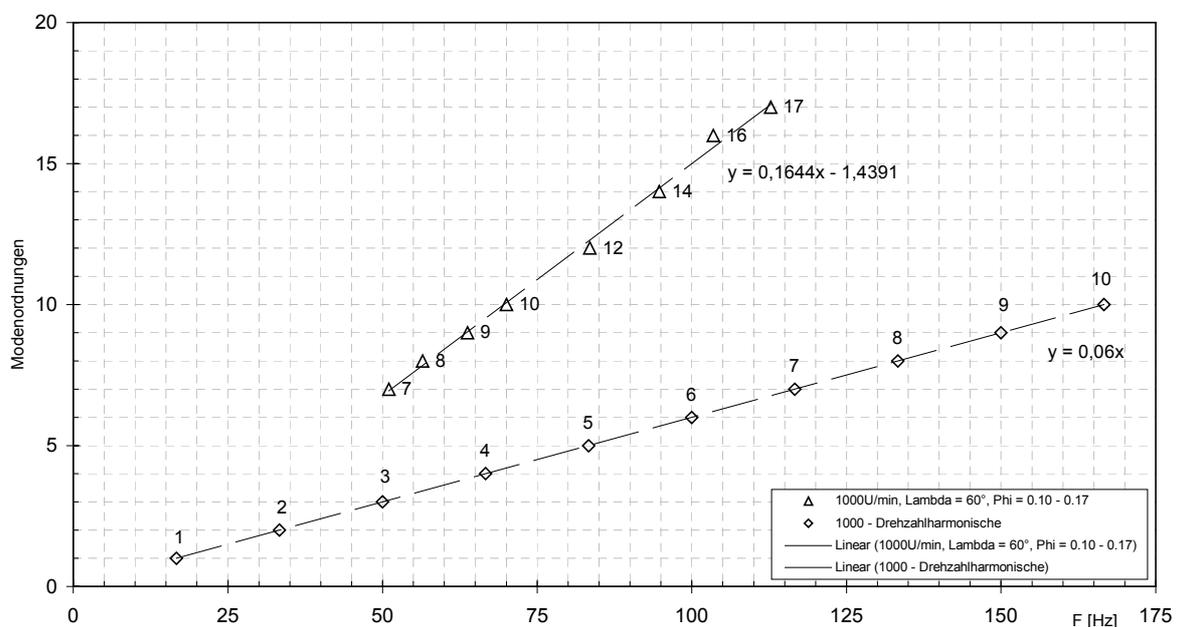


Abbildung 5.21: Verteilung der modalen Ordnungsstrukturen α für die Betriebspunkte eines kontinuierlichen Drosselvorgangs $\varphi = 0.17 \dots 0.10$ der Maschine $\lambda = 60^\circ$, 1000 min^{-1} .

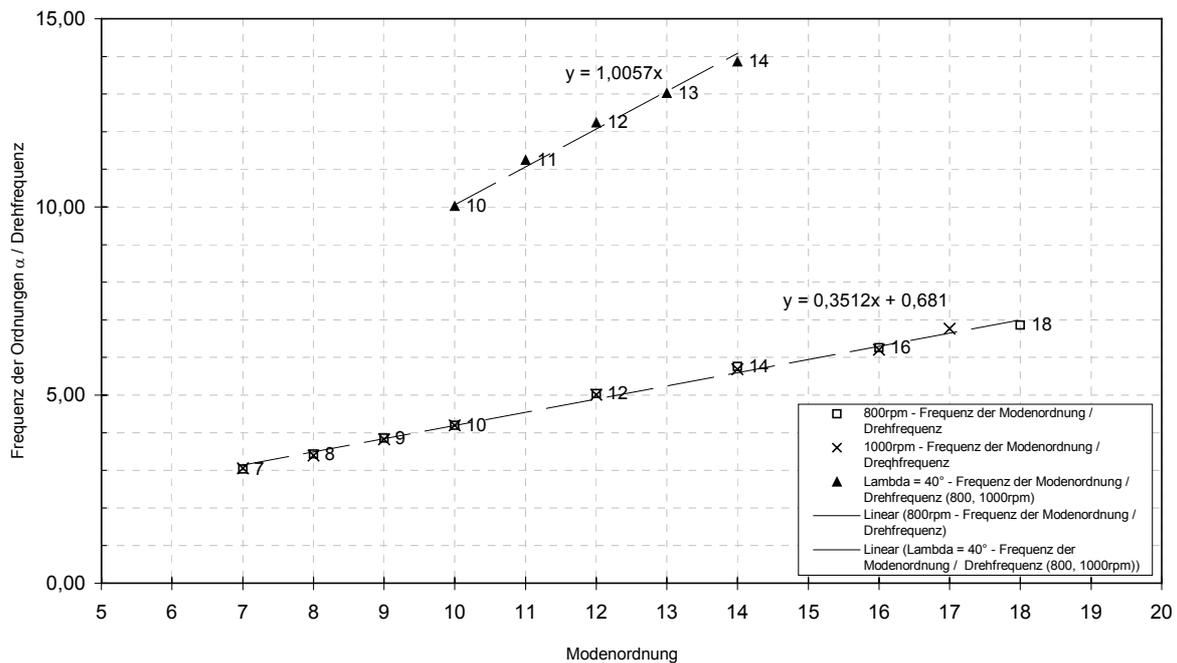


Abbildung 5.22: Vergleich der mit der Drehfrequenz gewichteten Modenordnungsfrequenzen der Maschinen $\lambda = 40^\circ$ und 60° . Verteilung der modalen Ordnungsstrukturen α für Betriebspunkte eines kontinuierlichen Drosselvorgangs $\varphi = 0.17 \dots 0.10$.

Ein Verfahren zur automatisierten Erkennung von Schaufelschwingungen mittels einer Bewertung gemessener Wanddruckverläufe ist somit nicht möglich.

5.3.1 Azimutalmodenanalyse zur Detektion aerodynamischer und aeroakustischer Phänomene

Die Zerlegung der Wanddruckverteilung mittels der azimutalen Modenanalyse ist neben der Bestimmung der Ordnungen α der rotierenden Instabilitäten auch zur eindeutigen Bestimmung der Frequenzen und Amplituden anderer Effekte geeignet. Im einzelnen sind dies:

- „Pre-Stall-Waves“ oder „Modes“
- akustischen Stehwellen,
- rotierendes Abreißen.

Das Druckfeld eines wandbündigen Spektrums wird maßgeblich durch die Amplitude der Blattfolgefrequenz dominiert. In Abhängigkeit der Dynamik der Messaufnehmer oder der Qualität der Signalkonditionierung besteht somit die Gefahr, dass spezielle Effekte nicht hinreichend genau aufgelöst werden. Zudem ist ohne eine eingehende Phasenuntersuchung eine formale Unterscheidung der Frequenzlinien, hervorgerufen durch akustische Stehwellen,

rotierenden Abreißens oder rotierender Instabilitäten, unter Umständen nicht möglich. *Abbildung 5.23* zeigt das Spektrum der Maschine $\lambda = 40^\circ$, $\varphi = 0.20$ für die Drehzahl 1000min^{-1} . Die rotierenden Instabilitäten erreichen an dem Betriebspunkt noch nicht die vollständigen Intensitäten der Seitenbänder und infolge der linearen Darstellungsform tritt die breitbandige Amplitudenerhöhung kaum aus dem Hintergrundrauschen hervor. Das Spektrum wird dominiert durch die Frequenzen der Blattfolgefrequenz bei 183Hz und diverse Frequenzspitzen bei ca. $4.5, 16.75, 40, 50, 60, 83.25, 95, 99.75\text{Hz}$. Des Weiteren sind weitere Effekte kleiner Amplituden zu erkennen. Nur die Drehzahl und die BFF können durch die Kenntnis der Drehfrequenz eindeutig zugeordnet werden. Mittels der Bestimmung der modalen Ordnungen ist eine eindeutige Zuordnung und Eingrenzung anderer bekannter Effekte für diskrete Frequenzen möglich, auch wenn die Amplituden zum Teil nur sehr kleine Werte aufweisen, vgl. *Abbildung 5.24*.

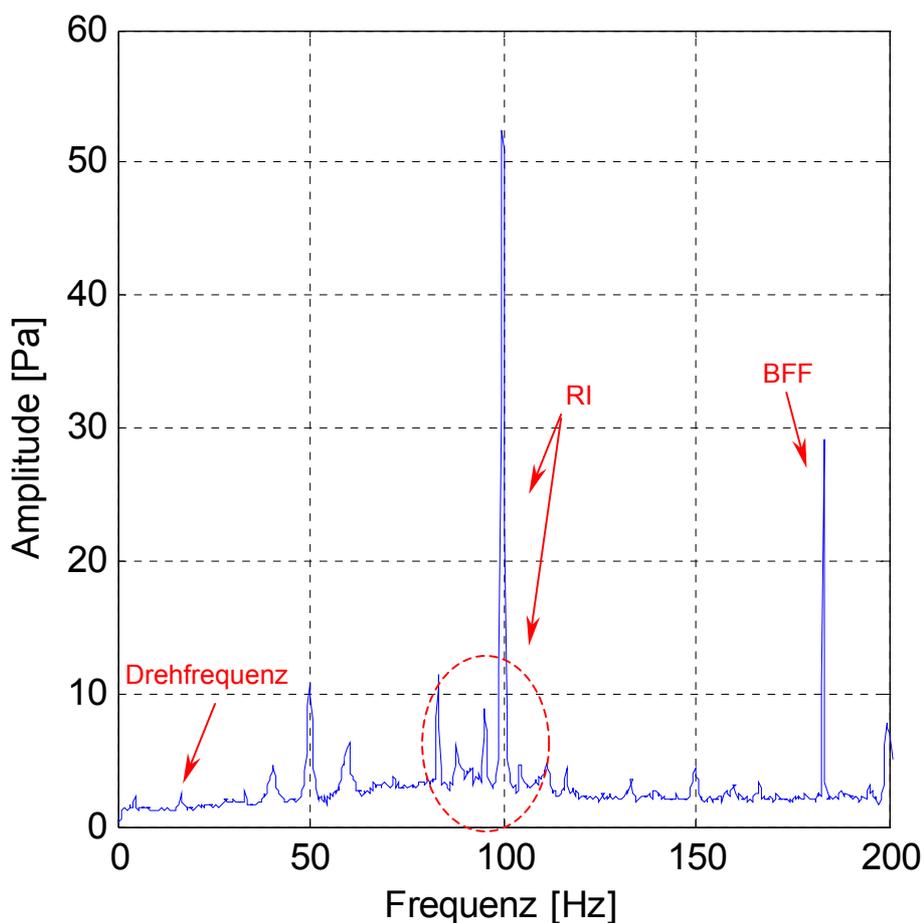
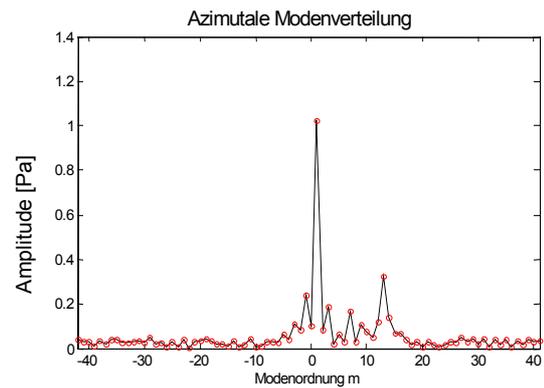


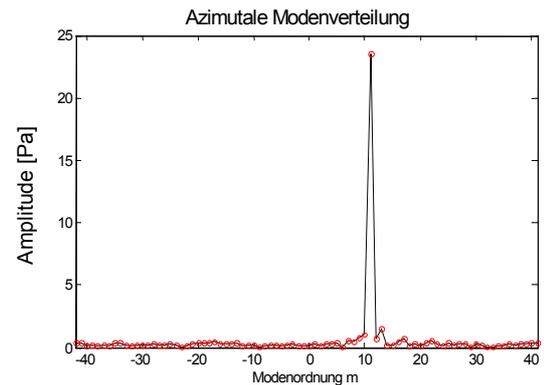
Abbildung 5.23: Spektrum der Maschine $\lambda = 40^\circ$, $\varphi = 0.20$, 1000min^{-1} .

Drehfrequenz, $f = 16.75\text{Hz}$:

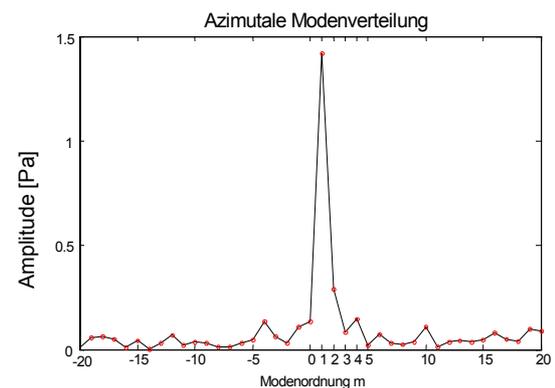
Die Modenverteilung der Drehfrequenz wird durch die Mode $\alpha = 1$ dominiert. Des Weiteren sind weitere Ordnungen sehr kleiner Amplituden, bedingt durch turbulente Hintergrundgeräusche, zu erkennen.

**BFF, $f = 183\text{Hz}$:**

Die Ordnungszahl der Blattfolgefrequenz entspricht der Anzahl der Schaufelblätter, hier $z = \alpha = 11$ und ist somit eindeutig identifizierbar. Die Amplitude der BFF erreicht dabei annähernd die Amplitude im Spektrum.

**Rotierendes Abreißen, $f = 4.5\text{Hz}$:**

Bei RS handelt es sich um eine ein- oder mehrzellige rotierende Ablöseblase. Die Ordnungszahl entspricht somit der Anzahl der Zellen. Hier $\alpha = 1$. Eine mehrzellige Struktur ist nur in Verbindung mit den auftretenden harmonischen Frequenzlinien im Spektrum unterscheidbar. Trotz der kleinen Amplitude ist eine eindeutige Identifizierung möglich.

**Akustische Rohreigenfrequenz $f = 83.25\text{Hz}$:**

Die angeregte Frequenzlinie entspricht der Eigenfrequenz einer akustischen Stehwelle des Kanals mit der Ordnungszahl $\alpha = -1$. Negative Modenordnungen können in dem betrachteten Koordinatensystem nur durch eine Quelle mit einer Ausbreitungsrichtung entgegen dem Rotordreh Sinn verursacht werden. Die Ausbreitungsgeschwindigkeit muss dann der Schallgeschwindigkeit entsprechen. Damit handelt es sich um ein akustisches Phänomen, vgl. Kap 3.2.3.

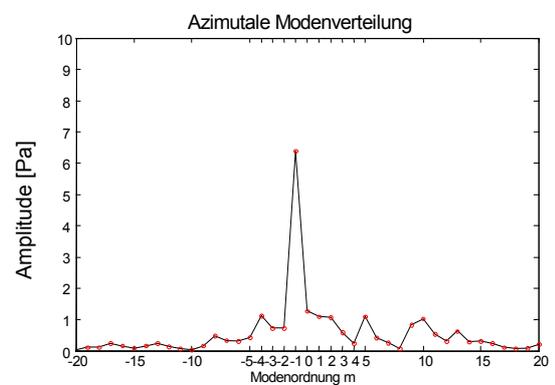


Abbildung 5.24: Azimutalmodenzerlegung zur Identifikation der Effekte anhand der Beispiele: Drehfrequenz, BFF, RS und akustischer Rohreigenfrequenzen.

Bei den „Pre-Stall-Waves“ oder „Modes“ handelt es sich um einen rotierenden tieffrequenten Instabilitätseffekt nahe der Abreißgrenze bei noch anliegender Hauptströmung ohne rotierendes Abreißen [Day, 1993 – 1997]. Umfassende Untersuchungen an dem vierstufigen Niedergeschwindigkeitsverdichter NGV in Dresden zeigen, dass es sich bei dem Phänomen um ein zellenartiges, rotierendes Phänomen handelt, welches im Spektrum als tonale Frequenzlinie bei etwa der $\frac{1}{4}$ oder $\frac{1}{2}$ Drehfrequenz identifiziert werden kann. Die Intensität nimmt mit abnehmendem Volumenstrom zu wobei die Rotationsgeschwindigkeit steigt. Mit Überschreiten der Abreißgrenze geht der Effekt direkt in eine rotierende Ablösung über [Haukap, 1998; Haukap, Holste, Kameier, 2000; Mailach 2001]. Die genauen Entstehungsmechanismen sind bislang unverstanden, als Ursache wird die Schaufelbelastung, die Druckumsetzung sowie Fehlanströmungen infolge Incidencewinkelschwankungen im Bereich der Blattspitze angenommen. Dieser Effekt bietet einen Ansatz zu Untersuchungen und Entwicklung von Methoden zur Früherkennung der Stabilitätsgrenze und Stallregelmechanismen. Mittels der Korrelation der Frequenzen aus raumfestem und rotierendem System kann dem Effekt eine Modenordnungsstruktur α zugeordnet werden. Die Anwendung der Azimutalmodenanalyse bestätigt die Ergebnisse [Haukap, 1998; Haukap, Holste, Kameier, 2000].

5.4 Simulation der Spaltdurchströmung

Abbildung 5.25 zeigt im Vergleich der Spaltweite $s^*=2\%$ und $s^*=4\%$ die Geschwindigkeiten der Spaltdurchströmung bei Variation des Betriebspunktes ausgehend von $\varphi = 0.25$ bis zum Erreichen des Betriebspunktes mit vollständig abgelösten Profilgrenzschichten im Blattspitzenbereich bei $\varphi = 0.13$. *Abbildung 5.26* zeigt für 3 Spaltweiten die Verteilung des Betrags der Absolutgeschwindigkeit.

Die Geschwindigkeitsverteilung zeigt für den Betriebspunkt $\varphi = 0.23$ den Einfluss des Spaltes auf die Zuströmung im Blattspitzenbereich. Das Gebiet kleiner Geschwindigkeiten ist die Folge abgelöster Profilgrenzschichten. Rückströmung liegt im Spalt nur im Bereich der Vorderkante mit kleinen Geschwindigkeiten vor. Die Größe der Ablösung zeigt eine Abhängigkeit der Spaltweite nahe der Stabilitätsgrenze $\varphi = 0.18$. Rückströmung ist über nahezu der gesamten Sehnenlänge vorhanden. Die Stromlinienverläufe und die Geschwindigkeitsverteilung zeigen einen Einfluss der Spaltweite auf die Ablösung der Profilgrenzschicht. Der Absolutbetrag der Geschwindigkeit weist bei konstanten Betriebsbedingungen bei der Spaltweite $s^* = 2\%$ die größten Werte auf. Unter der Annahme eines konstanten Spaltvolumenstroms ist das die Folge der kleineren Spaltfläche.

Die Untersuchungen lassen einen Einfluss des Spaltes auf die Strömung im Blattspitzenbereich und der Zuströmung im wandnahen Gehäusegrenzschichten erkennen. Infolge der Rückströmung über den Spalt wird, wie aus dem Experiment bestätigt, das Auftreten rotierender Instabilitäten vermutet.

Für die Betriebspunkte $\varphi \leq 0.23$ sind rotierende Instabilitäten vorhanden, bei dem Betriebspunkt $\varphi = 0.25$ ist im Mittel keine Rückströmung im Spalt vorhanden und somit treten keine rotierenden Instabilitäten auf. Die Betriebspunktvariation hinsichtlich der Spaltweite fällt zu gering aus, so dass hier nicht wirklich ein qualitativer Unterschied zu erkennen ist. Der in *Abbildung 5.25* gezeigte Unterschied zwischen $\varphi = 0.25$ und $\varphi = 0.23$ wird als „Konstruktionskriterium“ gesehen, um rotierende Instabilitäten im Auslegungsprozess sicher ausschließen zu können.

Das Vorhandensein eines Sekundärwirbels in der Zuströmung in Abhängigkeit der Spaltweite zeigt die Spaltweitenvariation nicht. Der Ansatz ist jedoch geeignet, die Strömung im Blattspitzenbereich und Ablösungen der Profil- und Gehäusegrenzschichten zu beschreiben. Die Simulation konstruktiver Varianten zur Beeinflussung der Gehäusegrenzschichten ist somit grundsätzlich möglich.

5 Diskussion der Ergebnisse

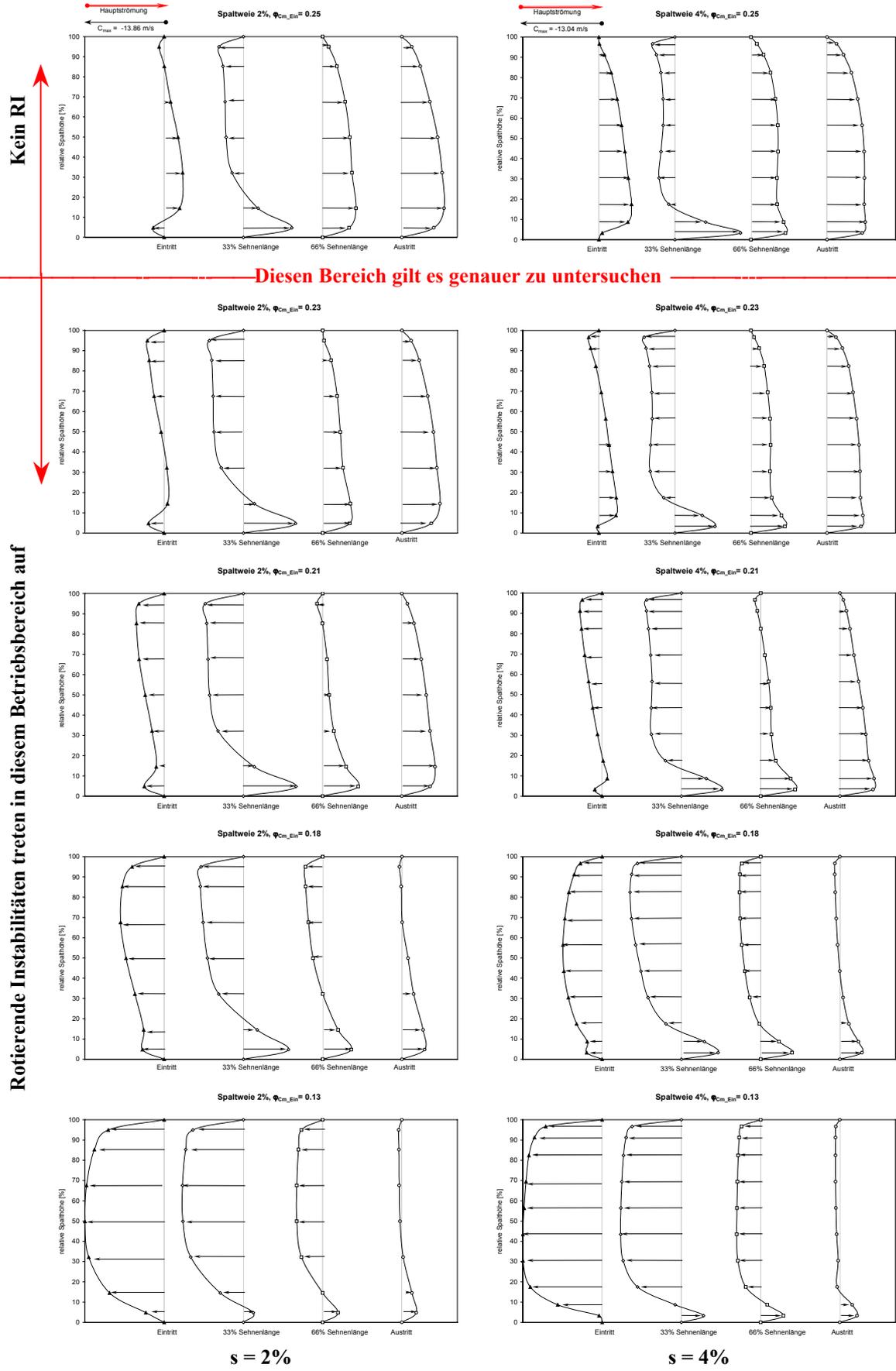


Abbildung 5.25: Verteilung der Axialgeschwindigkeit im Spalt für die Spaltweiten $s^* = 2\%$ und $s^* = 4\%$. Normiert auf Maximalgeschwindigkeit im Spalt bei $\varphi = 0.13$, $n = 800\text{min}^{-1}$.

