

Prof. Dr.-Ing. J. Hourmouziadis
Luftfahrtantriebe
Institut für Luft- und Raumfahrt F1
Marchstraße 14
D - 10587 Berlin



Luftfahrtantriebe

Bericht
14/99-1

Stabilität des stehenden Ringgitters AG Turbo Turbotech II

Dipl.-Ing. I. Ulbricht
November 1999

Zusammenfassung

Instationäre Druckmessungen zur Analyse der Stömungsstabilität wurden an einem stehenden Verdichterringgitter ($M_{axial} = 0,4$) mit Nabenspalt durchgeführt. In Abhängigkeit vom Anströmwinkel wurden verschiedene, zum Teil umlaufende Strömungsmuster beobachtet. Koppelungen der Strömungsablösungen im Verdichtergitter mit den Resonanzeigenschaften des durchströmten Systems konnten beobachtet werden. Darüber hinaus wurde mit Hilfe von Farbanstrichbildern ein Einblick in die komplexen dreidimensionalen Strukturen im Gitter im zeitlichen Mittel gewonnen.

22.11.1999 *J. Hourmouziadis*

Verteiler: BEO Jülich (5 x)
TIB Hannover (2 x)

U. Wenger, BRR (2 x)

Inhaltsverzeichnis

		Seite
1	Zusammenfassung	1
2	Literatur	3
2.1	Einleitung	3
2.2	Verdichterinstabilität in der Literatur – historische Entwicklung	4
2.3	Rotating stall - Stand der Forschung	4
2.3.1	Theorie und Experiment der ausgebildeten rotierenden Ablösung	4
2.3.2	Strukturen vor dem Einsetzen von Rotating stall – Theorie und Experiment	5
2.4	Analyse der Systemstabilität	7
2.5	Verbesserung der Stabilitätseigenschaften in Verdichtern	7
2.6	Untersuchung von Rotating stall im stehenden System	8
2.6.1	Kaskade [Emmons 1955]	8
2.6.2	Rotierende Ablösung im Ringgitter [Gary 1973]	8
2.6.3	Die Ergebnisse der Untersuchungen von Gary [1973]	10
2.6.4	Einfluß der Rotation auf rotierende Ablösung [Gary 1973]	10
2.7	Ablösungen im Stator	11
2.8	Verdichterstabilität und Systemresonanzen	11
2.9	Grundlagenuntersuchung von H. Gründel, rotierende Fluide	12
2.10	Abschließende Bemerkungen	12
3	Analytische Betrachtungen	13
3.1	Die Grundgleichungen der Stromfadentheorie	13
4	Beschreibung des Ringgitters	14
5	Auslegung	16
5.1	Zusammenfassung	16
5.2	Der Ringgitterprüfstand	16
5.3	Zielvorgaben	16
5.4	Druckluftversorgung	17
5.5		21
5.5	Dimensionierung des Prüflings	21
5.6	Mehrschnittsrechnung	22
5.7	Anströmbedingungen für das Vordrallgitter	22

5.8	Anströmbedingungen für das Verdichtergitter	23
5.8.1	Anströmbedingung für das Verdichtergitter in graphischer Form	24
5.9	Datenblatt für das Ringgittermodell	26
5.10	Profilierung	27
5.11	Verdichterprofil	27
5.11.1	Anströmwinkelvariation für das Verdichtergitter	28
5.11.2	29	
5.11.2	Verhalten des Profils bei Belastung („Bauchstoß“)	29
5.11.3	Verhalten bei Entlastung („Rückenstoß“)	35
5.12	Kriterien für die Auslegung der Profilierung des Vordrallgitters	36
5.13	Datenblatt der Ringgitterschaufeln	38
6	Konstruktion und Fertigung	39
6.1	Konstruktionskonzept	39
6.2	Konstruktion des Windkanals	40
6.3	Meßstrecke	43
6.4	Abbildungen der Teile	43
6.5	Naben- und Gehäusespalt	45
6.6	Festigkeitsnachrechnung	45
6.6.1	Einsätze aus PMMA für Visualisierungen	45
6.6.2	Festigkeitsnachrechnung der Vordrall-, Verdichter- und Drosselschaufeln	45
7	Meßtechnik	47
7.1	Getestete Meßtechnik	47
7.2	Datenspeicher und Signalverarbeitung	50
7.3	Kavitäten	50
8	Voruntersuchungen	52
8.1	Untersuchungen an der Diffusormeißstrecke des kleinen Windkanals des Fachgebiets Luftfahrtantriebe	52
8.1.1	Ziel der Untersuchung	52
8.1.2	Aufbau	53
8.1.3	Ergebnisse	54
8.1.4	Interpretation der Zeitreihen	57
8.1.5	Schlußfolgerung	62
8.1	Dokumentation der Messung der c_p -Verteilung am Verdichtergitter über dem Anströmwinkel bei kleinen Reynoldszahlen	62
8.1.1	Versuchsdurchführung	62
8.1.2	Stationäre Druckmessungen	63
8.1.3	Ergebnisse	63