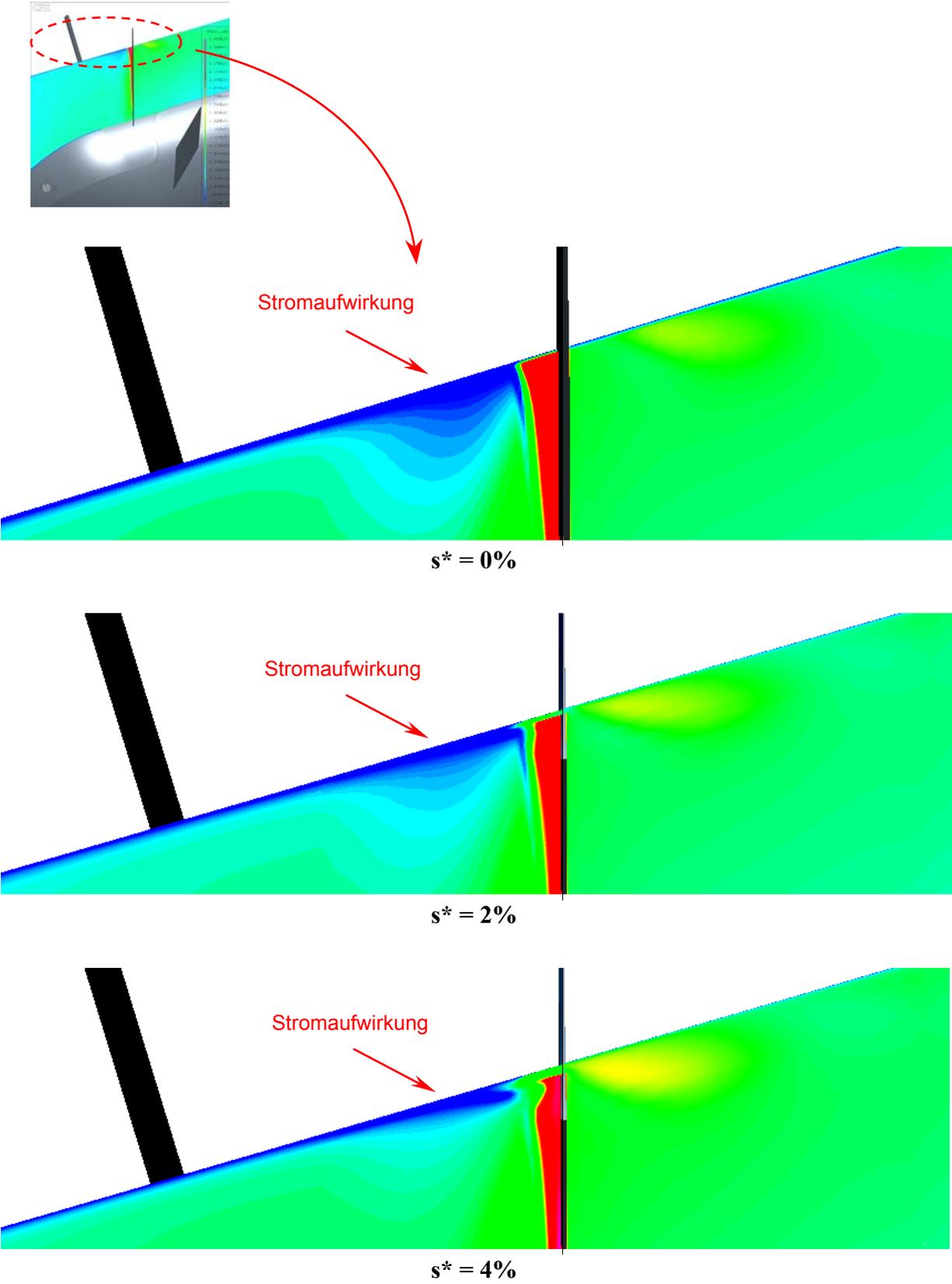


Abbildung 5.26: Verteilung des Betrags der Absolutgeschwindigkeit im Meridianschnitt bei $\varphi = 0.23, n = 800\text{min}^{-1}$.

5.5 Rotierende Instabilitätsstrukturen - Vergleich der Ergebnisse des Demonstrators mit realen Maschinen

5.5.1 Vergleich mit Instabilitätsstrukturen bei kompressibler Strömung

Die praktische Relevanz und die Auswirkungen rotierender aerodynamischer Instabilitätsphänomene verbunden mit einer massiven Anregung der mechanischen Schaufelstruktur zeigen die Untersuchungen von Baumgartner et. al. (1995) an dem Hochdruckverdichter der BR710 Flugtriebwerksreihe. Ausgangspunkt der Untersuchungen ist eine periodische Wechseldruckschwankungen, die im Offdesignbereich des Verdichters zu einer starken Anregung des 1. Biege- und Torsionsmodus der ersten Schaufelreihe führt. Der Effekt wurde als rotierende periodische Wirbelablösung im Blattspitzenbereich beschrieben, dessen Quellsystem relativ zum rotierenden und raumfesten System rotiert, ähnlich dem rotierenden Abreißen. Aufgrund der Rotationsbewegung des Quellsystems ist die Strukturanregung nicht unmittelbar erkennbar, die Auswirkungen bzw. die Stimulusfrequenzen lassen sich nur indirekt mittels einer Koordinatentransformation berechnen. Der beschriebene Effekt zeigt in vielen charakteristischen Eigenschaften eine sehr starke Analogie zu dem von Kameier (1994) an einem Niedergeschwindigkeitsverdichter beschriebenen rotierenden Instabilitätseffekt RI. *Abbildung 5.27* zeigt die Frequenzverläufe des Wanddrucks und der Schaufelschwingungen für eine Drehzahlhochfahrt des BR 710 Hochdruckverdichters mit Anregung der Schaufeleigenfrequenzen bei Auftreten des rotierenden Instabilitätseffekts RI. Zielsetzung der Untersuchungen am Hochdruckverdichter waren die physikalischen Ursachen und die präzise Vorhersage der RI Frequenzen in den verschiedenen Bezugssystemen wodurch gleichzeitig eine Klassifizierung der modalen Struktur α der Instabilitätsform möglich ist, vgl. Kap 3., Kameier [1994], Baumgartner et. al. [1995].

Die am Axialventilatorprüfstand gewonnenen Ergebnisse korrelieren qualitativ sehr gut mit den Frequenzverläufen des Hochdruckverdichters. Der Betriebs- und der Frequenzbereich, in dem der Effekt nachgewiesen werden kann, decken sich weitestgehend. Für beide Maschinen lässt sich eine ähnliche Rotationsgeschwindigkeit für Instabilität berechnen, die in einem direktem Zusammenhang zu dem äquidistanten Frequenzabstand der für den Effekt typischen Frequenzspitzen steht, vgl. *Abbildung 5.28*.

5 Diskussion der Ergebnisse

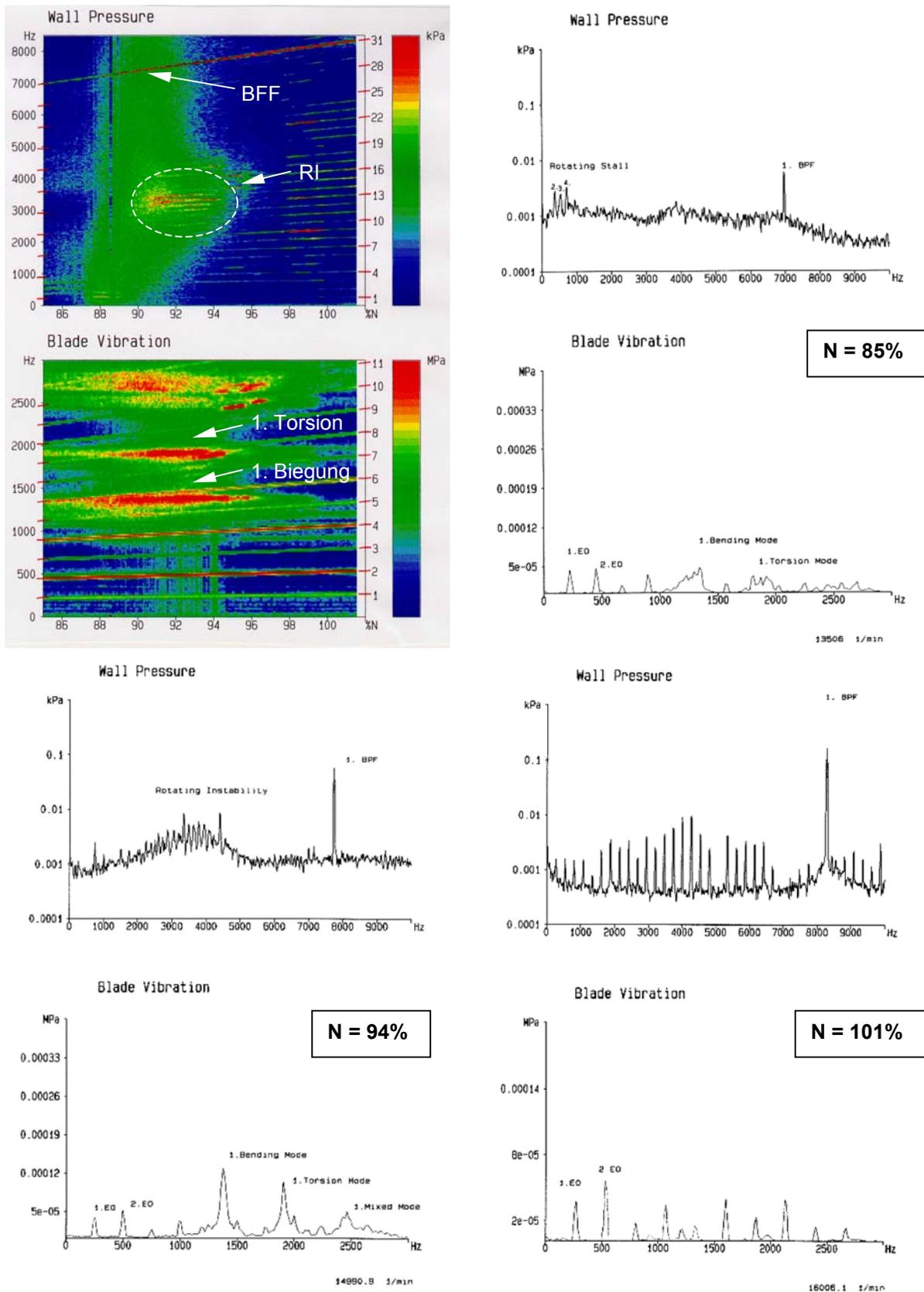
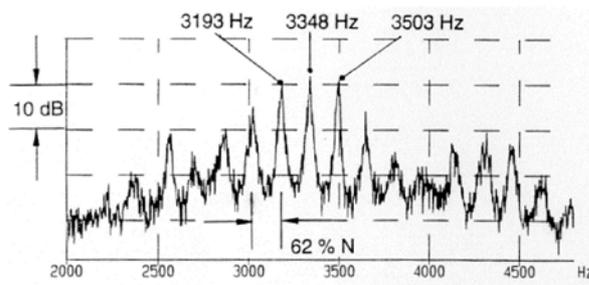
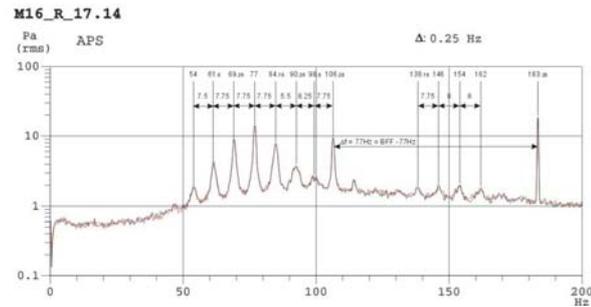


Abbildung 5.27: Frequenzverläufe des Wanddruckes und der Schaufelschwingung für eine Drehzahlhochfahrt des BR 710 Hochdruckverdichters mit Auftreten von RI [Baumgartner et. al. 1995].



BR710 Hochdruckverdichter, N = 94%
[Baumgartner et. al. 1995]



Demonstrator, $\varphi = 0.12, \lambda = 60^\circ, 1000\text{min}^{-1}$

Abbildung 5.28: Vergleich der Frequenzspektren mit erhöhter Frequenzauflösung bei Auftreten des Instabilitätseffekts.

Aufgrund fehlender Wechseldruckinformationen aus dem rotierenden System sind gemäß *Tabelle 5.3* die modalen Ordnungen α und die Quellfrequenzen ω_{SM}^S anhand der gemessenen RI Frequenzen im raumfesten System und den angeregten Schaufeleigenfrequenzen abgeschätzt worden. Die RI Frequenzen respektive Winkelgeschwindigkeiten sind dabei als Vektor zu interpretieren, wobei das Vorzeichen die Drehrichtung bestimmt. Die rot unterlegten Werte α scheinen dabei im Vergleich zu den in der Literatur veröffentlichten Ergebnissen am wahrscheinlichsten. Wie bereits gezeigt wurde, ist die Richtigkeit der Werte in Frage zu stellen, denn jeder äquidistanten Frequenzspitze ist eine modale Ordnung zuzuordnen und damit korrelieren die transformierten Frequenzen im rotierenden System, die eine Anregung der Struktur zur Folge haben, nicht mehr, vgl. *Tabelle 5.4*.

Die physikalischen Ursachen, die für das Auftreten von RI verantwortlich sind, konnten nicht gefunden werden. Durch eine Reduzierung der aerodynamischen Schaufelbelastung im Blattspitzenbereich konnte das Auftreten des Effektes vermieden werden.

Tabelle 5.3: Modale Ordnungen α und Quellfrequenzen ω_{SM}^S für RI am BR710 Hochdruckverdichter, Drehzahl $\Omega_{Rotor}^F = 249\text{Hz}$, [Baumgartner et. al. 1995].

$\omega_{SM}^F / 2\pi$ [Hz]	$\omega_{SM}^R / 2\pi$ [Hz]	$ \alpha = \frac{ \omega_{SM}^F - \omega_{SM}^R }{\Omega_R^F}$	$ \alpha = \frac{ \omega_{SM}^F + \omega_{SM}^R }{\Omega_R^F}$	$\omega_{SM}^S / 2\pi$ [Hz]				$\Omega_s^F / 2\pi$ [Hz]
				$ \alpha (-)$		$ \alpha (+)$		
± 3503	± 1911	± 6.4	± 21.7	+2512	+4494	+133	+6873	+155
± 3348	± 1911	± 5.8	± 21.1	+2453	+4243	+74	+6622	+155
± 3193	± 1911	± 5.1	± 20.5	+2395	+3991	+16	+6370	+155
± 3503	± 1372	± 8.6	± 19.6	+2176	+4830	+468	+6538	+155
± 3348	± 1372	± 7.9	± 19.0	+2118	+4578	+410	+6286	+155
± 3193	± 1372	± 7.3	± 18.3	+2059	+4327	+351	+6035	+155

Tabelle 5.4: Berechnete RI Frequenzen ω_{SM}^R im rotierenden System anhand gemessener Frequenzen ω_{SM}^F und Vorgabe einer Modenordnungsfolge α .

$\omega_{SM}^F/2\pi$ [Hz]	α [Hz]	Ω_{Rotor}^F [Hz]	$\omega_{SM}^R = \alpha \cdot \Omega_{Rotor}^F - \omega_{SM}^F$ [Hz]	Bemerkung
3193	18	249	1289	
3348	19	249	1383	Anregung der 1. Biegung
3503	20	249	1477	
3658	21	249	1571	
3813	22	249	1665	
3968	23	249	1759	
4123	24	249	1853	
4278	25	249	1947	Anregung der 1. Torsion
4433	26	249	2041	

5.5.2 Vergleich mit Instabilitätsstrukturen bei inkompressibler Strömung

5.5.2.1 Vergleich mit einem einstufigen Niederdruckverdichter des DLR Berlin

[Kameier, 1994] führte die Untersuchungen bezüglich rotierender Instabilitäten an einem einstufigen Niedergeschwindigkeitsverdichter der DLR Berlin durch. Die Beschauelung der Maschine mit einem Durchmesser von $D = 452.4\text{mm}$ und einem Nabenverhältnis $v = 0.62$ verfügt über eine Profilierung der NACA-65 Serie und $z = 24$ Schaufelblätter. Die Sehnenlänge beträgt $s = 43\text{mm}$, der Staffelungswinkel $\lambda = 63^\circ$ und die maximale Schaufeldicke $d_{\max} = 3\text{mm}$ bzw. $d_s \sim 7\%$ der Sehnenlänge. Der Gehäuseschnitt der Maschine ist somit bis auf die Schaufelblattanzahl, das Teilungsverhältnis und der Profilierung geometrisch mit dem Demonstrator $\lambda = 60^\circ$ vergleichbar.

Zielsetzung der Untersuchungen war der Einfluss der Kopfspaltweite s auf den Blattspitzenwirbellärm, eine Variation des Staffelungswinkels ist nicht durchgeführt worden. Ferner wurde im Experiment das vorgestellte theoretische Modell für die Existenz und die Beschreibung der für RI typischen Seitenbänder äquidistanten Frequenzabstands Δf in den betrachteten Koordinatensystemen und die Abstrahlung ins Fernfeld bestätigt.

Die Ergebnisse des Demonstrators zeigen eine sehr gute Übereinstimmung der charakteristischen Eigenschaften des Instabilitätsphänomens. Vgl. hierzu *Abbildung 5.28* sowie *Abbildung 1.1* und *1.1*.

Treten bei genügend großer Kopfspaltweite die rotierenden Instabilitäten am DLR Verdichter auf, so ist die Zuordnung der azimutalen Modenordnung α möglich. Die vorgestellten Ergebnisse [Kameier 1994, S. 94, Tabelle 4.1] berücksichtigen jedoch nicht, dass die Drehfrequenz ω des Quellmechanismus in den betrachteten Koordinatensystemen als Vektor betrachtet werden muss, das Vorzeichen damit das Maß für die Drehrichtung ist. Die

Werte der azimuthalen Modenordnungen betragen somit Werte zwischen $\alpha = -12 \dots -4$ für Betriebspunkte $\varphi = \varphi_{\max} \dots \varphi_{\min}$, vgl. *Abbildung 5.29*. Eine Berechnung der Modenordnung unter Berücksichtigung der Ausbreitungsrichtung liefert hingegen Werte $\alpha = 32 \dots 25$ in der Größenordnung der Schaufelblattanzahl vergleichbar zu den im Kapitel 3 vorgestellten Ergebnissen des Demonstrators. Eine Strukturanregung infolge RI ist nicht nachweisbar, da die Eigenfrequenzen der Beschaukelung weit außerhalb des Frequenzbereichs der Instabilitäten liegen.

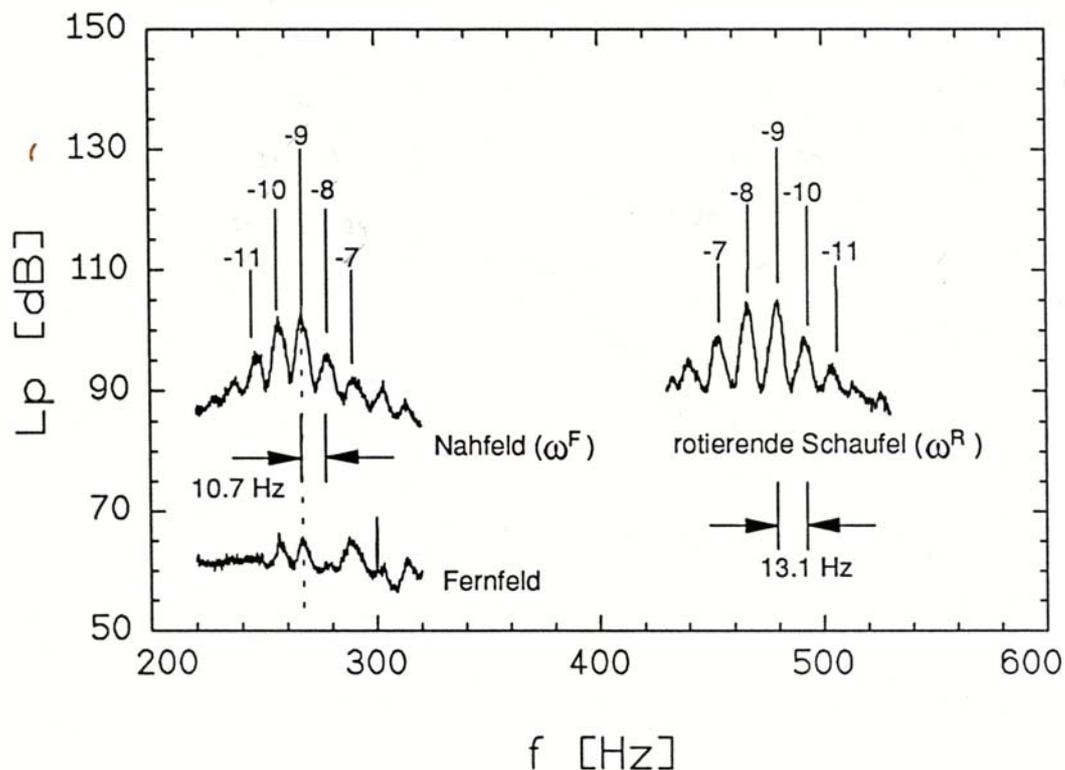


Abbildung 5.29: Modenordnungszahlen von RI im raumfesten und rotierenden System des einstufigen Niedergeschwindigkeitsverdichters der DLR Berlin. [Kameier 1994, Seite 94].

5.5.2.2 Vergleich mit einem vierstufigen Niederdruckverdichter der TU Dresden

Ein weiterer Nachweis rotierender Instabilitäten konnte durch umfangreiche Messungen an dem vierstufigen Niedergeschwindigkeitsverdichter in Dresden (NGV) erbracht werden. Die Maschine ist mit vier identischen Gleichstufen-Beschaukelungen ausgeführt, die dem Mittelschnitt einer hinteren Stufe eines Hochdruckverdichters nachempfunden ist [Mailach, 2001]. Die Beschaukelung des Verdichters zeichnet sich durch ein Schaufelhöhenverhältnis von $h/s \sim 1$, einem Staffelungswinkel von $\lambda \sim 53^\circ$ und der sehr großen Schaufelanzahl von 63 Rotor- und 83 Statorblättern aus.

Die beschriebenen rotierenden Instabilitäten können durch eine massive Vergrößerung der Kopfspaltweite in der dritten Stufe nachgewiesen werden [Mailach, 2001]. Die typischen tonalen Frequenzspitzen zeigen sich aufgrund der nicht ausreichenden Intensität des Effektes nicht, mittels einer speziellen Instrumentierung und Auswertungsmethodik lässt sich aber die

modale Struktur eindeutig beschreiben [Haukap C., Holste F., Kameier F., 2000]. Die Anzahl der gleichzeitig nachweisbaren Modenordnungen α ist im Vergleich zu den Maschinen des DRL, dem Hochdruckverdichter BR710 und dem Demonstrator sehr groß. Die Ordnungszahlen α korrelieren bei dieser Maschine wie bei dem Hochdruckverdichter mit der halben Schaufelblattanzahl. Im Gegensatz dazu korrelieren die Ordnungszahlen α des DLR Verdichters und des Demonstrators mit der ganzen Schaufelblattanzahl, *Abbildung 5.30*.

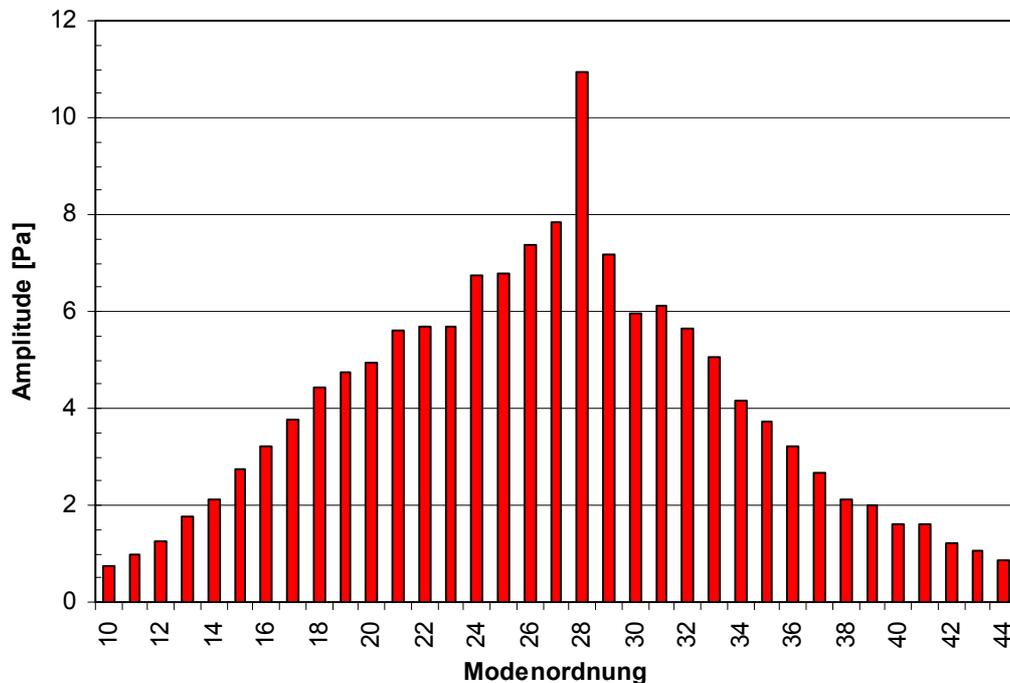


Abbildung 5.30: Gewichtete Amplituden der Modal- bzw. Modenanalyse des vierstufigen NGV der TU Dresden, 1000min^{-1} , $\varphi \sim 0.44$. [Haukap et. al. 2000].

5.2.2.3 Vergleich mit einer Axialpumpe

Die rotierende Instabilität ist kein Phänomen, dessen Auftreten nur auf den Arbeitsbereich von Niederdruck- oder Turboverdichtern beschränkt ist. Rotierende Instabilitäten können auch an einer Pumpe nachgewiesen werden, [Gabor 1999].

Am Institut sind Untersuchungen an einem leitradlosen Kleinst-Pumpenprüfstand, Nenndurchmesser DN100, technische Daten laut *Tabelle 5.5*, bei unterschiedlicher Spaltkonfiguration durchgeführt worden, vgl. *Abbildung 5.31*. Zusammenfassend sind in *Abbildung 5.32* Frequenzanalysen für 3 Betriebspunkte (Teillast, Überlast und Sekundärcharakteristik) bei größter Spaltweite dargestellt. Es ist zu erkennen, dass mit zunehmender Belastung eine breitbandige Amplitudenerhöhung bei ca. 50% der Blattfolgefrequenz auftritt. Die Frequenzen der breitbandigen Überhöhung verlagern sich bei Betrieb auf der Sekundärcharakteristik hin zu kleineren Frequenzen, die Amplituden nehmen an Intensität zu und es treten diskrete Frequenzspitzen äquidistanten Abstandes Δf hervor.

Eine Modalanalyse oder Untersuchungen bezüglich einer Rotationsgeschwindigkeit ist aufgrund fehlender Instrumentierung nicht durchgeführt worden.

Ein wesentliches Ergebnis ist, dass ein rotierendes Instabilitätsphänomen - RI - erstmals an einer Maschine zur Förderung inkompressibler Medien nachgewiesen werden konnte. Die Kompressibilität hat daher keinen Einfluss auf die Entstehung von RI, so dass die aerodynamischen Vorgänge auf die Hydrodynamik übertragen werden können.

Parameter	Wert
Außendurchmesser:	100mm
Innendurchmesser:	50mm
Schaufelzahl:	7
Staffelungswinkel:	15°
Sehnenlänge:	23mm
Schaufelradius:	30°
Auslegungslieferzahl:	0.3677
Auslegungsdruckzahl:	0.2938

Tabelle 5.5: Technische Daten der Pumpenbeschaufelung, [Gabor 1999].

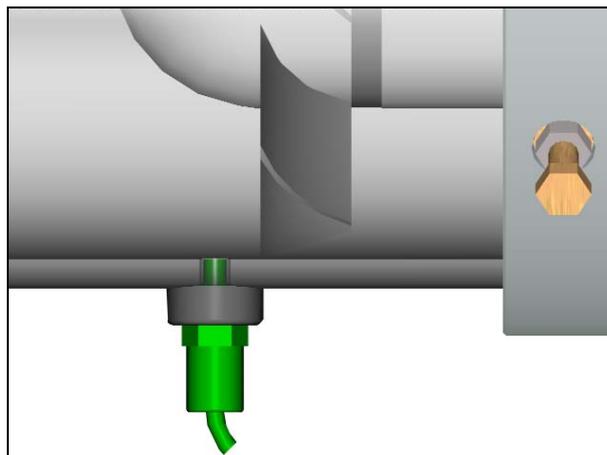


Abbildung 5.31: Schematische Ansicht des Pumpenprüfstands DN 100, [Gabor 1999].

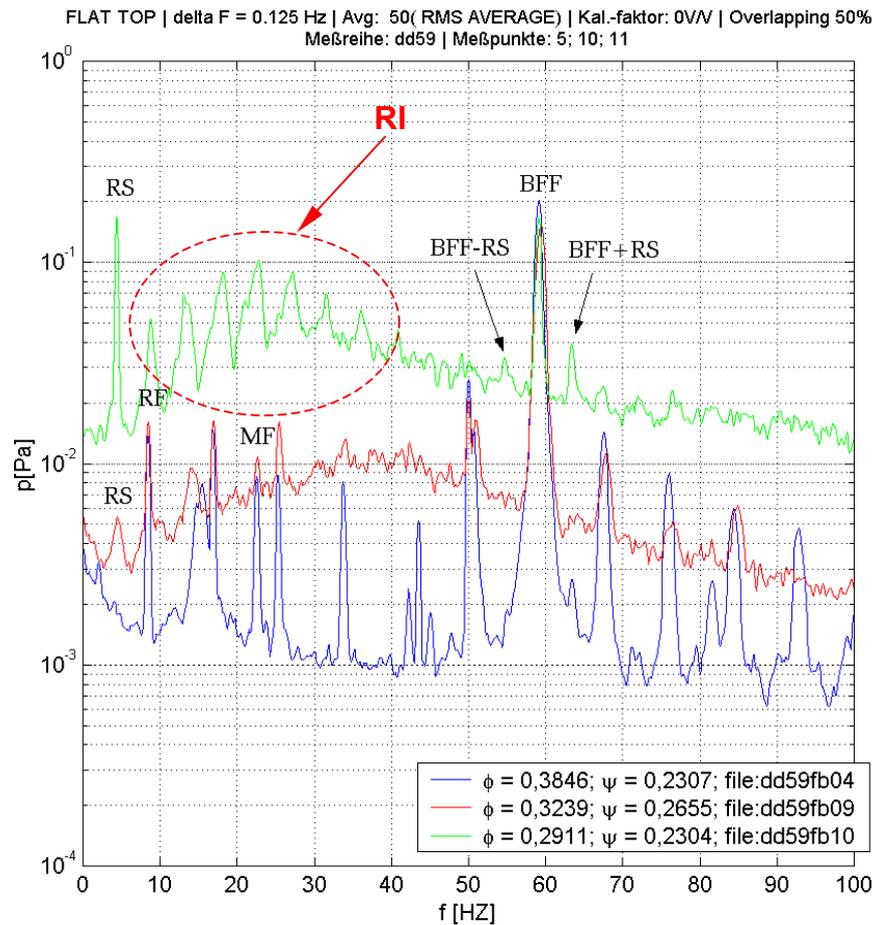


Abbildung 5.32: Messung im Strömungsmedium Wasser. Frequenzspektren für die Betriebspunkte Teillast (blau), Überlast(rot) und Sekundärcharakteristik(grün), für die Spaltweite $s^* = s/l = 3.9\%$, $RF = 8.4\text{Hz}$, [Gabor 1999].

6 Zusammenfassung

Mittels hochauflösenden, instationären Wand- und Schaufeldruckmessungen konnte das als rotierende Instabilitäten bekannte Instabilitätsphänomen an einem einstufigen Axialventilator (Demonstrator) nachgewiesen werden. Die hohe Variabilität der Schaufelgeometrie, Spaltweite und Staffelungswinkel ermöglichte dabei eine gezielte Abstimmung der untersuchten Strömungsphänomene auf die unterschiedlichen Betriebsbereiche der Maschine. Statistische Bewertungsmethoden ließen eine Identifizierung und damit eine eindeutige Klassifizierung der rotierenden Instabilitäten im Gegensatz zu rotierendem Abreißen zu. Gleichzeitig konnte durch den Einsatz einer extrem weichen und unverwundenen Beschaukelung erstmals eine Strukturanregung infolge rotierender Instabilitäten reproduzierbar nachgewiesen werden. Vergleichende Untersuchungen an einer axialen Pumpe bestätigten die Unabhängigkeit von der Kompressibilität des Strömungsmediums auf das Auftreten der rotierenden Instabilitäten. Damit ist die Übertragbarkeit der Untersuchungen auf Ergebnisse von Hochdruckverdichtern zweifelsfrei gegeben. Ein einfaches Verfahren zur Abschätzung der Dopplerfrequenzen der rotierenden Instabilitäten im rotierenden Koordinatensystem ermöglicht zudem eine Berücksichtigung bauteilgefährdender Anregungsfrequenzen in der Auslegung. Die erprobten statistischen Methoden eignen sich nicht, um aus Wanddruckschwankungsmessungen – auch bei vollständig vorliegender Modalanalyse – auf die Schaufelschwingungen rückschließen zu können.

Als Ursache der rotierenden Instabilitäten werden instationäre Strömungsvorgänge im Blattspitzenbereich des Rotors und dessen Auswirkungen auf die gehäusenahen Wandgrenzschichten vermutet. Maßgeblicher Einflussparameter ist dabei die Spaltweite. Zudem wird mit zunehmender Annäherung an die Stabilitätsgrenze die Hauptströmung im Blattspitzenbereich durch das Auftreten des Spaltwirbels dominiert. Daher sind zur Beschreibung der Strömungsvorgänge numerische Berechnungen mit einem kommerziellen Strömungslöser durchgeführt worden. Mittels eines einfachen, stationären und inkompressibelen Ansatzes galt es, die gewonnenen Erkenntnisse des Experiments mit den Strömungsvorgängen im Blattspitzenbereich des Rotors und im Zulauf der Maschine zu korrelieren. Ziel war die Entwicklung eines praxisgerechten Verfahrens, welches Indikatoren für das Auftreten der rotierenden Instabilitäten bei z.B. einer Variation der geometrischen Randbedingungen hinreichend vorhersagt. Für die untersuchte Maschinenkonfiguration ist die axiale Strömungsrichtung im Spalt als Indikator identifiziert worden. Als Ergebnis kann eine Methodik vorgestellt werden, die eine Bewertung numerisch gewonnener Strömungsberechnungen hinsichtlich der rotierenden Instabilitäten in einer industriellen Umgebung ermöglicht.

Die Arbeit leistet damit einen wesentlichen Beitrag zum Verständnis der rotierenden Instabilitäten, dessen physikalischen Ursachen bislang noch nicht hinreichend genau bekannt sind. Zudem konnte gezeigt werden, dass die bislang bekannte Modellvorstellung der rotierenden Instabilitäten hinreichend durch den Demonstratorprüfstand abgebildet werden kann. Damit bietet der Demonstratorprüfstand eine ideale Umgebung für weiterführende Untersuchungen

und die Erprobung von Maßnahmen zur Einflussnahme auf die rotierenden Instabilitäten sowie deren Wechselwirkung mit der Schaufelstruktur.

6.1 Ausblick

Die Spaltströmung und der sich ausbildende Spaltwirbel ist derzeit ein Schwerpunktthema der Forschung zur Steigerung der Effizienz und der Erweiterung des Arbeitsbereichs axialer Turbomaschinen. Gleichzeitig wird die Spaltwirbelströmung sowie dessen Einfluss auf die gehäusenahen Wandgrenzschichten als Hauptursache für das Auftreten rotierender Instabilitäten vermutet. Die Ergebnisse korrelieren gut mit der von Saathoff [2001] gezeigten Ablösung der Wandgrenzschicht im Zulauf beim sogenannten „Spill Forward“ des Spaltwirbels nahe der Stabilitätsgrenze für einen Niedergeschwindigkeitsverdichter. Einen ersten Ansatz zum Beweis, dass die rotierenden Instabilitäten tatsächlich durch das sogenannte Aufplatzen des Spaltwirbels verursacht werden („Vortex Breakdown“), liefern Ergebnisse aus einem stationären Gitter mit Spalt, die mit der von Saathoff untersuchten Rotorgeometrie vergleichbar ist, [Schrapp, Stark, Saathoff 2005]. Für eine Strömungskonfiguration nahe der Stabilitätsgrenze kann eine breitbandige Anregung im Frequenzspektrum einer instationären Druckmessung nachgewiesen werden, die mit der Signatur der rotierenden Instabilitäten vergleichbar ist. Unbekannt bleibt indes das physikalische Verständnis, wodurch die Rotation der Druckzellen verursacht wird, noch von welchen Ursachen die Anzahl der Zellen abhängig ist. Inoue [2002, 2004] weist im Experiment eine mehrzellige Ablösestruktur variabler Zellenanzahl bereits vor Überschreiten der Instabilitätsgrenze für einen Niedergeschwindigkeitsverdichter nach. Ein Zusammenhang zu den rotierenden Instabilitäten wird vermutet, kann jedoch nicht zweifelsfrei erbracht werden. Richtungsweisend für das physikalische Verständnis sind ferner die instationären numerischen Strömungsberechnungen zur Interaktion des Spaltwirbels mit der Stoßkonfiguration nahe der Stabilitätsgrenze und des damit verbundenen Vortex Breakdown für einen Hochdruckverdichter. Erstmals kann ein periodisches Abreißen des Spaltwirbels und eine damit verbundene rotierende Struktur durch die numerische Simulation nachgewiesen werden. Da die Untersuchungen jedoch auf eine Schaufelpassage beschränkt sind, sind für den zweifelsfreien Nachweis weitere instationäre, numerische Strömungsberechnungen für einen vollständigen Rotor notwendig. Liegen diese Ergebnisse in der Zukunft vor, lassen sich mit großer Wahrscheinlichkeit die physikalischen Ursachen der rotierenden Instabilitäten vollständig erklären.

Für die technische Umsetzung sind jedoch bereits heute Maßnahmen notwendig, mit denen direkt Einfluss auf die Spaltströmung und damit auch unter Umständen auf die rotierenden Instabilitäten genommen werden kann. Ziel ist zum einen die Erweiterung des Arbeitsbereiches und der Effizienz. Zum Anderen, um eine mögliche Anregung der Schaufelstruktur auszuschließen. Sogenannte Casing Treatments sind hierbei eine wirkungsvolle Maßnahme. Weitreichende systematische, numerische Untersuchungen hierzu sind unter Anderem von Wilke [2002, 2004] veröffentlicht. Zur Verifikation der verschiedenen Maßnahmen bietet sich, aufgrund der hohen Variabilität sowie der Einfachheit, der Demonstratorprüfstand zur Durchführung der notwendigen Experimente zur Überprüfung an.

Literaturverzeichnis

- [1] *AEA Technology Engineering Software Limited, Waterloo, Ontario, Canada. CFX-TASCflow Theory Documentation, 2002.*
- [2] *Ahmed S. R. (Hrsg.): Akustik und Aerodynamik des Kraftfahrzeuges, Expertverlag, 1995.*
- [3] *Aretakis N., Mathioudakis K., Kefalakis M., Papailiou K.: Turbocharger Unstable Operation Diagnosis Using Vibroacoustic Measurements. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 126, pp 840-847, 2004.*
- [4] *Baumgartner M., Kameier F., Hourmouziadis J.: Non-Engine Order Blade Vibration in a High Pressure Compressor. ISABE, Melbourne, Australia, 1995.*
- [5] *Beheshti B., Teixeira J., Ivey P., Ghorbanian K., Farhanieh B.: Parametric Study of Tip Clearance – Casing treatment on the Performance and Stability of a Transonic Axial Compressor. Journal of Turbomachinery, Vol. 126, pp 527-535, 2004.*
- [6] *Bellucci V., Flohr P., Paschreit C. O., Magni F.: On the Use of Helmholtz Resonators for Damping Acoustic Pulsations in Industrial Gas Turbines. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol 126, pp 271-275, 2004.*
- [7] *Bendat J. S., Piersol A. G.: Engineering applications of correlation and spectral analysis. 2. Auflage, Wiley Interscience, 1993.*
- [8] *Bergner J. Hennecke D. K.: Experimental Study of Stall-Inception of a Single-Stage Transonic Compressor. ISABE-2003-1081, 2003.*
- [9] *Blake W.: Differential Pressure Measurements in Fluid Mechanics Measurements. Springer-Verlag Berlin, 1983.*
- [10] *Blevins R. D.: Flow-Induced Vibration. Krieger Publishing Company, 2. Auflage, 1994.*
- [11] *Bohl W.: Strömungsmaschinen 2, Vogel Buchverlag, 1995.*
- [12] *Bommes L., Fricke J., Klaes K. (Hrsg.): Ventilatoren, Vulkan-Verlag, 1994.*
- [13] *Brodersen S.: Experimentelle Untersuchungen an hochbelasteten Axialventilatoren mit kleinem Nabenverhältnis. Dissertation, Institut für Strömungsmaschinen, TU-Braunschweig, 1986.*
- [14] *Bross S., Brodersen S., Saathoff H., Stark U.: Experimental and theoretical investigation of the clearance flow in an axial flow pump. KSB-AG Frankenthal, TU Braunschweig, Institut für Strömungsmaschinen, 1996.*
- [15] *Brüel & Kjaer: Master Catalogue-Elektronic Instruments, 1989.*
- [16] *Buxbaum O.: Betriebsfestigkeit. Stahleisen, Düsseldorf, erster berichtigter Nachdruck, 1988.*
- [17] *Camp T. R., Day I. J.: A Study of Spike an Modal Stall Phenomena in a Low-Speed Axial Compressor. ASME, Orlando, 1997.*
- [18] *Camp T. R.: A Study of Acoustic Resonance in a Low-Speed Multistage Compressor. ASME, Orlando, 1997.*
- [19] *Camp T.R.: Aspects of the Off-Design Performance of axial compressors. Dissertation, Department of Engineering, University of Cambridge, 1995.*

- [20] *Carregal-Ferreira J., Holzwarth A., Menter F. Esch T., Luu A.*: Advanced CFD Analysis of Aerodynamics Using CFX. AEA Technology GmbH, Otterfing, 2002.
- [21] *Chlyeh Y.*: Numerische Simulation und experimentelle Überprüfung von Wanddruckschwankungsverläufen, Diplomarbeit, Fachhochschule Düsseldorf, 2000.
- [22] *Cooper A. J., Parry A. B., Peake N.*: Acoustic Resonance in Aeroengine Intake Ducts. ASME Journal of Turbomachinery, No 126, pp 432-441, 2004.
- [23] *Cumpsty N.A.*: Compressor Aerodynamics, Longman, 1989.
- [24] *Day I. J., Breuer T., Escuret J., Cherrett M., Wilson A.*: Stall Inception and the Implications for Active Control in Four High Speed Compressors. ASME, Orlando, 1997.
- [25] *Day I. J., Freeman C.*: The Unstable Behaviour of Low and High-Speed Compressors. ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 116, pp. 194-201, 1994.
- [26] *Day I. J.*: Axial Compressor Performance During Surge. ASME Journal of Propulsion and Power, Vol. 10, pp. 329-336, 1994.
- [27] *Day I. J.*: Stall Inception in Axial Flow Compressors. ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 115, pp. 1-9, 1993.
- [28] *Decker*: Maschinenelemente, 12 Auflage, Carl Hanser Verlag, 1994.
- [29] *DIN EN ISO 5167-1*: Durchflussmessungen von Fluiden mit Drosselgeräten, Beuth Verlag GmbH, 1995.
- [30] *DIN VDE 57 530.*: Drehende elektrische Maschinen Anlaufen von Drehstrommotoren, Beuth Verlag GmbH, 1994.
- [31] *Dobrinski, Krakau, Vogel*: Physik für Ingenieure, B. G. Teubner, 1993.
- [32] *Dubbel*: Taschenbuch für den Maschinenbau, 18. Auflage, Springer-Verlag, 1995.
- [33] *Emmons H.W., Pearson C.F., Grant H.P.*: Compressor Surge and Stall Propagation. Transactions of the ASME, Vol. 79, pp. 455-469, 1955.
- [34] *Escuret F. F., Garnier V.*: Stall Inception Measurements in a High-Speed Multistage Compressor. ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 11, pp. 690-696, 1996.
- [35] *Ferziger J.H.*: Computational Methods for Fluid Dynamics. 3. Auflage, Springer, 2002.
- [36] *Fletcher N. H., Rossing T. D.*: The physics of Musical Instruments, Springer-Verlag, 1991.
- [37] *Försching H. W.*: Grundlagen der Aerolastik. Springer-Verlag, 1974
- [38] *Fuest, T.*: Berechnung der Breitbandschalleistung eines Axialventilators mit Hilfe gemessener Schaufeloberflächenwechseldrücke. Dissertation, Shaker Verlag, Aachen, 1996.
- [39] *Fung Y. C.*: An Introduction to the Theory of Aeroelasticity, Nato Agard, London, 1959.
- [40] *Garnier V. H., Epstein A. H., Greitzer E. M.*: Rotating Waves as a Stall Inception in Axial Compressors. ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 113, pp. 290-302, 1991.
- [41] *Gerolymos G. A, Vallet I.*: Tip-Clearance and Secondary Flows in a Transonic Compressor Rotor, ASME Paper No. 98-GT-366, 1998.
- [42] *Giese K., Schreck C.*: Hitzdrahtmessungen an rotierenden Laufräder von Strömungsmaschinen, Technika, Nr. 24, 1968.