8.1	Grundsätzliche Überlegungen zur Detektion von rotierender Ablösung anhand eines isolierten Rotors	64
8.1.1	Aufbau	64
8.1.2	Spektren	65
8.1.3	Interpretation	67
8.1	Messung der Lärmemission der Druckluftanlage	68
8.1.1	Zielsetzung	68
8.1	Aufbau	68
8.1.1	Ergebnisse	69
8.1.2	Spektren	69
8.1.3	Weitere Ergebnisse	69
8.2	Interpretation	69
9	Messungen am Ringgitterkanal	71
9.1	Druckluftversorgung	71
9.2	Parametervariationen	71
9.2.1	Staffelungswinkel der drei Gitter	72
9.2.2	Strömungsversorgung	72
9.3	Meßkette	72
9.4	Signalverarbeitung	73
10	Stationäre Strömung - Anstrichbilder	74
10.1	Motivation	74
10.1.1	Instationäre Sekundärströmungen	75
10.2	Beschreibung des eingesetzten Verfahrens	75
10.2.1	Rezeptur	75
10.3	Die Wahl der Betriebspunkte	76
10.3.1	Ergebnisse	76
10.4	Die Untersuchung des stationären Feldes der Wandschubspannung	77
10.4.1	Erste Ablösungen der Profilgrenzschicht	77
10.4.2	Interpretation der stationären Wandstromlinienbilder	77
10.5	Umlaufende Störungen	80
10.5.1	Interpretation der Wandschubspannungslinien	80
10.6	Umfangskoppelung der Kanäle	85
10.6.1	Zur Durchführung des Versuchs	85
10.6.2	Wandstromlinien an der Nabe	85
10.6.3	Kapselung des Schaufelkanals	86
10.6.4	Grenzschichtablösung auf der Profilsaugseite	86
10.6.5	Spalteffekte	88
11	Ergebnisse der instationären Messungen	90
11.1	Dramaturgie des Strömungsabrisses	91

11.1.1	Beobachtungen	92
11.2	Spektren der Druckfluktuationen in der Nabe, ausgehend vom stabilen Betrieb	93
11.3	Schallabstrahlung ins Fernfeld	94
11.4	Der Auslegungspunkt	94
11.4.1	Schaufelschwingungen im Auslegungspunkt	95
11.4.2	Vergleich der Signale im Gehäuse und in der Nabe	95
11.5	Zwischen Auslegung und den ersten Instabilitäten	97
11.6	Umfangsstrukturen setzen sich in Bewegung: Einsetzen der azimuthalen Koppelungsmechanismen, rotierende Strukturen	98
11.6.1	Verlauf der Wandschubspannung	99
11.6.2	Moduliertes Muster	102
11.6.3	Rotierende Instabilitäten im stehenden System	108
11.7	Ausbreitung von Druckwellen im System	108
11.7.1	Interpretation des modulierten Signals	110
11.7.2	Tonales Signal bei 800 Hz – eine azimuthale gekoppelte Wirbelablösung?	111
11.7.3	Spektren bei reduziertem Massenstrom (exemplarisch)	114
11.8	Blockschaltbild	116
11.9	Die Resonanzeigenschaften des Systems	117
11.9.1	Untersuchung der Resonanzeigenschaften des Ringrohrsystems	117
11.9.2	Ergebnisse der experimentellen Analyse der Resonanzeigenschaften	117
11.10	Wellenausbreitung im durchströmten System	120
11.11	Amplitudenverteilungen am Umfang – Hinweise auf rotierende Quellen	120
11.12	Diskussion der Ergebnisse	121
11.12.1	„Querflöte und Klarinette“	121
11.12.2	Trennung von Quelle und Antwort	121
11.13	Messung rotierender Strukturen im Stator eines einstufigen Axialverdichters – Vergleich mit Messungen aus dem stehenden Ringgitter	122
11.13.1	Motivation	122
11.13.2	Meßaufbau	122
11.13.3	Ergebnisse	123
11.13.4	Folgerungen	126
12	Fazit	128