- [43] *Goltz I., Kosyna G., Stark U., Saathoff H., Bross S.*: Stall Inception Phenomena in a Single-Stage Axial-Flow Pump. Proc. Instn. Mech. Engrs., Vol 217 Part A: Journal of Power and Energy, ImechE, 2003.
- [44] *Haberhauer-Bodenstein*: Maschinenelemente, Springer-Verlag, 1996.
- [45] *Haibach E.*: Betriebsfestigkeit: Verfahren und Daten zur Bauteilberechnung. VDI-Verlag GmbH, 1989.
- [46] *Han H., Yokoyama Y., Konno M. B.*: Recent Developments and Applications in CFD for Turbomachinery. 4th International Conference on Pumps and Fans (4th ICPF), Tsinghua University, Beijing, 2002.
- [47] *Haukap C., Holste F., Kameier F.*: Experimentelle Untersuchung rotierender Instabilitäten in Axialverdichtern und ihr Einfluß auf die Verdichterstabilität, BMBF-Vorhaben 0327 040L, Teilverbundprojekt TurboTech2, 1.244, 2000.
- [48] *Haukap C.*: Experimentelle Untersuchungen tieffrequenter Druckschwankungen an der Stabilitätsgrenze eines mehrstufigen axialen Niedergeschwindigkeitsverdichters. Diplomarbeit Nr. 260, Institut für Strömungsmechanik, TU Braunschweig, 1998.
- [49] *Haukap C. Kameier F. Benim A.C. Truckenmüller F., Neef M.*: Numerische Simulation des Sekundärströmungsgebiets im Zulauf eines axialen Niedergeschwindigkeitsventilators bei Auftreten rotierender Instabilitäten. 21. Strömungstechnische Tagung, TU-Dresden, 2005.
- [50] *Hémon P.*: On the use of modern software for the computation of noise of a large Aeroacoustic wind tunnel Propeller. Third International Seminar on Recent Research and Design Progress in Aeronautical Engineering and Influence on Education, RRDPAE'98. Nov. 23-25, Poland, 1998.
- [51] *Henn H., Sinambari G. R., Fallen M.*: Ingenieurakustik. Vieweg, 2.Auflage. 1999.
- [52] *Hoeger M., Fritsch G., Bauer D.*: Numerical Simulation og the Shock Tip Leakage Interaction in a HPC-Front Stage. ASME 98-GT-261, 1998.
- [53] *Hofman W. Ballmann J.*: Tip Clearance Vortex Development and Shock-Vortex-Interaction in a Transonic Axial Compressor Rotor. AIAA Paper No. 2002-0083, 2002.
- [54] *Holste F.*: Ermittlung der aerodynamischen Lärmquellen und Berechnung des abgestrahlten Schallfeldes mittels im Nahfeld gemessener Druckschwankung am Beispiel eines Triebwerkmodells. Dissertation, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 7, Nr. 272, VDI-Verlag, Düsseldorf. 1995.
- [55] *Horlock J. H.*: Axial Flow Compressors. Butterworth Scientific Publikations, 1. Auflage, London, 1958.
- [56] *Ikui T., Inoue M.*: Pressure or Velocity Gradient Error in the Flow Direction Measurement. Memoirs of the Faculty of Engineering Kyushu University. Vol. 29, No 3., 1970.
- [57] *Inoue M., Kuroumaru M., Tanino T., Yoshida S., Furukawa M.*: Comparative Studies on Short and Long Lenght-Scale Stall Cell Propagation in an Axial Compressor Rotor, Journal of Turbomachinery Vol. 123, pp 24-30, 2001.

- [58] *Inoue M., Kuroumaru M., Tanino T., Yoshida S., Furukawa M.*: Closure Diskussion to "Comparative Studies on Short and Long Length-Scale Stall Cell Propagation in an Axial Compressor Rotor", *Journal of Turbomachinery* Vol. 123, pp 31-32, 2001.
- [59] *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. , *Journal of Turbomachinery* Vol. 124 pp 376-384, 2002.
- [60] *Inoue M., Kuroumaru M., Yoshida S., Furukawa M., Minami T., Yamada K.*: Effects of Tip Clearance on Stall Evolution Process in a Low-Speed Axial Compressor Stage. *Proceedings of ASME Turbo Expo, GT2004-53354*, Vienna, June 2004.
- [61] <http://elite.e2i.at/diplomarbeiten/Jungbauer.pdf>
- [62] *Jungbauer D. E., Eckhardt L. L.*: Flow-induced noise and vibration in turbocompressors and piping systems. *Hydrocarbon processings*, No. 79 (10), pp 65-75, 2000.
- [63] *Kähler W. M.*: Einführung in die statistische Datenanalyse. Friedrich Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft, Braunschweig/Wiesbaden, 1995.
- [64] *Kalter M.*: Zur Turbulenten Wandgrenzschicht. Hermann-Föttinger-Institut für Thermo- und Fluidodynamik. Technische Universität Berlin. 1994.
- [65] *Kameier F., Neise W.*: Rotating Blade Flow Instability as a Source of Noise in Axial Turbomachines, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 203, pp 883-853, 1997.
- [66] *Kameier F., Reinartz D.*: Strömungsakustik. Vorlesungsskript, Institut für Strömungsmaschinen, FH Düsseldorf, 2001.
- [67] *Kameier F.*: Experimentelle Untersuchungen zur Entstehung und Minderung des Blattspitzen-Wirbellärms axialer Strömungsmaschinen. Dissertation, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 7 Nr. 342, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1994.
- [68] *Kerrebrock J.L.*: Aircraft engines and gas turbines. 2. Auflage, The MIT Press, Cambridge, Massachusetts, 1992.
- [69] *Kahlid S. A., Khalsa A. S. Greitzer E. M., et. al.*: Endwall Blockage in Axial Compressors“, *ASME – Paper No. 98-GT-188*, 1998.
- [70] *Kielb R., Barter J., Thomas J., Hall K.*: Blade Excitation by Aerodynamic Instabilities – A Compressor Blade Study. *Proceedings of ASME Turbo Expo, GT2003-38634*, Atlanta, June 2003.
- [71] *Klotter K.*: Technische Schwingungslehre, Springer-Verlag, 1978.
- [72] *Koch W.*: Resonant acoustic frequencies of flat plate cascades. *Journal of Sound and Vibration*, No 88(2), pp 233-242, 1983.
- [73] *Krane M.H., Bent P.H.*: Rotating Instability Waves as a Noise Source in a Ducted Axial Fan. Submitted to *Turbomachinery Noise Symposium, ASME, San Fransisco*, 1995.
- [74] *Krückels J.*: Spaltströmung in Axialturbinen – Auswirkungen der Spaltströmung auf die Strömung in der letzten Turbinenstufe und im Diffusor. *FVV Vorhaben Nr. 578*, 1995.
- [75] *Kulite*, Druckaufnehmer-Katalog, Miniaturdruckaufnehmer, Doc., 2189.

- [76] *Lieblein S., Schwenk F. C., Broderick R.L.*: Diffusion factor for estimating losses and limiting blade loadings in axial-flow-compressor blade elements. NACA Research Memorandum RM E53D01, Washington, June, 1953.
- [77] *Linhart H., Zucchini W.*: Statistik Eins; Birkhäuser Verlag, Basel, 1980.
- [78] *Lipps W.*: Strömungsakustik in Theorie und Praxis. Expert Verlag, 1. Auflage 1995.
- [79] *Liu B., Wang H., et. al.*: Experimental Investigation of Unsteady Flow Field in the Tip Region of an Axial Compressor at Near Stall Condition With Stereoscopic Particle Image Velocimetry. ASME Journal of Turbomachinery, Vol 126, pp 360-374, 2004.
- [80] *Liu J. M., Holste F., Neise W.*: On the Azimuthal Mode Structure of Rotating Blade Flow Instabilities in Axial Turbomachinery. AIAA/CEAS 96-1741, 1996.
- [81] *Longley J. P.*: A Review of Nonsteady Flow Models for Compressor Stability. ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 116, pp. 202-215, 1994.
- [82] *Mailach R.*: Experimentelle Untersuchung von Strömungsinstabilitäten im Betriebsbereich zwischen Auslegungspunkt und Stabilitätsgrenze eines vierstufigen Niedergeschwindigkeits-Axialverdichters. Dissertation, TU Dresden, Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 7, Nr. 410, VDI-Verlag, Düsseldorf. 2001.
- [83] *Mailach R., Lehmann I., Vogeler K.*: Rotating Instabilities in an Axial Compressor Originating From the Fluctuating Blade Tip Vortex, Journal of Turbomachinery Vol. 123, No. 3, pp 453-460, 2001.
- [84] *Mailach R., Lehmann I., Vogeler K.*: Closure to "Discussion of Rotating Instabilities in an Axial Compressor Originating from the Fluctuating Blade Tip Vortex" (2000-GT-506)" (2001, ASME J. Turbomach., 123, p. 461), Journal of Turbomachinery, Vol. 3, No. 3, pp 461-463, 2001.
- [85] *März J., Hermann W., Neise W.*: Instrumentierung von Schaufeln des Niedergeschwindigkeitsverdichters der TU Dresden mit Drucksensoren. Technische Informationen, DLR IB 92517-97/B8, 1997.
- [86] *März J., Hah C., Neise W.*: An Experimental and Numerical Investigation Into the Mechanism of Rotating Instability. ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 124, pp. 367-375, 2002.
- [87] *Mc Dougal N. M.*: Stall inception in axial compressors. Dissertation, Department of Engineering, University of Cambridge, 1988.
- [88] *McDougall N. M., Cumpsty N. A., Hynes T. P.*: Stall Inception in Axial Compressors. ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 112, pp. 116-125. 1990.
- [89] *McDougall N. M.*: A Comparison Between the Design Point and Near-Stall Performance of an Axial Compressor. ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 112, pp. 109-115. 1990.
- [90] *Menter F. R.*: Performance of Popular Turbulence Models for Attached an Separated Adverse Pressure Gradient Flows. AIAA Journal, Vol. 30, No. 8, 1992.
- [91] *Menter F.R.*: Zonal Two equation $k-\omega$ turbulence models for aerodynamic flows. 24th Fluid Dynamics Conference (Orlando), AIAA paper 93-2906, 1993.
- [92] *Menter F.R.*: Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications. AIAA Journal, Vol. 32, No 8, 1994.

- [93] *Moore F. K., Greitzer E. M.*: A Theory of Post-Stall Transients in Axial Compression Systems: Part 1 - Development of Equations. ASME Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, Vol. 108, pp. 68-76, 1986.
- [94] *Moore F. K., Greitzer E. M.*: A Theory of Post-Stall Transients in Axial Compression Systems: Part 2 - Applications. ASME Journal of Engineering for Power, Vol. 98, pp. 190-217, 1986.
- [95] *Muti Lin J. C.*: Unsteady View of Transitional Separation Bubbles. ASME and AIAA Aerospace Sciences Meeting, Reno, Paper No.: 93-0209, 1993.
- [96] *Müller K. J.*: Thermische Strömungsmaschinen, Springer-Verlag, 1978.
- [97] *Müller W.*: Statistik, Ausgleichs- und Fehlerrechnung, Vorlesungsskript, Fachhochschule Hannover, 1993.
- [98] *Norton M.P.*: Fundamentals of noise and vibration analysis for engineers. Cambridge University Press 1989. Reprint, 1996.
- [99] *Ulbricht I.*: Stabilität des stehenden Ringgitters. Dissertation, Fakultät V – Verkehrs- und Maschinensysteme, Technische Universität Berlin, 2002.
- [100] *Paduano J. D.*: Recent Developments in Compressor Stability and Control. ISROMAC - 7, 1998.
- [101] *Papula L.*: Mathematik für Ingenieure und Naturwissenschaftler Band 3, Friedr. Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft mbH, Braunschweig/Wiesbaden, 1994.
- [102] *Parker R., Griffiths W. M.*: Low frequency resonant effects in wake shedding from parallel plates. Journal of Sound and Vibration, No 7(3), pp 371-379, 1968.
- [103] *Parker R., Stoneman S. A. T.*: An experimental investigation of the generation and consequences of acoustic waves in an axial flow compressor: Large axial spacings between blade rows. ASME Journal of Sound and Vibration, Bd. 99(2), pp 169-182, 1984.
- [104] *Parker R.*: Acoustic resonances and blade vibration in axial flow compressors. ASME Journal of Sound and Vibration, Bd. 92(4), pp 529-539, 1984.
- [105] *Parker R.*: Resonance effects in wakes shedding from parallel calculations of resonant frequencies. Journal of Sound and Vibration, No 5 (2), pp 330-343, 1967.
- [106] *Pleiderer u. Petermann*: Strömungsmaschinen, Springer Verlag, 1990.
- [107] *Poensgen C. A., Gallus H. E.*: Rotating Stall in a Single-Stage Axial Flow Compressor. ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 118, pp. 189-196, 1996.
- [108] *Raw M. J.*: A New Control-Volume-Based Finite Element Procedure for the Numerical Solution of the Fluid Flow and Scalar Transport Equations. Doctoral Thesis, University of Waterloo, Waterloo, Ontario, Canada, 1985.
- [109] *Roloff-Matek*: Maschinenelemente, 10 Auflage, Vieweg, 1986.
- [110] *Saathoff H.*: Rotor-Spaltströmungen in Axialverdichter. ZLR-Forschungsbericht 2001-05, TU Braunschweig, 2001.
- [111] *Saathoff H., Deppe A., Stark U., Rohdenburg M., Rohkamp H., Wulff D., Kosyna G.*: Steady and Unsteady Casingwall Flow Phenomena in a Single-Stage Low-Speed Compressor at Part-Load conditions. 9th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery, Hawaii, 2002.
- [112] *Schlichting, H.*: Grenzschicht-Theorie. 8. Auflage, Braun, 1982.

- [113] *Schrapp H., Stark U., Goltz I, Kosyna G, Bross S.*: Structure of the Rotor Tip Flow in a Highly-Loaded Single-Stage Axial-Flow Pump Approaching Stall. HT-FED2004-56780, ASME Proceedings of HTFED, USA, 2004.
- [114] *Schrapp H., Stark U., Saathoff H.*: Vortex Breakdown in a Rotor Tip Equivalent Compressor Cascade. Presentation, Technion, Haifa, May 2005.
- [115] *Sigloch H.*: Strömungsmaschinen, Carl-Hanser Verlag, 1993.
- [116] *Smith N. H . S, B.Sc.*: Investigation into the Suppression of Acoustic Resonances. Thesis for the degree of Doctor of Philosophy, Department of Mechanical Engineering, University College of Swansea, University of Wales, 1991.
- [117] *Stahl B.*: Experimenteller Beitrag zur Schallerzeugung durch die Turbulenz in einer Rohströmung hinter einer unstetigen Querschnittserweiterung. Forschungsbericht der DFVLR, DFVLR-FB 86-06, 1986.
- [118] *Stark U. Schrapp H., Goltz I.*: Aufplatzen der Spaltwirbel in einer Axialpumpe. HFI-Seminar für Strömungsmechanik, Hermann Föttinger Institut für Strömungsmechanik, TU-Berlin, 2003.
- [119] *Suder K., Hathaway M. Thorp S., Strazisar A., Bright M.*: Compressor Stability Enhancement Using Discrete Tip Injection. ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 123, pp 14-23, 2001.
- [120] *Traupel W.*: Thermische Turbomaschinen, Springer-Verlag, 1982.
- [121] *Treaster A.L., Yocum A.M.*: The Calibration and Application of Five-hole Probes, ISA Transactions, Vol. 18, No 3.,1979.
- [122] *Truckenmüller F., Gerschütz W., Stetter H., Hosenfeld H.-G.*: Examination of the dynamic stress in the moving blades of the last stage in a low-pressure model turbine during windage. C557/024/99, pp 757-768, ImechE, London, 1999.
- [123] *Truckenmüller, F.*: Untersuchung zur aerodynamisch induzierten Schwingungsanregung von ND-Laufschaukeln bei extremer Teillast, eingereicht als Dissertation an der Universität Stuttgart, 2002.
- [124] *Tryfonidis M, Etchevers O, Paduano J. D., Epstein A. H., Hendricks G. J.*: Prestall Behavior of Several High-Speed Compressors. ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 117, pp. 62-80, 1995.
- [125] *Tyler J. M., Sofrin T.G.*: Axial Flow Compressor Noise. SAE Transactions, Bd. 70, pp 309-332, 1962.
- [126] *VDI 2044*: Abnahme- und Leistungsversuche an Ventilatoren, Verein Deutscher Ingenieure, 1993.
- [127] *Veit I.*: Technische Akustik. Vogel Verlag, 5. Auflage, 1996.
- [128] *Wende R.*: Konstruktion und Inbetriebnahme eines Axialverdichterprüfstands zur Messung von Schaufelschwingungen und Schaufeldrücken, Diplomarbeit, FH Düsseldorf, 1999.
- [129] *Wendt M.*: Beurteilung der Dauerfestigkeit von Flugtriebwerken bei unterschiedlichen aerodynamischen Anregungsmechanismen. Diplomarbeit TU Berlin, Institut für Luft- und Raumfahrt, 1998.
- [130] *Wilcox D. C.*: Turbulence Modelling for CFD. DCW Industries, INC., La Canada, CA, 1993.

- [131] *Wilke I., Kau H.-P.*: CFD-Simulationen von Verdichterstufen mit Casig Treatment“, DGLR Kongress, 2001.
- [132] *Wilke I., Kau H.-P.*: A Numerical Investigation of the Influence of Casing Treatments on the Tip Leakage Flow in HPC Front Stage. ASME Paper No. GT-2002-30642, 2002.
- [133] *Wilke I., Kau H.-P.*: Stall Margin Enhancing Flow Mechanism in Transonic Compressor Stage with Axial Casing Slots, 10th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery, ISROMAC10-2004-006, Honolulu, 2004.
- [134] *Wilke I., Kau H.-P.*: A Numerical Investigation of the Flow Mechanism in a High Pressure Compressor Front Stage With Axial Slots, ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 126, pp 339-349, 2004.
- [135] *Wilson A. G., Freeman C.*: Stall Inception and Development in an Axial Flow Aeroengine. ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 116, pp. 216-225, 1994.
- [136] *Wissler D. C., Beacher B. F., Shin H.*: Effects of Loading and Tip Clearance Variation on Tip Vortex and Endwall Blockage, 9th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery, Hawaii, February, 2002.
- [137] *Witte H., Ziegenhagen S.*: Beurteilung von strömungserregten Schaufelschwingungen eines Flugtriebwerk-Axialverdichters mittels statischer Analysemethoden. VDI Berichte Nr. 1425, pp 321-336, 1998.
- [138] *Witte H.*: Beurteilung des dynamischen Verhaltens von Flugtriebwerk-Verdichterschaufeln mittels Belastungskennfeldern zur Verbesserung der Lebensdauerberechnung, Diplomarbeit, TU Berlin, 1996.
- [139] *Yamada K., Furukawa M., Nakano T., Inoue M., Funazaki K.*: Unsteady Three-Dimensional Flow Phenomena Due to Breakdown of Top Leakage Vortex in a Transonic Axial Compressor Rotor. Proceedings of ASME, GT2004-53745, June 2004.
- [140] *Zante Van D. E., Hathaway M. D., Okiishi T. H.*: Recommendations for Achieving Accurate Numerical Simulation of Tip Clearance Flows in Transonic Compressor Rotors. ASME, 2002.
- [141] *Ziegenhagen S., Riedel W.*: Signalanalyse in der industriellen Anwendung technische Realisierungen, Grenzen, Lösungen. VDI Berichte Nr. 1416, pp. 471-488, 1998.
- [142] *Zhu X., Lin W., Du Z.*: Experimental and Computational Investigation of the Tip Clearance Flow for an Axial Ventilation Fan. Proceedings of Turbo Expo 2003, GT2003-38673, Atlanta, June 2003.

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1.1:	Rotierender Instabilitätseffekt (RI) der ersten Stufe des BR710 Hochdruckverdichters. [Baumgartner, Kameier, Hourmouziadis 1995].	1
Abbildung 1.2:	Rotierender Instabilitätseffekt (RI) eines DLR Niedergeschwindigkeitsverdichters. [Kameier 1994].	2
Abbildung 2.1:	Schematische Darstellung des Unterschieds rotierender Ablösung und rotierender Instabilitäten, Baumgartner [1995].	5
Abbildung 2.2:	Schematische Darstellung des Demonstratorprüfstands.	16
Abbildung 2.3:	Instrumentierter Rotor und Messpositionen im raumfesten System. Darstellung ohne Nabekalotte.	18
Abbildung 2.4:	Ansicht der instrumentierten Versuchsbeschaukelung mit DMS und Miniaturdruckaufnehmer.	20
Abbildung 2.5:	Skizze der eingesetzten 5-Lochsonde.	21
Abbildung 2.6:	Einbausituation und Haltevorrichtung für die pneumatischen und thermischen Sondenmessungen.	21
Abbildung 2.7:	2-D Kontrollvolumina des TascFlow Strömungslösers, [AEA 2002].	27
Abbildung 2.8:	Prinzip der Physical Advection Correction (PAK) Therme. [AEA, 2002].	27
Abbildung 2.9:	Beschreibung des Wandnahen Bereichs [AEA 2002].	29
Abbildung 2.10:	Blockstruktur des Rechnetzes. Ein- und Austrittsflächen, periodische Ränder, Wände und Koordinatensysteme.	30
Abbildung 2.11:	Netztopologie des Rotors für einen coaxialen Zylinderschnitt im Spaltbereich.	31
Abbildung 2.12:	Netztopologie des Rotorspalts in der 3D Darstellung.	31
Abbildung 3.1:	Kennfeld des Demonstrators für die Staffelungswinkel $\lambda = 20^\circ, 40^\circ$ und 60° , ohne Nabekalotte. 2mm Metallbeschaukelung.	33
Abbildung 3.2:	Verteilung des Axialgeschwindigkeitsverhältnis μ_R für die Staffelungswinkel $\lambda = 20^\circ, 40^\circ$ und $60^\circ, 800\text{min}^{-1}, \varphi = \varphi_{\text{max}}$.	36
Abbildung 3.3:	Verteilung des Zuströmwinkels $b'1$ für die Staffelungswinkel $\lambda = 20^\circ, 40^\circ$ und $60^\circ, 800\text{min}^{-1}, \varphi = \varphi_{\text{max}}$.	37
Abbildung 3.4:	Verteilung des Abströmwinkels $b'2$ für die Staffelungswinkel $\lambda = 20^\circ, 40^\circ$ und $60^\circ, 800\text{min}^{-1}, \varphi = \varphi_{\text{max}}$.	37
Abbildung 3.5:	Verteilung der Umfangskomponente $w1q$, für die Staffelungswinkel $\lambda = 20^\circ, 40^\circ$ und $60^\circ, 800\text{min}^{-1}, \varphi = \varphi_{\text{max}}$.	37
Abbildung 3.6:	Verteilung der Umfangskomponente $w2q$, für die Staffelungswinkel $\lambda = 20^\circ, 40^\circ$ und $60^\circ, 800\text{min}^{-1}, \varphi = \varphi_{\text{max}}$.	37
Abbildung 3.7:	Verteilung der Axialgeschwindigkeit $w1a$ für die Staffelungswinkel $\lambda = 20^\circ, 40^\circ$ und $60^\circ, 800\text{min}^{-1}, \varphi = \varphi_{\text{max}}$.	38
Abbildung 3.8:	Verteilung der Axialgeschwindigkeit $w2a$ für die Staffelungswinkel $\lambda = 20^\circ, 40^\circ$ und $60^\circ, 800\text{min}^{-1}, \varphi = \varphi_{\text{max}}$.	38
Abbildung 3.9:	Verteilung der Radialgeschwindigkeit $w1r$ für die Staffelungswinkel $\lambda = 20^\circ, 40^\circ$ und $60^\circ, 800\text{min}^{-1}, \varphi = \varphi_{\text{max}}$.	38

Abbildung 3.10:	Verteilung der Radialgeschwindigkeit w_{2r} für die Staffelungswinkel $\lambda = 20^\circ, 40^\circ$ und $60^\circ, 800\text{min}^{-1}, \varphi = \varphi_{\text{max}}$.	38
Abbildung 3.11:	Frequenz-, Kohärenz- und Phasenspektrum zweier um $\Delta\theta = 21^\circ$ versetzt angeordneter Wanddruckaufnehmer. $\lambda = 60^\circ, \varphi = 0.12, 1000\text{min}^{-1}, \Delta f = 0.25\text{Hz}, \text{AVG} = 250$.	39
Abbildung 3.12:	Strouhal Normierung der Frequenzspektren der Maschine $\lambda = 40^\circ, \varphi = 0.20, 800, 1000, 1250\text{min}^{-1}$.	41
Abbildung 3.13:	Kontinuierlicher Drosselvorgang eines wandbündigen Aufnehmers im Zulauf, $\lambda = 60^\circ, 1000\text{min}^{-1}, \Delta f = 1\text{Hz}$.	45
Abbildung 3.14:	Kontinuierlicher Drosselvorgang eines rotierenden Druckaufnehmers $\lambda = 60^\circ, 1000\text{min}^{-1}, \Delta f = 1\text{Hz}$.	45
Abbildung 3.15:	Wanddruckmessung bei stationären Betriebsbedingungen der Maschine an der Sprunggrenze des Instabilitätseffekts mit Wechsel der Modenordnung $a = 19$ bzw. $20, \lambda = 60^\circ, 800\text{min}^{-1}, \varphi = 0.1$.	47
Abbildung 3.16:	Anregung einer Stehwelle $f(n_{-1/2}), n = 3$ in Folge Resonanz am Beispiel der Maschine $\lambda = 60^\circ, \varphi = 0.15, 800\text{min}^{-1}$, Prüfstandslänge 6.112m .	48
Abbildung 4.1:	Mittels Hitzdrahtsensoren gemessene Geschwindigkeitsvektoren im Blattspitzenbereich des DLR Niedergeschwindigkeitsventilators. Rückströmung im Kopfspalt treten nur bei Vorhandensein rotierender Instabilitäten auf, [Kameier 1994].	49
Abbildung 4.2:	Strömungssichtbarmachung eines 1-stufigen Niedergeschwindigkeitsventilators beim Androsseln in der Konfiguration mit kleinem und großem Spalt [Kameier 1994].	50
Abbildung 4.3:	Modellannahme, dass das Sekundärströmungsgebiet stromauf des Rotors verantwortlich ist für das Auftreten der rotierenden Instabilität.	50
Abbildung 4.4:	Experimentell und numerisch ermittelte Kennlinien für den Staffelungswinkel $\lambda = 60^\circ$	52
Abbildung 4.5:	Gemessenes und berechnetes Relativgeschwindigkeitsprofil der Zuströmung. $n = 800\text{min}^{-1}$.	54
Abbildung 4.6:	Gemessenes und berechnetes Relativgeschwindigkeitsprofil der Abströmung. $n = 800\text{min}^{-1}$.	54
Abbildung 4.7:	Gemessene und berechnete Relativwinkelverteilung der Zuströmung. $n = 800\text{min}^{-1}$.	54
Abbildung 4.8:	Gemessene und berechnete Relativwinkelverteilung der Abströmung, $n = 800\text{min}^{-1}$.	54
Abbildung 4.9:	Gemessene und berechnete Axialgeschwindigkeitsverteilung der Zuströmung. $n = 800\text{min}^{-1}$.	55
Abbildung 4.10:	Gemessene und berechnete Axialgeschwindigkeitsverteilung der Abströmung. $n = 800\text{min}^{-1}$.	55
Abbildung 4.11:	Gemessene und berechnete Umfangsgeschwindigkeitsverteilung der Zuströmung. $n = 800\text{min}^{-1}$.	55

Abbildung 4.12:	Gemessene und berechnete Umfangsgeschwindigkeitsverteilung der Abströmung. $n = 800\text{min}^{-1}$.	55
Abbildung 4.13:	Gemessene und berechnete Radialgeschwindigkeitsverteilung der Zuströmung. $n = 800\text{min}^{-1}$:	56
Abbildung 4.14:	Gemessene und berechnete Radialgeschwindigkeitsverteilung der Abströmung. $n = 800\text{min}^{-1}$.	56
Abbildung 4.15:	Momentaner und zeitlich gemittelter Stromlinienverlauf einer Ablösung an einer ebenen Platte, [Muti Lin, 1993].	56
Abbildung 4.16:	Verteilung des Betrags der Absolutgeschwindigkeit im Meridianschnitt, $s^* = 2\%$, $n = 800\text{min}^{-1}$.	58
Abbildung 4.17:	Vektoren der Meridiangeschwindigkeit, $s^* = 2\%$, $n = 800\text{min}^{-1}$.	59
Abbildung 4.18:	Gerechnete Stromlinien der Absolutströmung des wandnahen Bereiches, $s^* = 2\%$, $n = 800\text{min}^{-1}$.	59
Abbildung 4.19:	Verteilung des Betrags der Absolutgeschwindigkeit im Meridianschnitt bei $\varphi = 0.08$, $n = 800\text{min}^{-1}$.	61
Abbildung 5.1:	Klassifizierung der durch die Strömung induzierten Schwingungen.	62
Abbildung 5.2:	Gemittelttes Amplitudenspektrum eines Wandmikrofons für einen Betriebspunkt $\varphi = 0.10$, $\lambda = 40^\circ$, 800min^{-1} .	64
Abbildung 5.3:	Histogramm der Amplituden einer rotierenden Ablösefrequenz.	64
Abbildung 5.4:	Histogramm der Amplituden der Blattfolgefrequenz.	64
Abbildung 5.5:	Gemittelttes Amplitudenspektrum eines Wandmikrofons für einen Betriebspunkt $\varphi = 0.17$, $\lambda = 40^\circ$, 800min^{-1} .	65
Abbildung 5.6:	Histogramm der Amplituden des Hintergrundrauschens.	65
Abbildung 5.7:	Histogramm der Amplituden einer RI-Frequenz.	65
Abbildung 5.8:	Anregung der Schaufeln 1mm Stahl (S3), 1mm Kunststoff (S4) und 0.75mm Stahl (S8) mittels der Blattfolgefrequenz (Drehzahlvariation), $\lambda = 40^\circ$.	67
Abbildung 5.9:	Anregung der 1. Eigenfrequenzen der Schaufeln 0.75mm (S8), 1mm Stahl(S3) und 1mm Kunststoff (S4) bei Betriebspunktvariation, 1250min^{-1} .	68
Abbildung 5.10:	Spektraler Vergleich einer steifen(schwarz) und einer weichen(rot) Beschau felung. Eigenfrequenzen: $f_{\text{steif}} = 180\text{Hz}$, $f_{\text{weich}} = 39.5\text{Hz}$. $\varphi = 0.23$, 800min^{-1} .	70
Abbildung 5.11:	Zeitverläufe einer steifen(schwarz) und einer sehr weichen(rot) Beschau felung. Eigenfrequenzen: $f_{\text{steif}} = 180\text{Hz}$, $f_{\text{weich}} = 39.5\text{Hz}$. $\varphi = 0.23$, 800min^{-1} .	70
Abbildung 5.12:	Spektraler Vergleich einer steifen (schwarz) und einer weichen (rot) Beschau felung. Eigenfrequenzen: $f_{\text{steif}} = 180\text{Hz}$, $f_{\text{weich}} = 39.5\text{Hz}$. $\varphi = 0.15$, 800min^{-1} .	71
Abbildung 5.13:	Zeitverläufe einer steifen (schwarz) und einer sehr weichen (rot) Beschau felung. Eigenfrequenzen: $f_{\text{steif}} = 180\text{Hz}$, $f_{\text{weich}} = 39.5\text{Hz}$. $\varphi = 0.15$, 800min^{-1} .	72

Abbildung 5.14:	Betriebspunkt mit aerodynamischer Anregung des Schaufelblattes S3, $\varphi \sim 0.16$, 800min^{-1} , $\text{AVG} = 5000$. Dargestellt sind die Spektren eines wandbündigen Mikrofons (schwarz), eines DMS (blau) und eines rotierenden Miniaturdruckaufnehmers (rot).	73
Abbildung 5.15:	Modenordnungsanalyse für die Blattfolgefrequenz $f = 147\text{Hz}$, $\varphi = 0.17$ der Maschine $\lambda = 40^\circ$, 800min^{-1} .	74
Abbildung 5.16:	Verteilung der modalen Ordnungsstrukturen α für die Betriebspunkte $\varphi = 0.20$, 0.17 und 0.15 der Maschine $\lambda = 40^\circ$, 800min^{-1} .	76
Abbildung 5.17:	Verteilung der modalen Ordnungsstrukturen α für die Betriebspunkte $\varphi = 0.20$, 0.17 und 0.15 der Maschine $\lambda = 40^\circ$, 1000min^{-1} .	76
Abbildung 5.18:	Verteilung der modalen Ordnungsstrukturen α für die Betriebspunkte $\varphi = 0.17$ und 0.15 der Maschine $\lambda = 40^\circ$, 1250min^{-1} .	77
Abbildung 5.19:	Normierte Amplituden der modalen Ordnungen, $\lambda = 40^\circ$, 1250min^{-1} , $\varphi = 0.17$ (links) und 0.15 (rechts).	78
Abbildung 5.20:	Verteilung der modalen Ordnungsstrukturen α für die Betriebspunkte eines kontinuierlichen Drosselvorgangs $\varphi = 0.17 \dots 0.10$ der Maschine $\lambda = 60^\circ$, 800min^{-1} .	79
Abbildung 5.21:	Verteilung der modalen Ordnungsstrukturen α für die Betriebspunkte eines kontinuierlichen Drosselvorgangs $\varphi = 0.17 \dots 0.10$ der Maschine $\lambda = 60^\circ$, 1000min^{-1} .	79
Abbildung 5.22:	Vergleich der mit der Drehfrequenz gewichteten Modenordnungsfrequenzen der Maschinen $\lambda = 40^\circ$ und 60° . Verteilung der modalen Ordnungsstrukturen α für Betriebspunkte eines kontinuierlichen Drosselvorgangs $\varphi = 0.17 \dots 0.10$.	80
Abbildung 5.23:	Spektrum der Maschine $\lambda = 40^\circ$, $\varphi = 0.20$, 1000min^{-1} .	81
Abbildung 5.24:	Azimutalmodenzerlegung zur Identifikation der Effekte anhand der Beispiele: Drehfrequenz, BFF, RS und akustischer Rohreigenfrequenzen.	82
Abbildung 5.25:	Verteilung der Axialgeschwindigkeit im Spalt für die Spaltweiten $s^* = 2\%$ und $s^* = 4\%$. Normiert auf Maximalgeschwindigkeit im Spalt bei $\varphi = 0.13$, $n = 800\text{min}^{-1}$.	85
Abbildung 5.26:	Verteilung des Betrags der Absolutgeschwindigkeit im Meridianschnitt bei $\varphi = 0.23$, $n = 800\text{min}^{-1}$.	86
Abbildung 5.27:	Frequenzverläufe des Wanddruckes und der Schaufelschwingung für eine Drehzahlhochfahrt des BR 710 Hochdruckverdichters mit Auftreten von RI [Baumgartner et. al. 1995].	88
Abbildung 5.28:	Vergleich der Frequenzspektren mit erhöhter Frequenzauflösung bei Auftreten des Instabilitätseffekts.	89
Abbildung 5.29:	Modenordnungszahlen von RI im raumfesten und rotierenden System des einstufigen Niedergeschwindigkeitsverdichters der DLR Berlin. [Kameier 1994, Seite 94].	91

Abbildung 5.30:	Gewichtete Amplituden der Modal- bzw. Modenanalyse des vierstufigen NGV der TU Dresden, 1000min ⁻¹ , $\phi \sim 0.44$. [Haukap et. al. 2000].	92
Abbildung 5.31:	Schematische Ansicht des Pumpenprüfstands DN 100, [Gabor 1999].	93
Abbildung 5.32:	Messung im Strömungsmedium Wasser. Frequenzspektren für die Betriebspunkte Teillast (blau), Überlast(rot) und Sekundärcharakteristik (grün), für die Spaltweite $s^* = s/l = 3.9\%$, $RF = 8.4\text{Hz}$, [Gabor 1999].	94
Tabelle 2.1:	Charakteristische Unterschiede der rotierender Ablösung und der rotierenden Instabilitäten.	6
Tabelle 2.2:	Anforderungen an die Konzeption des Demonstratorprüfstands.	15
Tabelle 2.3:	In der Literatur beschriebene Versuchseinrichtung zu Untersuchung rotierender Instabilitätseffekte.	16
Tabelle 2.4:	Technische Daten des Demonstratorprüfstands.	17
Tabelle 2.5:	Konventionelle Messtechnik zur Messung stationärer Größen.	18
Tabelle 2.6:	Messtechnik zur Messung instationärer Größen.	19
Tabelle 2.7:	Messtechnik für die pneumatischen Sondenmessungen.	20
Tabelle 2.8:	Messtechnik für die thermischen Sondenmessungen.	22
Tabelle 2.9:	Geometrische Daten für die Block- und Netzgenerierung.	30
Tabelle 3.1:	Ausbreitungsgeschwindigkeiten des rotierenden Instabilitätsphänomens. Gegenüberstellung der Berechnungsmethoden: Phasenverlauf - Frequenzabstand Δf , $\lambda = 60^\circ$.	42
Tabelle 3.2:	Vergleich der Strouhal normierten Frequenzen bei Variation des Staffelungswinkels $\lambda = 40^\circ$ und 60° .	44
Tabelle 3.3:	Frequenzen und Modenordnungen des Instabilitätseffekts eines kontinuierlichen Drosselvorgangs der Maschine $\lambda = 60^\circ$, 1000min^{-1} .	46
Tabelle 3.4:	Frequenzen und Modenordnungen des Instabilitätseffekts für stationäre Betriebspunkte der Maschine $\lambda = 60^\circ$, 1000min^{-1} .	46
Tabelle 4.1:	Kennfeldgrößen bei Variation der Spaltweite.	60
Tabelle 4.2:	Direkter Vergleich der Druckerhöhung y für die Spaltweiten $s^* = 0\%$ und 2% , $s^* = 2\%$ und 4% .	60
Tabelle 5.1:	Schaufeleigenschaften, Eigenfrequenzen und Instrumentierung.	66
Tabelle 5.2:	Anregung der Schaufeln S3, S4, und S8 mittels der Blattfolgefrequenz (Drehzahlvariation), $\lambda = 40^\circ$.	67
Tabelle 5.3:	Modale Ordnungen a und Quellfrequenzen für RI am BR710 Hochdruckverdichter, Drehzahl = 249Hz , [Baumgartner et. al. 1995].	89
Tabelle 5.4:	Berechnete RI Frequenzen im rotierenden System anhand gemessener Frequenzen und Vorgabe einer Modenordnungsfolge a .	90
Tabelle 5.5:	Technische Daten der Pumpenbeschauelung [Gabor 1999]	93

A Anhang

A – Anhangsverzeichnis	110
B – Datenblätter	112
Anhang B-1: Datenblatt der ¼’’ Mikrofonkapsel MK301.	112
Anhang B-2: Datenblatt der Kulite Miniaturdruckaufnehmer LQ-47.	113
C – Kennlinien und Geschwindigkeitsprofile	114
Anhang C-1: Experimentell ermitteltes Kennfeld des Axialventilators für die Staffelungswinkel $\lambda = 20^\circ$, 40° und 60° , ohne Nabenkalotte, 2mm Metallbeschau felung.	114
Anhang C-2: Experimentell ermittelte Primärkennlinien für stabilen Betriebsbereich der Maschine bei den Staffelungswinkeln $\lambda = 40^\circ$ und 60° , ohne Nabenkalotte.	115
Anhang C-3: Experimentell ermittelte Kennlinien der Maschine $\lambda = 40^\circ$, Einfluss der Nabenkalotte und des reflexionsarmen Abschluss.	115
Anhang C-4: Numerisch und experimentell ermittelte Kennlinien für den Staffelungswinkel $\lambda = 60^\circ$.	116
Anhang C-5: Theoretischer Verlauf der Umfangsgeschwindigkeitskomponente w_{20} für das Free Vortex Design und das Forced Vortex Design.	117
Anhang C-6: Verteilung der Umfangskomponente der Absolutströmung w_{20} im Nachlauf, Staffelungswinkel $\lambda = 20^\circ$, 40° und 60° , 800min^{-1} , $\varphi = \varphi_{\text{max}}$.	118
D – Experimentelle Ergebnisse der Instabilitätsphänomene	119
Anhang D-1: Frequenzspektren der Maschine für stationäre Betriebspunkte $\varphi = 0.15 - 0.05$, $\lambda = 40^\circ$, 800min^{-1} , $\Delta f = 1\text{Hz}$, SR = 4096Hz, Hannig-Fenster, AVG = 150.	119
Anhang D-2: Frequenzspektren der Maschine für stationäre Betriebspunkte $\varphi = 0.17 - 0.20$, $\lambda = 40^\circ$, 800min^{-1} , $\Delta f = 1\text{Hz}$, SR = 4096Hz, Hannig-Fenster, AVG = 150.	120
Anhang D-3: Frequenzspektren der Maschine für stationäre Betriebspunkte $\varphi = 0.17 - 0.12$, $\lambda = 60^\circ$, 1000min^{-1} , $\Delta f = 1\text{Hz}$, SR = 8192Hz, Hannig-Fenster, AVG = 150.	121
Anhang D-4: Frequenzspektren der Maschine für stationäre Betriebspunkte $\varphi = 0.11 - 0.055$, $\lambda = 60^\circ$, 1000min^{-1} , $\Delta f = 1\text{Hz}$, SR = 8192Hz, Hannig-Fenster, AVG = 150.	122
Anhang D-5: Kontinuierlicher Drosselvorgang eines wandbündigen Aufnehmers im Zulauf, $\lambda = 60^\circ$, 1000min^{-1} , $\Delta f = 1\text{Hz}$.	123
Anhang D-6: Kontinuierlicher Drosselvorgang eines rotierenden Druckaufnehmers, $\lambda = 60^\circ$, 1000min^{-1} , $\Delta f = 1\text{Hz}$	123

Anhang D-7: Kontinuierlicher Drosselvorgang eines wandbündigen Aufnehmers im Zulauf, $\lambda = 40^\circ$, 1000min^{-1} , $\Delta f = 1\text{Hz}$.	126
Anhang D-8: Kontinuierlicher Drosselvorgang eines rotierende Druckaufnehmers, $\lambda = 40^\circ$, 1000min^{-1} , $\Delta f = 1\text{Hz}$.	126
Tabelle D-1: Frequenzen und Modenordnungen des Instabilitätseffekts eines kontinuierlichen Drosselvorgangs der Maschine $\lambda = 60^\circ$, 1000min^{-1} .	124
Tabelle D-2: Frequenzen und Modenordnungen des Instabilitätseffekts für stationäre Betriebspunkte der Maschine $\lambda = 60^\circ$, 1000min^{-1} .	124
Tabelle D-3: Frequenzen und Modenordnungen des Instabilitätseffekts eines kontinuierlichen Drosselvorgangs der Maschine $\lambda = 60^\circ$, 800min^{-1} .	125
Tabelle D-4: Frequenzen und Modenordnungen des Instabilitätseffekts für stationäre Betriebspunkte der Maschine $\lambda = 60^\circ$, 800min^{-1} .	125
Tabelle D-5: Frequenzen und Modenordnungen des Instabilitätseffekts eines kontinuierlichen Drosselvorgangs der Maschine $\lambda = 40^\circ$, 1000min^{-1} .	127
Tabelle D-6: Frequenzen und Modenordnungen des Instabilitätseffekts eines kontinuierlichen Drosselvorgangs der Maschine $\lambda = 40^\circ$, 800min^{-1} .	127
Tabelle D-7: Strouhal Normierung der Frequenzen für die Modenordnungen a für stationäre Betriebspunkte der Maschine $\lambda = 60^\circ$, 1000min^{-1} und 800min^{-1} .	128
Tabelle D-8: Strouhal Normierung der Frequenzen für die Modenordnungen a für stationäre Betriebspunkte der Maschine $\lambda = 40^\circ$, 1000min^{-1} und 800min^{-1} .	128
Tabelle D-9: Vergleich der Strouhal normierten Frequenzen bei Variation des Staffelungswinkels $\lambda = 40^\circ$ und 60° .	128
Tabelle D-10: Eigenfrequenzen der Stehwellen des Prüfstands, $l = 6.112\text{m}$	129
Tabelle D-11: Eigenfrequenzen der Stehwellen des Prüfstands mit druckseitigem reflexionsarmen Rohrabschluss, $l = 9.612\text{m}$.	129
Tabelle D-12: Eigenfrequenzen der Stehwellen des Prüfstands mit iterativ bestimmter Mündungskorrektur a für die Frequenzen $f(n \cdot 1/2)$ „Offen-Offen“, $l = 6.112\text{m}$.	130

B Datenblätter



Kondensator-Meßmikrofonkapsel MK 301

Die 1/4" Meßmikrofonkapsel MK 301 ist für akustische Messungen in Forschung, Entwicklung und Industrie konzipiert, und wird unter anderem auch in der Bauakustik und der Audiometrie eingesetzt.

Frequenzbereich 5 Hz bis 100 kHz, Freifeld
Schalldruckpegel bis 165 dB

Der sorgfältige Aufbau und das konstruktive Konzept der Mikrofonkapsel garantieren eine hohe zeitliche Konstanz der elektroakustischen Parameter. Alle wichtigen Teile, einschließlich der in einem speziellen galvanischen Verfahren hergestellten und befestigten Membran, bestehen aus Nickel. Die Gegenelektrode ist durch eine Quarzglascheibe vom Kapselgehäuse isoliert. Die Membran ist durch eine Schutzkappe vor mechanischen Beschädigungen geschützt.

Der statische Druckausgleich zwischen dem inneren Hohlraum und der Atmosphäre wird über eine Kapillare gewährleistet.
Zur einfachen Kontrolle des Druckfrequenzganges kann ein separates Eichgitter verwendet werden, z. B. UA 0033 mit DB 0264.

Der internationale übliche Gewindetyp (60 UNS) für den Anschluß der Mikrofonkapsel gestattet die Austauschbarkeit mit anderen 1/4" Mikrofonkapseln und ermöglicht den Anschluß an alle geeigneten 1/4" bzw. 1/2" Kalibrier- und Meßgeräte.
Die Meßmikrofonkapsel MK 301 ist eichfähig.



Condenser Measuring Microphone Cartridge Type MK 301

The 1/4" MK 301 measuring microphone cartridge is designed for acoustic measurements in research and development and also for industrial use. Some applications include audiometry, the measurement of building acoustics and noise levels.

Frequency range from 5 Hz to 100 kHz, free field
Sound pressure levels up to 165 dB

The microphone cartridge is designed and very carefully constructed to insure excellent long-term stability of their electro-acoustic parameters. All essential components including the diaphragm are made of nickel and the diaphragm is bonded by a special galvanic process. The rear electrode is insulated from the cartridge housing with a quartz glass plate. The diaphragm is protected from mechanical damage by a protection grid.

The individual pressure frequency response curves can be conveniently measured by using a calibration grid, e.g. UA 0033 by means of the adaptor DB 0264.
The equalization of the static air pressure between the inside and outside of the cartridge is by means of a capillary tube side-vented.