Stabilität des stehenden Ringgitters AG Turbo Turbotech II

Kurzzusammenfassung

Instationäre Druckmessungen zur Analyse der Stömungsstabilität wurden an einem stehenden Verdichterringgitter ($M_{axial} = 0,4$) mit Nabenspalt durchgeführt. In Abhängigkeit vom Anströmwinkel wurden verschiedene, zum Teil umlaufende Strömungsmuster beobachtet. Koppelungen der Strömungsablösungen im Verdichtergitter mit den Resonanzeigenschaften des durchströmten Systems konnten beobachtet werden. Darüber hinaus wurde mit Hilfe von Farbanstrichbildern ein Einblick in die komplexen dreidimensionalen Strukturen im Gitter im zeitlichen Mittel gewonnen.

1 Zusammenfassung

Zur Untersuchung instationärer Strömungsmuster im Verdichtergitter wurde am Institut für Luft- und Raumfahrt der TU Berlin ein Verdichterringgitterkanal ausgelegt, konstruiert und aufgebaut. Hierbei war besonders die Generierung und Untersuchung von rotierenden Strukturen, das heißt von umfangskorrelierten Signalen, von Interesse.

Die Meßstrecke besteht aus drei hintereinandergeschalteten, axialen Gittern: einem Vordrallgitter, einem Verdichtergitter und einem Drosselgitter zur Einstellung des Betriebspunktes. Die Staffelungswinkel aller drei Gitter sind einstellbar. Alle Gitter haben einen Nabenspalt. Zur Strömungsversorgung liefern drei parallel geschaltete Radialverdichter einen Massendurchsatz von 4,5 kg/s bei einem Druckverhältnis von 2.

Bei fester Anströmreynoldszahl wurde der Vordrallwinkel am Gitter vergrößert; damit wurden die Profil- und Wandgrenzschichten einem positiven Druckgradienten ausgesetzt. Um Strömungsabriss zu provozieren, mußten im stehenden System größere Fehlanströmungen gefahren werden als im Rotor. Für einen Staffelungswinkel des Verdichtergitters von 25° wurden Anströmwinkel von 45° bis 67° gefahren.

Die Messungen wurden im wesentlichen mit piezoresistiven Druckaufnehmern durchgeführt. Auswertungen fanden im Frequenzbereich statt.

Am untersuchten Verdichterstator treten in Abhängigkeit vom Anströmwinkel unterschiedliche Strömungsmuster auf.

Für Anströmwinkel bis 51° verhält sich das Gitter gutmütig. In Nabennähe werden periodische Signale gemessen, die jedoch noch nicht in Umfangsrichtung korreliert sind. Die Energie im Spektrum ist im wesentlichen im Bereich unter 3 kHz konzentriert.

Zwischen 45° und etwa 51° wurden drei Signalanteile identifiziert. Die Axialresonanz der Meßstrecke wird angeregt und besonders bei geringen Anströmwinkeln mit hohem Signal-/Rauschverhältnis gemessen. Darüber hinaus werden zwei sehr breitbandige Signale identifiziert, die jeweils im Zusammenspiel mit ihrer ersten Harmonischen auftreten. Die Überhöhungen im Spektrum verlagern sich mit steigendem Anströmwinkel zu größeren Frequenzen. Dieser Umstand und die Bandbreite der Signale lassen auf aerodynamische Ursachen schließen. Typischerweise spricht das Vorhandensein der ersten Harmonischen für eine Paarwirbelablösung als Ursache für die gemessenen Druckschwankungen. Da in der Nähe des Auslegungspunktes nur die Randbereiche der Schaufel starker Fehlanströmung ausgesetzt sind, wird eine Störfrequenz der Schaufelspitze, die zweite dem Bereich des

Schaufelfüße zugeschrieben. Strouhalzahlen liegen zwischen 0,1 und 0,2. Bereits für kleine Fehlanströmungen wird eine intensive Wechselwirkung mit dem durchströmten Gesamtsystem vermutet. Wirbelablösungen scheinen mit den Resonanzeigenschaften des Rohrs gekoppelt zu sein.