The cartridge uses the international standard thread 60 UNS which makes it compatible with a wide range of calibration equipment and measurement devices available from many manufacturers.

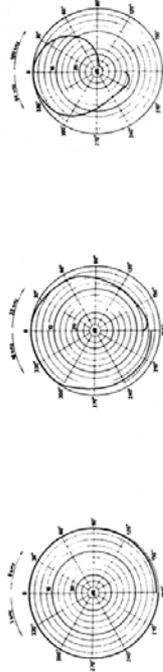
The MK 301 measuring microphone cartridge can be calibrated.

Technische Daten Kondensator-Meßmikrofonkapsel MK 301

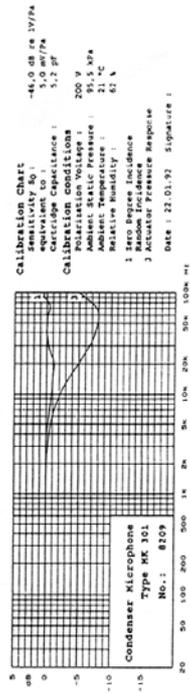
Specifications Condenser Measuring Microphone Cartridge Type MK 301

- Wandlerart
Transducer type
Kapazitiver Druckempfänger
Capacitive pressure transducer
- Frequenzbereich
• Frequency range
5 Hz...100 kHz (±2 dB)
- Feld-Leerlauf-Übertragungsfaktor
• Sensitivity
5 mV/Pa
- Grenzschalldruckpegel für 3% Klirrfaktor bei 1 kHz
Max. SPL for THD ≤ 3% at 1 kHz
165 dB
- Polarisationsspannung
Polarization voltage
200 V
- Kapazität mit Polarisationsspannung bei 1 kHz
• Polarized cartridge-capacitance at 1 kHz
6.8 pF
- Arbeitstemperaturbereich
Operating temperature range
-50...+110°C
- Temperaturkoeffizient
Main ambient temperature coefficient
0,01 dB/K
- Statischer Druckkoeffizient
Main ambient pressure coefficient
-1×10⁻⁵ dB/Pa
- Durchmesser/Diameter
mit Schutzkappe/with protection grid
ohne Schutzkappe/without protection grid
7,0-0,02 mm
6,35±0,02 mm
9,7 mm
- Höhe/Height
2 g
- Gewinde für Vorverstärker/Preamplifier thread
Gewinde für Schutzkappe/Protection grid thread
M5X0,35
- individuell kalibriert/individually calibrated

Polarogramme / Polar patterns



Frequenzgänge / Frequency responses



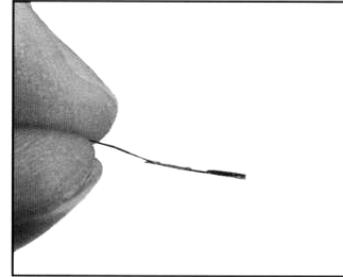
MICROTECH GMBH GEFELL AT

MICROTECH GEFELL GMBH · MÜHLBERG/B · 07976 GEFELL · GERMANY
TELEFON: 03 666 491 762 · TELEFAX: 03 666 491 280

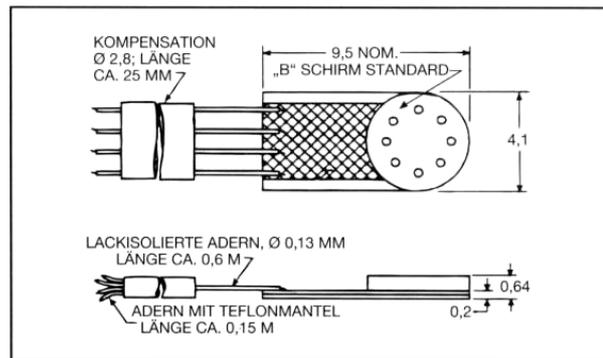
Anhang B-1: Datenblatt der 1/4" Mikrofonkapsel MK301.

LQ-47

- Bauhöhe 0,64 mm
- hohe Eigenfrequenz
- für Beschleunigung bis 80.000 g
- sehr gute Stabilität



Der LQ-47 ist ein Miniatur-Druckaufnehmer, der speziell für den Einsatz in Turbinenschaufeln entwickelt wurde. Durch die geringen Abmessungen mit einer Bauhöhe von 0,64 mm und die hohe Beschleunigungsfestigkeit bis 80.000 g kann dieser Druckaufnehmer jetzt an Stellen installiert werden, wo dies früher nicht möglich war. Durch die neue Konstruktion wurde der Einfluß der Materialspannungen auf das Meßsignal erheblich reduziert.



EINGANG Meßbereich	0-1,7	3,5	7	17	35 bar
Meßform	Absolutdruck (a), Überdruck (sg)*				
Überlastbereich	2-facher Meßbereich ohne Änderung der Daten				
Berstdruck	über 3-fachem Meßbereich				
Druckmedien	nichtleitende, nichtkorrosive Flüssigkeiten und Gase				
Speisespannung	5 VDC/AC nominal, 7,5 VDC/AC max.				
Eingangsimpedanz	700 Ohm min.				
AUSGANG Ausgangsimpedanz	1000 Ohm nominal				
Ausgangssignal	100 mV nominal				
Nullablage	± 3% v.E. max. bei + 23 °C				
Nichtlinearität und Hysterese	± 0,1% v.E. typ. (± 0,15% max., 1,7 bar ± 0,25% max.)				
Hysterese	0,1% v.E. typ.				
Reproduzierbarkeit	± 0,1% v.E. typ.				
Auflösung	unendlich				
Eigenfrequenz ca.	300	400	500	680	840 kHz
Beschleunigungsempfindlichkeit in % v.E./g in Meßrichtung	0,0003	0,0002	0,0001	0,00006	0,00004
senkrecht zur Meßrichtung	0,00004	0,00003	0,00002	0,00001	0,000008
Isolationswiderstand	100 Megohm min. bei 50 VDC				
ALLGEMEINE DATEN Betriebstemperatur	- 55 °C bis + 120 °C (+ 200 °C auf Wunsch)				
kompensierter Temperaturbereich	+ 25 °C bis + 80 °C (andere Bereiche auf Wunsch)				
thermische Nullpunktsdrift	± 2% v.E./55 °C typ. (± 3% max.)**				
thermische Empfindlichkeitsdrift	± 2% v.E./55 °C typ. (± 3% max.)**				
statische Beschleunigung	80.000g max.				
Linearvibration	10—2000 Hz, 100g max.				
elektrischer Anschluß	4 Adern, lackisoliert; nach dem Modul mit Teflonmantel; Gesamtlänge ca. 0,8 m				
Gewicht	ca. 0,1g ohne Adern und Kompensationsmodul				
Meßprinzip	aktive Vollbrücke eindiffundiert in eine Membrane aus Silizium				

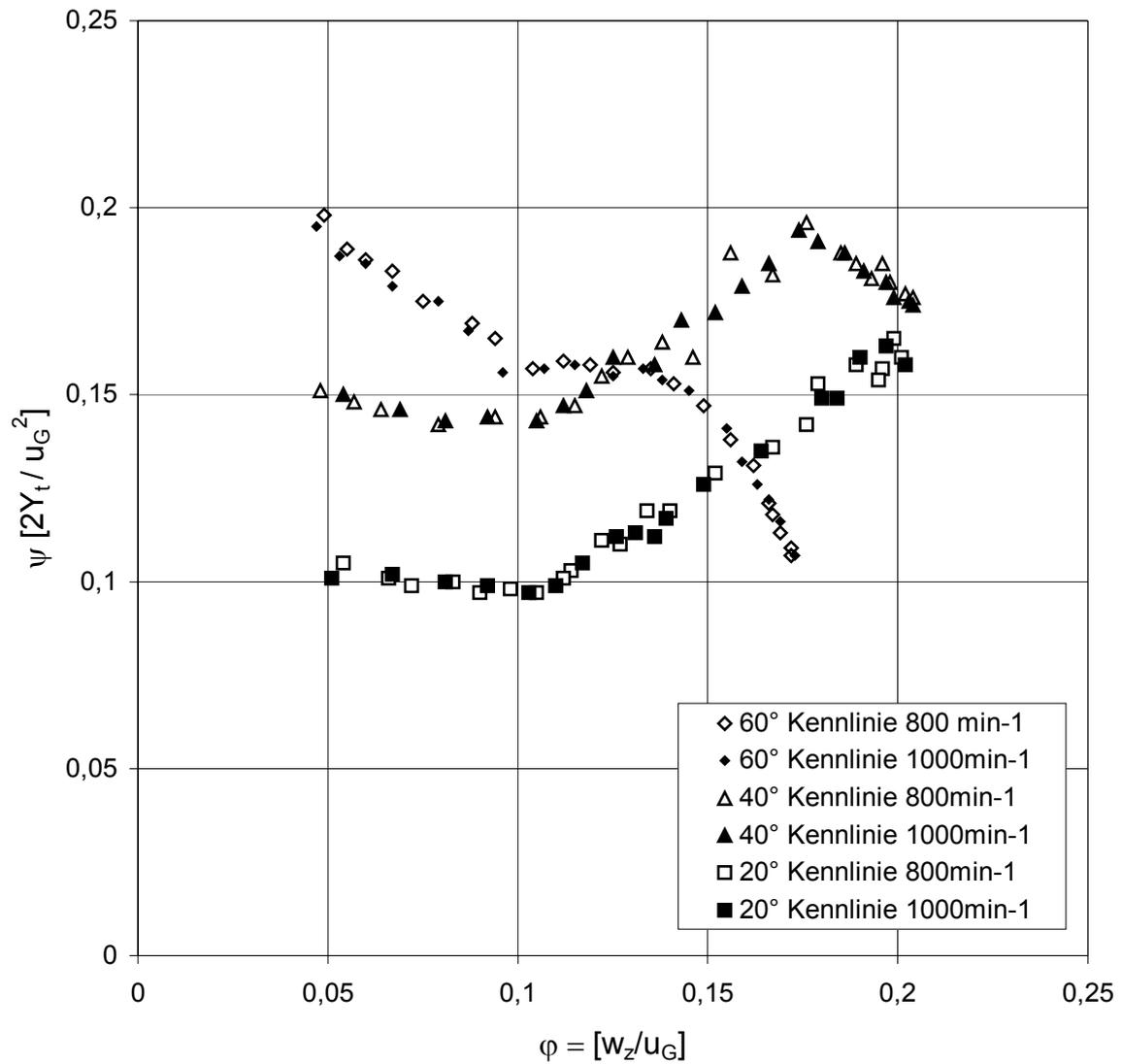
* technische Daten in Ausführung sg auf Anfrage

** verbesserte thermische Daten auf Anfrage

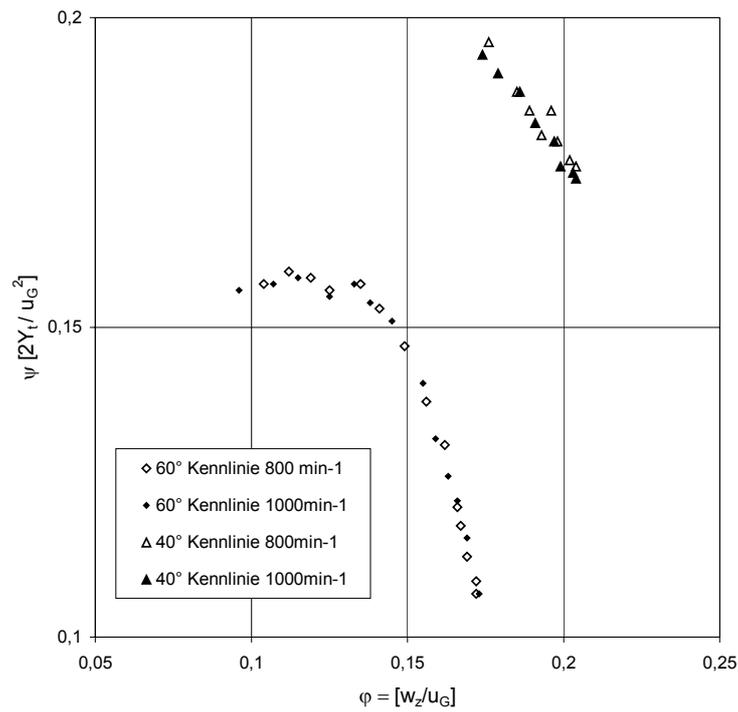
Anhang B-2: Datenblatt der Kulite Miniaturdruckaufnehmer LQ-47.

C Kennlinien und Geschwindigkeitsprofile

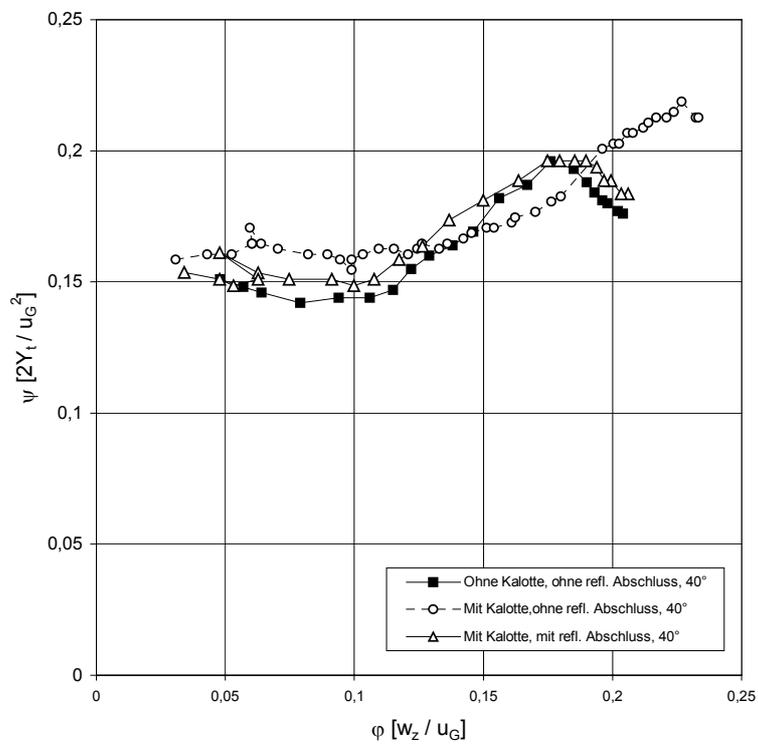
Kennlinien – Experimentell



Anhang C-1: Experimentell ermitteltes Kennfeld des Demonstrators für die Staffelungswinkel $\lambda = 20^\circ, 40^\circ$ und 60° , ohne Nabenkalotte, 2mm Metallbeschaukelung.

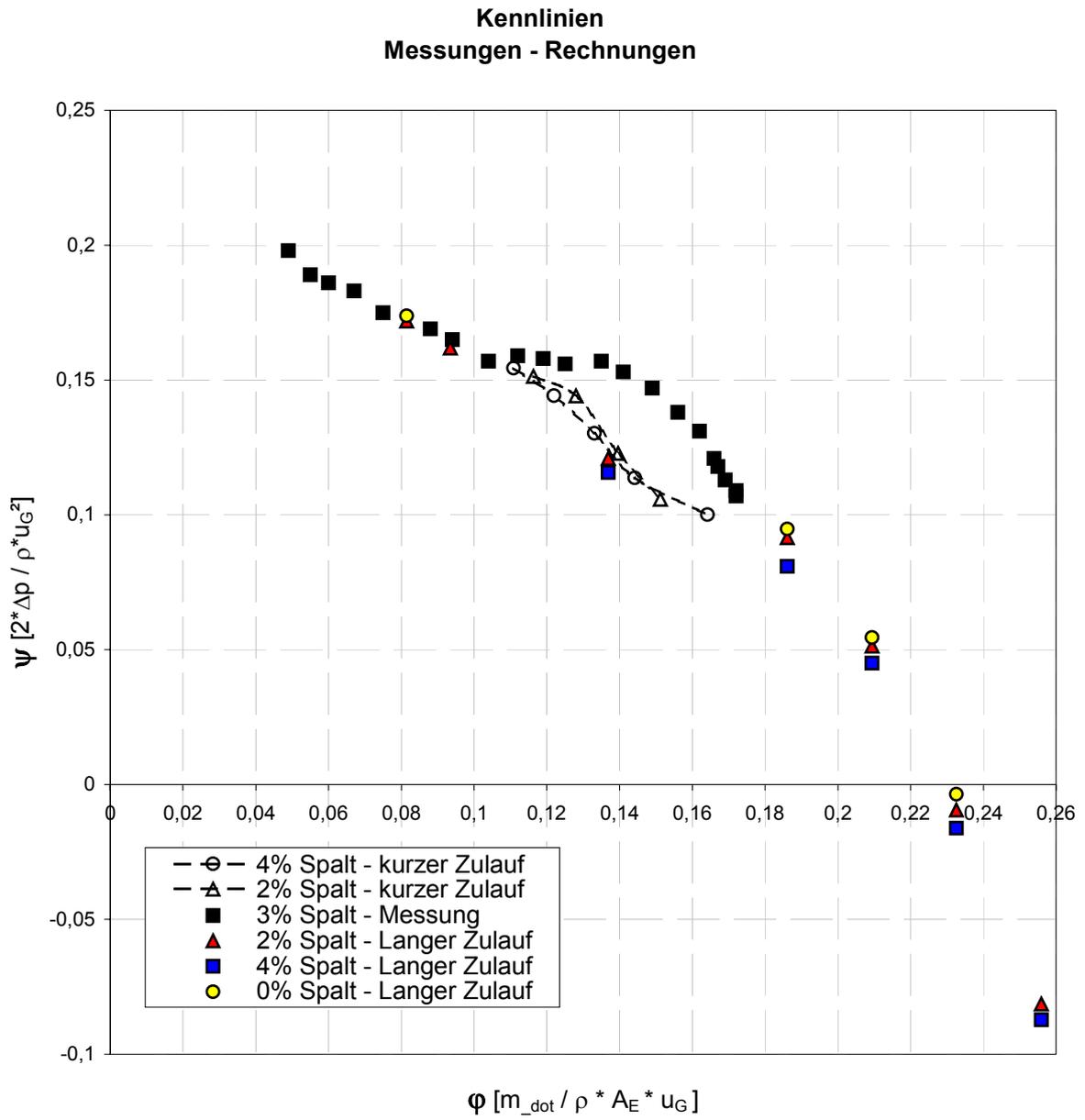


Anhang C-2: Experimentell ermittelte Primärkennlinien für stabilen Betriebsbereich der Maschine bei den Staffelungswinkeln $\lambda = 40^\circ$ und 60° , ohne Nabenkalotte.



Anhang C-3: Experimentell ermittelte Kennlinien der Maschine $\lambda = 40^\circ$, Einfluss der Nabenkalotte und des reflexionsarmen Abschluss.

Kennlinien – Numerisch



Anhang C-4: Numerisch und experimentell ermittelte Kennlinien für den Staffelungswinkel $\lambda = 60^\circ$.

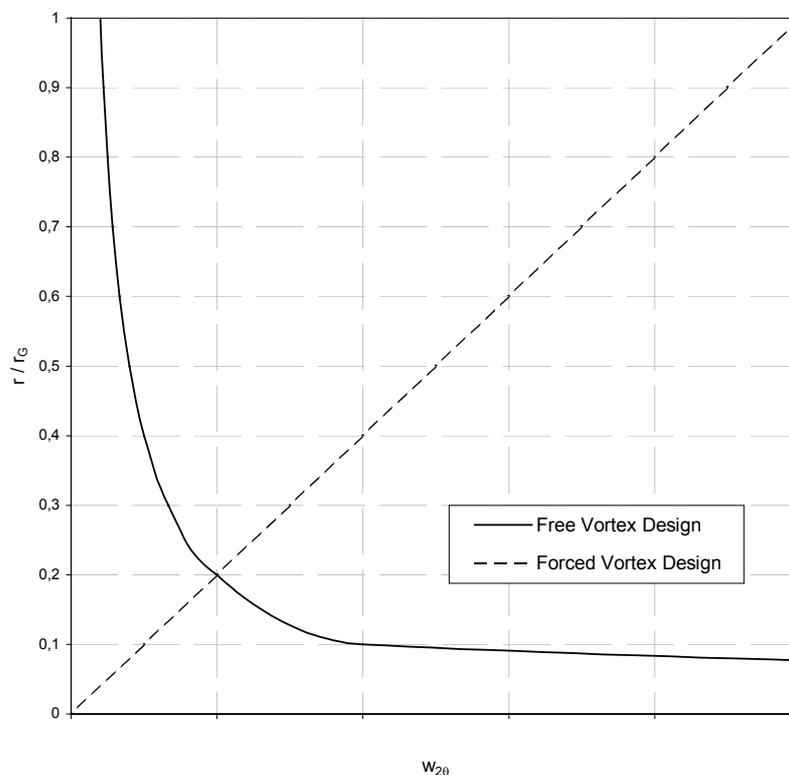
Geschwindigkeitsprofile – Auslegungsmethoden

Die aerodynamische Bewertung der Maschinen wird stark vereinfacht. Es werden die Ergebnisse mit den theoretischen Verteilungen zweier in der Praxis sehr weit verbreiteten Auslegungssystematiken für Niedergeschwindigkeitsverdichter verglichen. Im einzelnen sind diese das sog. *Free Vortex Design*, oder Wirbelflussmaschine, und das *Forced Vortex Design*, z.B. Horlock [1958], Brodersen [1986], Saathoff [2001]. Die Systematiken unterscheiden sich in der Verteilung der Energieumsetzung über die Schaufelhöhe, vgl. *Anhang C-5*, und zeichnen sich durch sehr hohe Wirkungsgrade aus. Nach der Euler-Gleichung für Strömungsmaschinen ist die Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit $w_{2\theta}$ neben der Umfangsgeschwindigkeit das Maß für die Energieumsetzung der Maschine. Es gilt:

$$r \cdot w_{2\theta} = \text{konst.} \quad \rightarrow \quad w_{2\theta} \sim \frac{1}{r} \quad \text{für das } \textit{Free Vortex Design}, \quad [\text{C } 1]$$

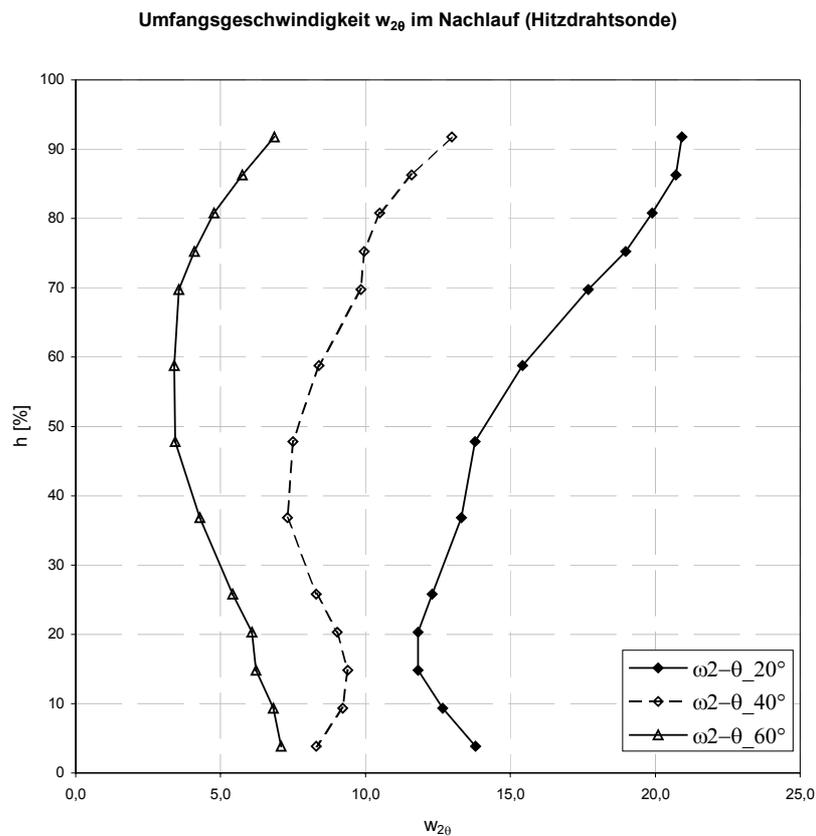
und

$$\left(\frac{w_{2\theta}}{r} \right) = \text{konst.} \quad \rightarrow \quad w_{2\theta} \sim r \quad \text{für das } \textit{Forced Vortex Design}. \quad [\text{C } 1a]$$



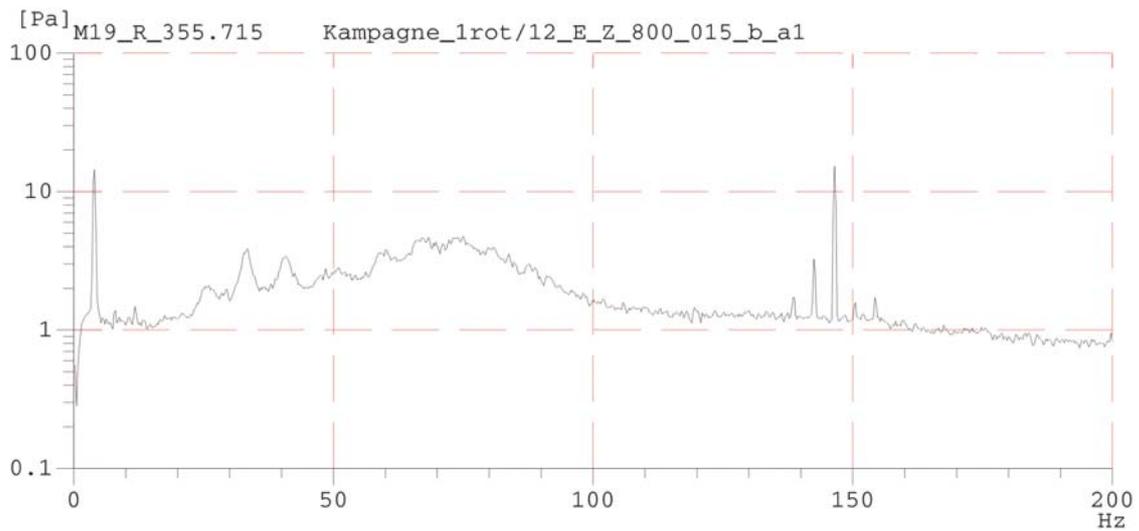
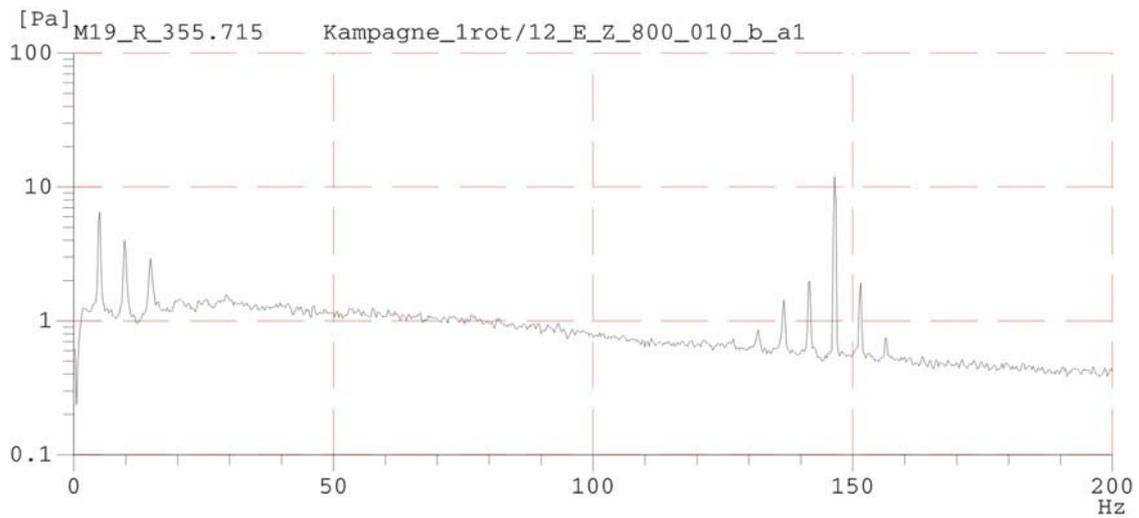
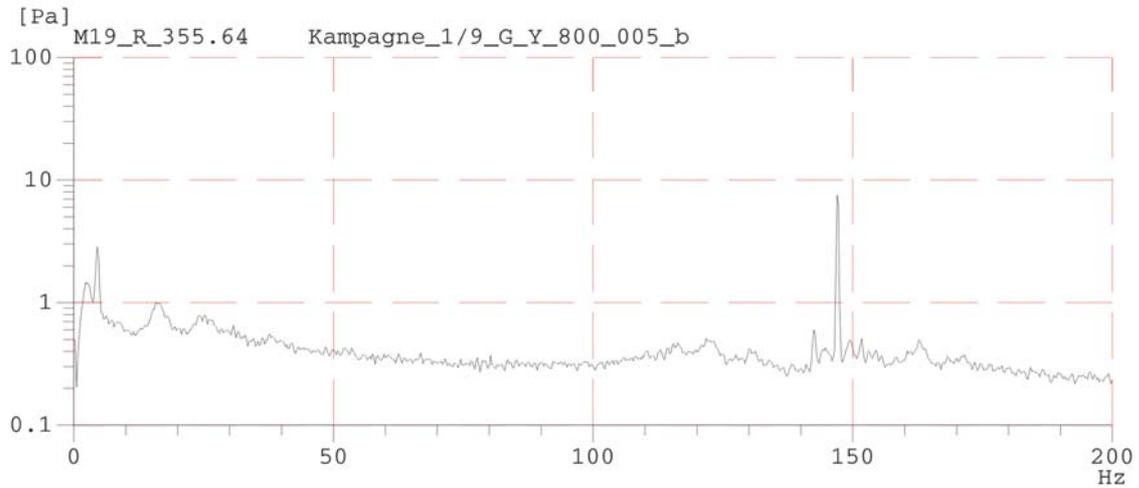
Anhang C-5: Theoretischer Verlauf der Umfangsgeschwindigkeitskomponente $w_{2\theta}$ für das *Free Vortex Design* und das *Forced Vortex Design*.

Für einen vorgegebenen Durchsatz φ zeichnet sich die Wirbelflussmaschine durch eine achsparallele Zuströmung $w_{1\theta}(r) = 0$ und einem konstanten Axialgeschwindigkeitsverhältnis $\mu(r) = w^{2a}/w_{1a} = 1$ aus. Die Auslegung nach dem *Forced Vortex Design* ermöglicht bei gleichem Durchsatz eine Reduktion der Drehzahl. Diese Methodik empfiehlt sich, wenn die Blattspitzengeschwindigkeit Werte $Ma = 1$ erreicht. Die Zuströmung ist dann nicht mehr achsparallel $w_{1\theta}(r) \neq konst.$ und erzwingt den Einsatz eines Vorleitrades. Auch die Annahme eines konstanten Axialgeschwindigkeitsverhältnis gilt nicht mehr $\mu(r) = w^{2a}/w_{1a} \neq 1$. Infolge des Vordalles ist die Energieumsetzung im Vergleich zur Wirbelflussmaschine geringer. Diese Vorgaben bilden die Grundlage für den weiteren Entwurf und es lassen sich alle weiteren Profile wie Winkel- und Geschwindigkeitsvektoren ableiten, z.B. nach Kerrebrock [1992].

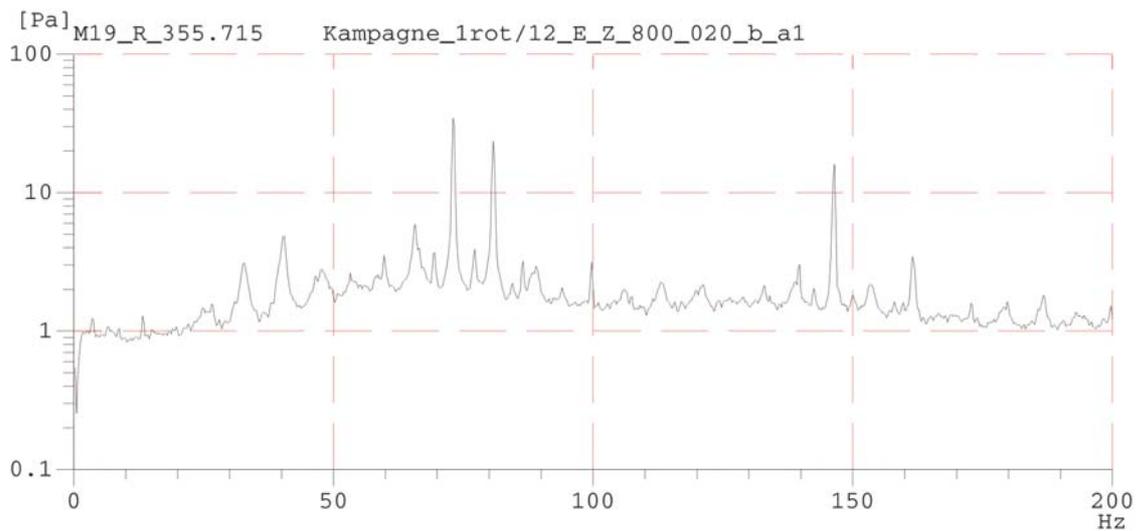
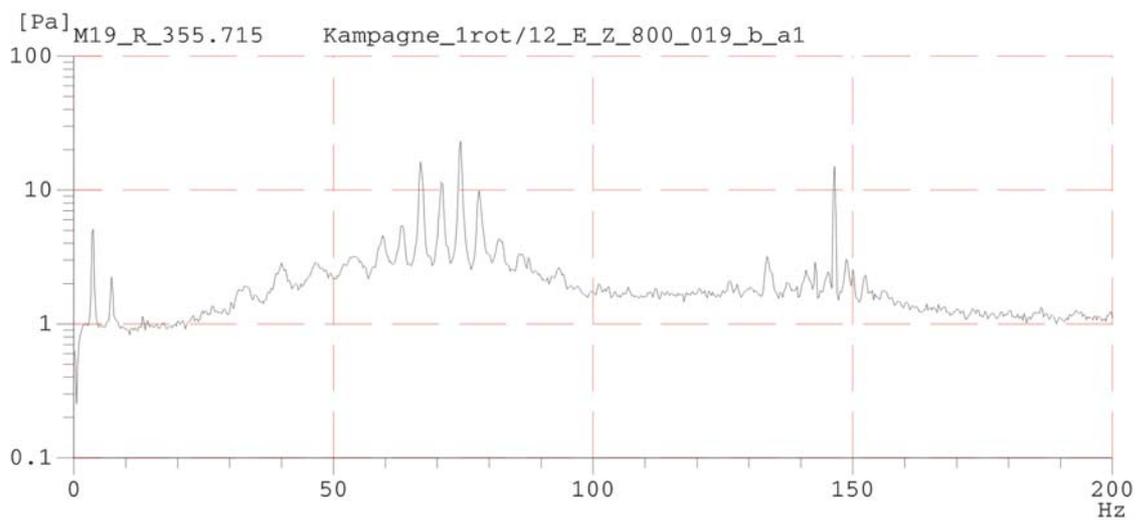
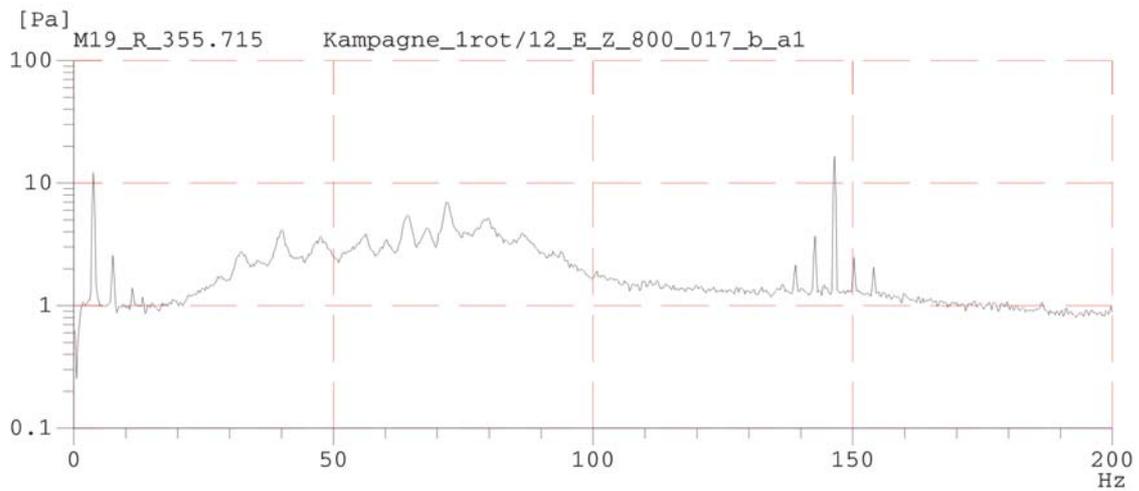


Anhang C-6: Verteilung der Umfangskomponente der Absolutströmung $w_{2\theta}$ im Nachlauf, Staffelungswinkel $\lambda = 20^\circ, 40^\circ$ und 60° , 800min^{-1} , $\varphi = \varphi_{\max}$.

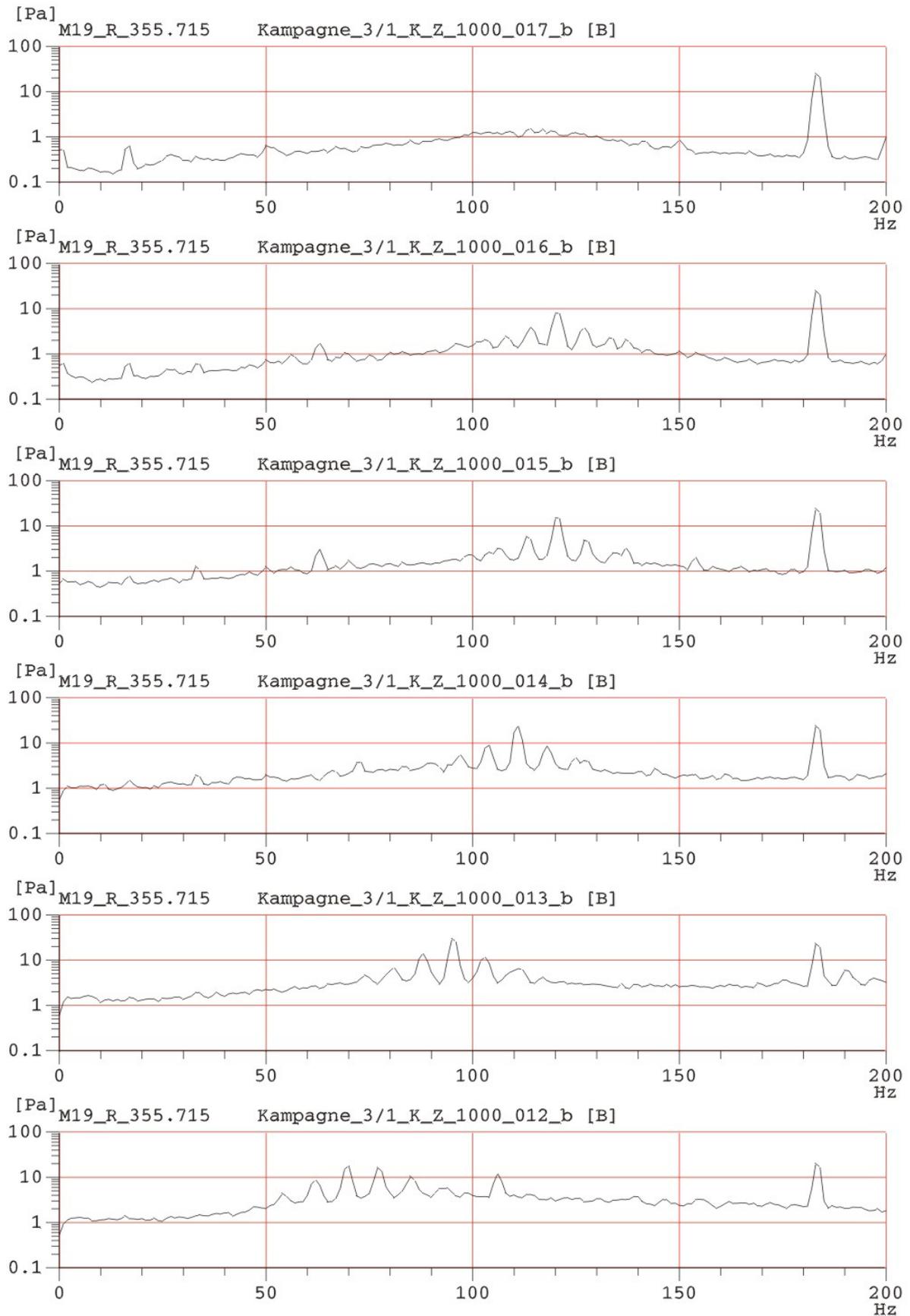
D Experimentelle Ergebnisse der Instabilitätsphänomene



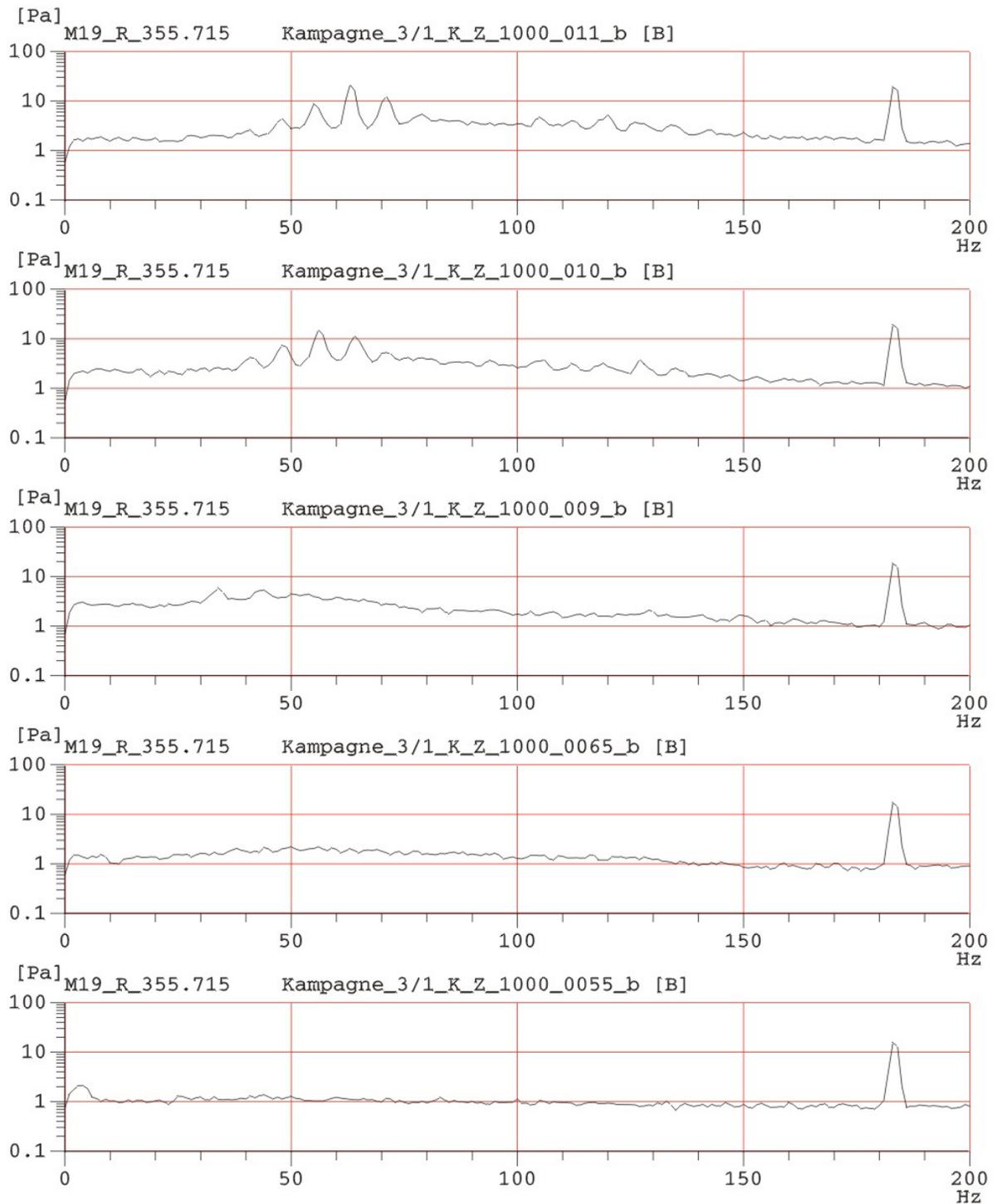
Anhang D-1: Frequenzspektren der Maschine für stationäre Betriebspunkte $\varphi = 0.15 - 0.05$, $\lambda = 40^\circ$, 800min^{-1} , $\Delta f = 1\text{Hz}$, $\text{SR} = 4096\text{Hz}$, Hannig-Fenster, $\text{AVG} = 150$.



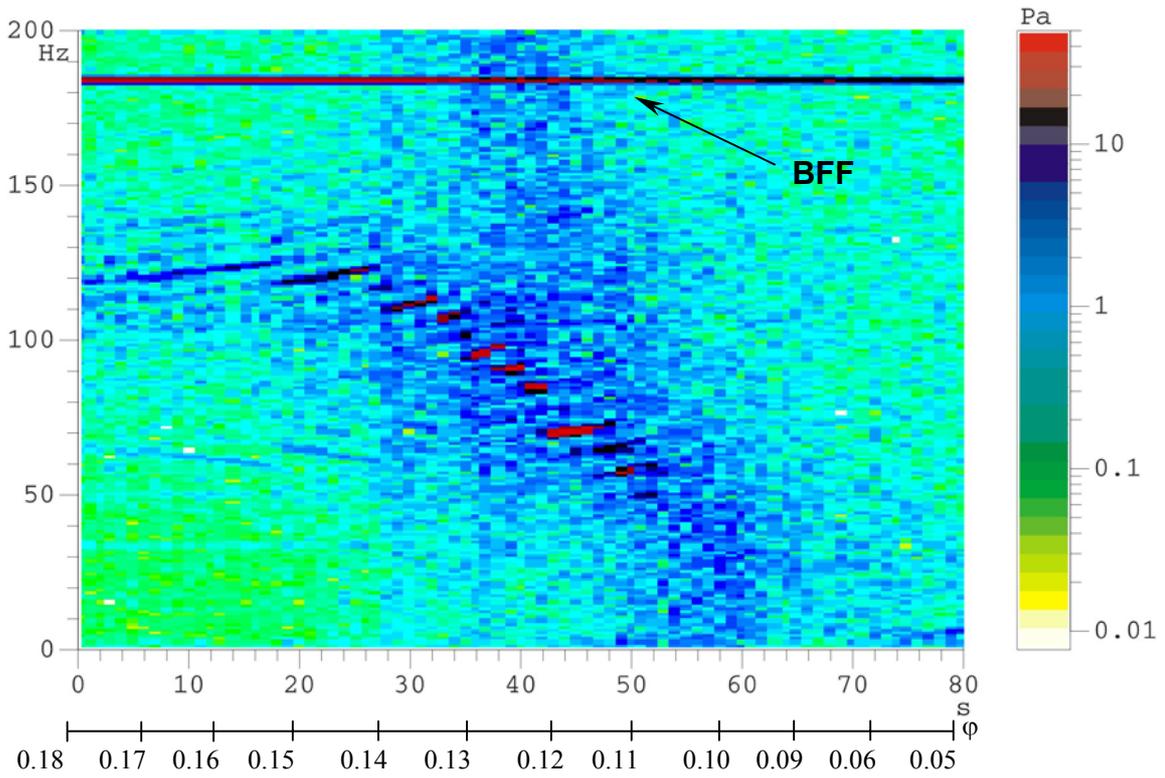
Anhang D-2: Frequenzspektren der Maschine für stationäre Betriebspunkte $\varphi = 0.17 - 0.20$, $\lambda = 40^\circ$, 800min^{-1} , $\Delta f = 1\text{Hz}$, $\text{SR} = 4096\text{Hz}$, Hannig-Fenster, $\text{AVG} = 150$.



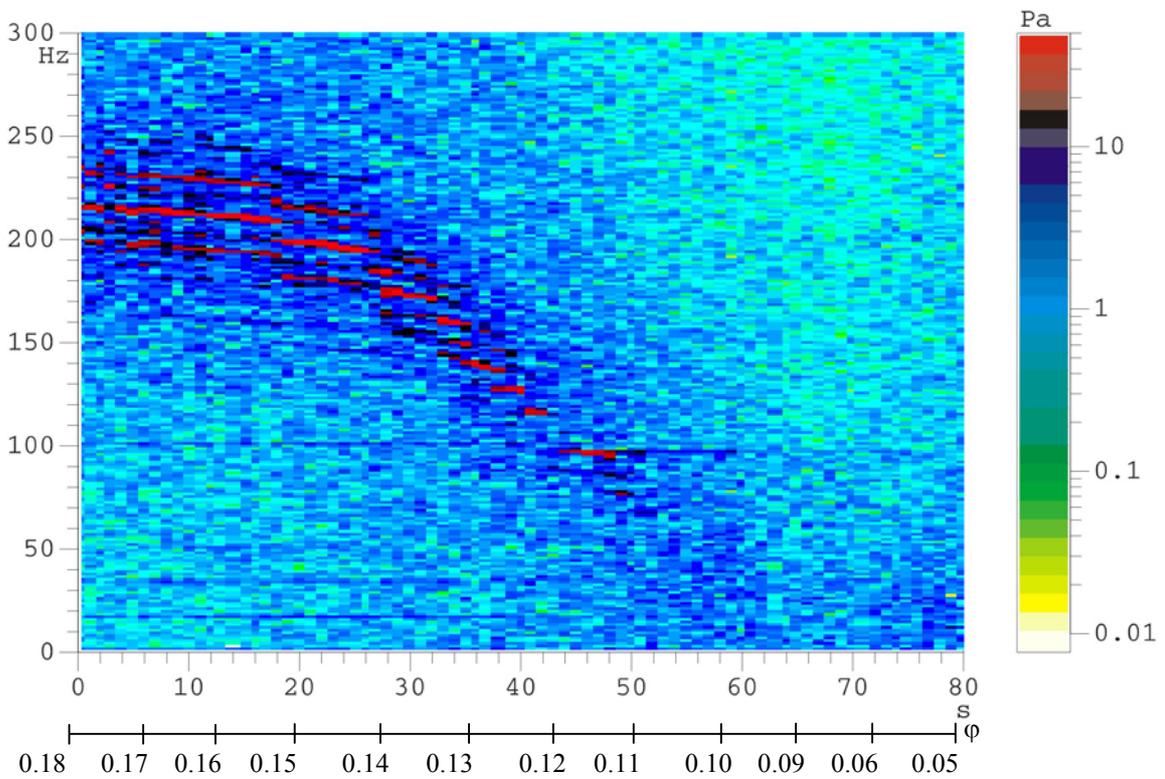
Anhang D-3: Frequenzspektren der Maschine für stationäre Betriebspunkte $\varphi = 0.17 - 0.12$, $\lambda = 60^\circ$, 1000min^{-1} , $\Delta f = 1\text{Hz}$, $\text{SR} = 8192\text{Hz}$, Hannig-Fenster, $\text{AVG} = 150$.



Anhang D-4: Frequenzspektren der Maschine für stationäre Betriebspunkte $\varphi = 0.11 - 0.055$, $\lambda = 60^\circ$, 1000min^{-1} , $\Delta f = 1\text{Hz}$, $\text{SR} = 8192\text{Hz}$, Hannig-Fenster, $\text{AVG} = 150$.



Anhang D-5: Kontinuierlicher Drosselvorgang eines wandbündigen Aufnehmers im Zulauf, $\lambda = 60^\circ$, 1000min^{-1} , $\Delta f = 1\text{Hz}$.



Anhang D-6: Kontinuierlicher Drosselvorgang eines rotierenden Druckaufnehmers $\lambda = 60^\circ$, 1000min^{-1} , $\Delta f = 1\text{Hz}$

Tabelle D-1: Frequenzen und Modenordnungen des Instabilitätseffekts eines kontinuierlichen Drosselvorgangs der Maschine $\lambda = 60^\circ$, 1000min^{-1} .

<u>Kontinuierlicher Drosselvorgang</u>		
Drehzahl Ω:	$1000.12 \text{ min}^{-1} \cong 16.6\text{Hz}$	
Staffelungswinkel λ:	60°	
Modenordnung: Bezug der KO-Systeme	$\alpha = \frac{ f_{fest} \pm f_{rot} }{\Omega}$	
Frequenzauflösung:	$\Delta f = 1\text{Hz}$	
Raumfest f_{fest} [Hz]	Rotierend f_{rot} [Hz]	Modenordnung α
118 - 125	216 - 208	20.04 - 19.97
117 - 122	198 - 193	18.89 - 18.89
115 - 116	184 - 182	17.93 - 17.87
109 - 113	173 - 167	16.91 - 16.79
105 - 108	159 - 158	15.83 - 15.95
102	147	14.93
93 - 96	137 - 135	13.79 - 13.85
89 - 90	125 - 124	12.83
84	115 - 114	11.93
77	-	-
68 - 71	-	-
65	-	-
56	-	-

Tabelle D-2: Frequenzen und Modenordnungen des Instabilitätseffekts für stationäre Betriebspunkte der Maschine $\lambda = 60^\circ$, 1000min^{-1} .

<u>Stationäre Betriebspunkte</u>			
Drehzahl Ω:	$1000.12 \text{ min}^{-1} \cong 16.6\text{Hz}$		
Staffelungswinkel λ:	60°		
Modenordnung: Bezug der KO-Systeme	$\alpha = \frac{ f_{fest} \pm f_{rot} }{\Omega}$		
Frequenzauflösung, OVL, AVG:	$\Delta f = 0.25\text{Hz}$, 90% Overlap, 500 Mittelungen		
Betriebspunkt φ	Raumfest f_{fest} [Hz]	Rotierend f_{rot} [Hz]	Modenordnung α
0.17	112.75	187	17
0.16	103.5	166.25	16
0.15	94.75	138.5	14
0.14	83.5	116.5	12
0.13	70	96.75	10
0.12	63.75	86.25	9
0.11	56.5	76.75	8
0.10	51	65.5	7

Tabelle D-3: Frequenzen und Modenordnungen des Instabilitätseffekts eines kontinuierlichen Drosselvorgangs der Maschine $\lambda = 60^\circ$, 800min^{-1} .

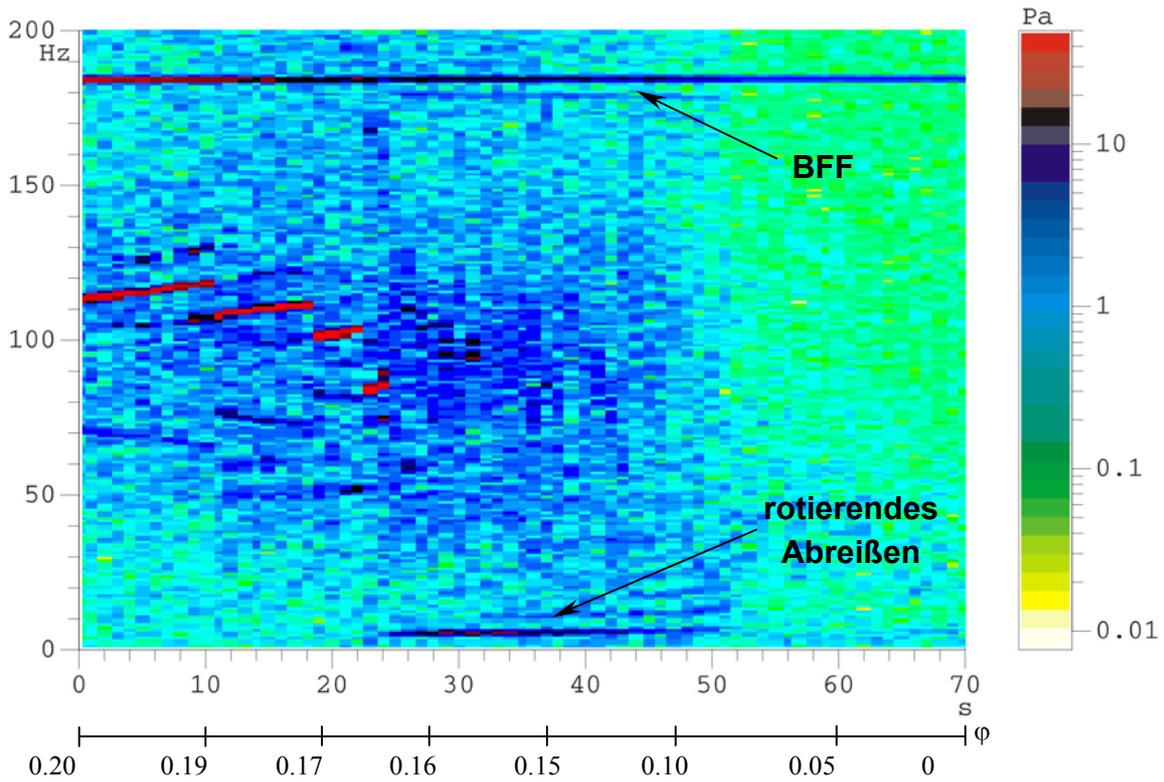
<u>Kontinuierlicher Drosselvorgang</u>		
Drehzahl Ω:	$799.79 \text{ min}^{-1} \cong 13.32\text{Hz}$	
Staffelungswinkel λ:	60°	
Modenordnung: Bezug der KO-Systeme	$\alpha = \frac{ f_{fest} \pm f_{rot} }{\Omega}$	
Frequenzauflösung:	$\Delta f = 1\text{Hz}$	
Raumfest f_{fest} [Hz]	Rotierend f_{rot} [Hz]	Modenordnung α
100	179	20.93
95 - 98	171 - 168	19.95
91 - 95	162 - 157	18.97 - 18.90
89 - 95	150 - 144	17.92
88 - 90	135	16.87
83 - 87	129 - 126	15.90 - 15.97
78 - 83	120 - 115	14.85
77	106	13.72
(73)*	-	
65 - 68	93 - 91	11.85 - 11.92
58 - 63	84	10.65 (11.02)
53 - 58	77 - 75	9.75 (9.97)
48 - 53	69 - 67	8.77 (9.0)
44 - 46	57 - 58	7.57 - 7.80

* nicht eindeutig nachweisbar

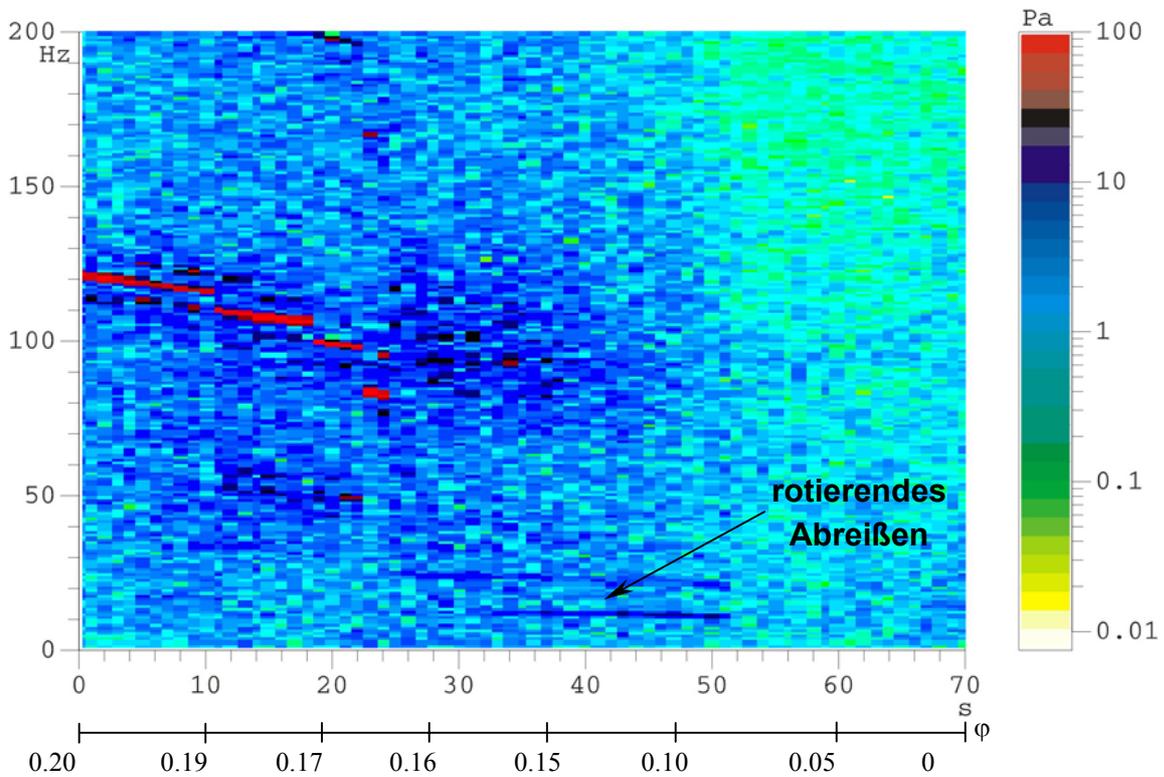
Tabelle D-4: Frequenzen und Modenordnungen des Instabilitätseffekts für stationäre Betriebspunkte der Maschine $\lambda = 60^\circ$, 800min^{-1} .

<u>Stationäre Betriebspunkte</u>			
Drehzahl Ω:	$799.79 \text{ min}^{-1} \cong 13.32\text{Hz}$		
Staffelungswinkel λ:	60°		
Modenordnung: Bezug der KO-Systeme	$\alpha = \frac{ f_{fest} \pm f_{rot} }{\Omega}$		
Frequenzauflösung, OVL, AVG:	$\Delta f = 0.25\text{Hz}$, 90% Overlap, 500 Mittelungen		
Betriebspunkt φ	Raumfest f_{fest} [Hz]	Rotierend f_{rot} [Hz]	Modenordnung α
0.18*	97	169.5	20
	91.75	161.5	19
0.17	91.5	148.5	18
0.16	83.5	129.75	16
0.15	76.75	109.75	14
0.14	67.25	92.75	12
0.13	56.0	77.25	10
0.12	51.5	68.5	9
0.11	45.75	60.75	8
0.10	40.5	52.75	7

* Übergangsbereich, Modenordnung springt zwischen $\alpha = 20$ bzw. 19



Anhang D-7: Kontinuierlicher Drosselvorgang eines wandbündigen Aufnehmers im Zulauf ,
 $\lambda = 40^\circ$, 1000min^{-1} , $\Delta f = 1\text{Hz}$.



Anhang D-8: : Kontinuierlicher Drosselvorgang eines rotierende Druckaufnehmers
 $\lambda = 40^\circ$, 1000min^{-1} , $\Delta f = 1\text{Hz}$.

Tabelle D-5: Frequenzen und Modenordnungen des Instabilitätseffekts eines kontinuierlichen Drosselvorgangs der Maschine $\lambda = 40^\circ$, 1000min^{-1} .

<u>Kontinuierlicher Drosselvorgang</u>		
Drehzahl Ω:	$1001.4.79 \text{ min}^{-1} \cong 16.69\text{Hz}$	
Staffelungswinkel λ:	40°	
Modenordnung: Bezug der KO-Systeme	$\alpha = \frac{ f_{fest} \pm f_{rot} }{\Omega}$	
Frequenzauflösung:	$\Delta f = 1\text{Hz}$	
Raumfest f_{fest} [Hz]	Rotierend f_{rot} [Hz]	Modenordnung α
113 - 118	121 - 116	14.02
107 - 110	109 - 106	12.94
101 - 103	99 - 98	11.98 - 12.04
83 - 84	83	9.94

Tabelle D-6: Frequenzen und Modenordnungen des Instabilitätseffekts eines kontinuierlichen Drosselvorgangs der Maschine $\lambda = 40^\circ$, 800min^{-1} .

<u>Kontinuierlicher Drosselvorgang</u>		
Drehzahl Ω:	$801.92 \text{ min}^{-1} \cong 13.36\text{Hz}$	
Staffelungswinkel λ:	40°	
Modenordnung: Bezug der KO-Systeme	$\alpha = \frac{ f_{fest} \pm f_{rot} }{\Omega}$	
Frequenzauflösung:	$\Delta f = 1\text{Hz}$	
Raumfest f_{fest} [Hz]	Rotierend f_{rot} [Hz]	Modenordnung α
91 - 94	96 - 93	13.99
87 - 88	87 - 86	13.01
80 - 82	80 - 79	11.97 - 12.04
75	72	10.99

Tabelle D-7: Strouhal Normierung der Frequenzen für die Modenordnungen α für stationäre Betriebspunkte der Maschine $\lambda = 60^\circ$, 1000min^{-1} und 800min^{-1} .

<u>Strouhal Normierung</u>		
Staffelungswinkel λ:	60°	
Normierung	$St = \frac{f \cdot D_G}{U_G} \frac{\pi}{Z_R}$	
Frequenzauflösung:	$\Delta f = 0.25\text{Hz}$	
Modenordnung α	Strouhal normierte RI-Frequenzen	
	1000min^{-1}	800min^{-1}
16	0.55	0.56
14	0.50	0.52
12	0.44	0.45
10	0.37	0.38
9	0.34	0.35
8	0.30	0.31
7	0.27	0.27

Tabelle D-8: Strouhal Normierung der Frequenzen für die Modenordnungen α für stationäre Betriebspunkte der Maschine $\lambda = 40^\circ$, 1000min^{-1} und 800min^{-1} .

<u>Strouhal Normierung</u>		
Staffelungswinkel λ:	40°	
Normierung	$St = \frac{f \cdot D_G}{U_G} \frac{\pi}{Z_R}$	
Frequenzauflösung:	$\Delta f = 0.25\text{Hz}$	
Modenordnung α	Strouhal normierte RI-Frequenzen	
	1000min^{-1}	800min^{-1}
14	0.61	0.61
13	0.58	0.59
12	0.55	0.54
11	-	0.51
10	0.45	-

Tabelle D-9: Vergleich der Strouhal normierten Frequenzen bei Variation des Staffelungswinkels $\lambda = 40^\circ$ und 60° .

<u>Strouhal Normierung</u>		
Staffelungswinkel λ:	40° und 60°	
Normierung	$St = \frac{f \cdot D_G}{U_G} \frac{\pi}{Z_R}$	
Frequenzauflösung:	$\Delta f = 0.25\text{Hz}$	
Modenordnung α	Strouhal normierte RI-Frequenzen	
	$\lambda = 40^\circ$	$\lambda = 60^\circ$
14	0.61	0.52
13	0.58	-
12	0.55	0.45
11	0.51	-
10	0.45	0.35

Stehwellen – Rohreigenfrequenzen des Kanalprüfstands

Die *Tabelle D-10* und *Tabelle D-11* zeigen die Eigenfrequenzen der akustischen Stehwellen für die Anordnung „Offen-Offen, $f_{(n\cdot\lambda/2)}$ “ und „Offen-Geschlossen, $f_{(n\cdot\lambda/4)}$ “ für zwei Prüfstandslängenkonfigurationen ohne Berücksichtigung der Prüfstandseinbauten.

Tabelle D-12 zeigt die Eigenfrequenzen der akustischen Stehwellen für die Anordnung „Offen-Offen, $f_{(n\cdot\lambda/2)}$ “ für eine Prüfstandslängenkonfigurationen ohne Berücksichtigung der Prüfstandseinbauten mit iterativer Berücksichtigung der Mündungskorrektur α nach Veit (1996):

$$\alpha = \frac{1}{2} \left(\frac{\lambda}{2-l} \right). \quad [\text{D } 1]$$

Tabelle D-10: Eigenfrequenzen der Stehwellen des Prüfstands, $l = 6.112\text{m}$

Prüfstandslänge: $l = 6.112\text{ m}$, ohne Einlaufdüse		
Temperatur: $t = 19.8^\circ\text{ C} \rightarrow a = 342.9\text{ m/s}$		
n	Offen – Offen $f_{(n\cdot\lambda/2)}\text{ [Hz]}$	Offen – Geschlossen $f_{(n\cdot\lambda/4)}\text{ [Hz]}$
1	28,05	14,03
2	56,10	42,08
3	84,15	70,13
4	112,21	98,18
5	140,26	126,23
6	168,31	154,28
7	196,36	182,33
8	224,41	210,39
9	252,46	238,44
10	280,51	266,49

Tabelle D-11: Eigenfrequenzen der Stehwellen des Prüfstands mit druckseitigem reflexionsarmen Rohrabschluss, $l = 9.612\text{m}$.

Prüfstandslänge: $l = 9.612\text{ m}$, mit reflexionsarmen Abschluss, ohne Einlaufdüse		
Temperatur: $t = 19.8^\circ\text{ C} \rightarrow a = 342.9\text{ m/s}$		
n	Offen – Offen $f_{(n\cdot\lambda/2)}\text{ [Hz]}$	Offen – Geschlossen $f_{(n\cdot\lambda/4)}\text{ [Hz]}$
1	17.84	8.92
2	35.67	26.76
3	53.51	44.59
4	71.35	62.43
5	89.19	80.27
6	107.02	98.10
7	124.86	115.94
8	142.70	133.78
9	160.53	151.62
10	178.37	169.45

Tabelle D-12: Eigenfrequenzen der Stehwellen des Prüfstands mit iterativ bestimmter Mündungskorrektur α für die Frequenzen f ($n \cdot \lambda/2$) „Offen-Offen“, $l = 6.112\text{m}$.

Prüfstandslänge:	$l = 6.112\text{ m}$, ohne Einlaufdüse, mit Mündungskorrektur α
Temperatur:	$t = 19.8^\circ\text{ C} \rightarrow a = 342.9\text{ m/s}$
Mündungskorrektur:	$\alpha = 0.18\text{ [m]}$
n	Offen – Offen $f_{(n \cdot \lambda/2)}$ [Hz]
1	26,51
2	53,03
3	79,54
4	106,06
5	132,57
6	159,09
7	185,60
8	212,12
9	238,63
10	265,15