Für einen Anströmwinkel von 54° verbessert sich die azimuthale Koppelung der Schaufelkanäle, und es werden umlaufende Störungen gemessen. Maßgeblichen Einfluß auf die Strömung im Verdichtergitter hat der Nabenspalt. Anstrichbildern zufolge löst in diesem Anströmwinkelbereich die Nabengrenzschicht vor dem Eintritt in das Verdichtergitter ab. Es besteht ein Transportmechanismus in Umfangsrichtung. Es wird vermutet, daß das Ablösegebiet im Bereich der Schaufelspitzen einer Sekundärströmung Platz einräumt, in der die Strömungsrichtung in azimuthale Richtung weist und der Betrag der Geschwindigkeit erheblich geringer ist als der in der ungestörten Strömung. In einem eingeschränkten Anströmwinkelbereich konnten sogenannte rotierende Instabilitäten beobachtet werden, d. h. instationäre Sekundärströmungen, die bereits an Rotoren mit großem Gehäusepalt untersucht und hier zum ersten mal am Stator beobachtet wurden. Die Ausbreitungsgeschwindigkeit dieser Störungen in Umfangsrichtung ist die halbe Umfangsgeschwindigkeit. Die Störungen bewegen sich in Richtung der Schaufel-Saugseiten. Bei größeren Fehlanströmungen verschwindet das Phänomen.

Ab 62° Anströmwinkel koppelt die Paarwirbelablösefrequenz, die dem Bereich der Schaufelfüße zugeschrieben wird, mit dem ersten Mode des Ringrohrquerschnitts der Meßstrecke. Infolge eines Resonanzeffekts mit dem Ringrohr werden hohe Signalpegel gemessen. Amplitudenauswertungen zufolge kann die azimuthal gekoppelte Wirbelablösung als quasi-umlaufendes Phänomen verstanden werden.

2 Literatur

2.1 Einleitung

In Axial- und Radialverdichtern, aber auch in Pumpen und Ventilatoren werden im Off-Design nicht rotorfest rotierende Strukturen gemessen, die auf Grenzschichtablösungen in der Maschine zurückzuführen sind. Bekannt und in der Literatur häufig beschrieben ist die rotierende Ablösung (Rotating stall). Darüber hinaus wird das Verdichterpumpen (Compressor surge) beschrieben, die rotierenden Instabilitäten (Rotating instability) oder in der Rückkopplung mit dem durchströmten Rohr zum Beispiel die Umfangsmodes (Spinning modes).

Art und Ausprägung der sogenannten Verdichterstabilitäten, oder auch der *instationären Sekundärströmungen**, sind von einer großen Anzahl von Parametern abhängig, die während des Betriebs Änderungen unterworfen sind und sich der vollständigen Kontrolle entziehen. Als signifikantes Beispiel sei hier die Nabenspaltweite genannt. Die Physik der einzelnen aerodynamischen und aeroakustischen Phänomene ist noch nicht vollständig verstanden, auch wenn bereits Regelungssysteme – zumeist in Laboren – eingesetzt werden, die das Stabilitätsverhalten eines *bekannten* Verdichters überwachen und den Strömungsabriss verhindern.

Nachdem einige Forschungsarbeit auf dem Gebiet der eindimensionalen Stabilitätstheorie geleistet wurde, konzentrieren sich neuere Untersuchungen auf lokale Strömungsphänomene. Auf experimentellem Wege wird nach allgemeingültigen Ankündigungen des Abrisses in Wandnähe und im Feld gesucht. Numerische Untersuchungen konzentrieren sich auf Strömungsstrukturen im Stall und kurz davor. Eine Anzahl *instationärer Sekundärströmungen* konnte detektiert werden. Der Blattspitzenwirbel spielt hierbei eine zentrale Rolle.

Vorläufig besteht kein geschlossenes Bild über die Vorgänge im verzögernden Gitter kurz vor Stall und in der ausgebildeten rotierenden Ablösung. Forschungsvorhaben, wie die „Stabilität des stehenden Ringgitters“, haben den Charakter von Grundlagenexperimenten und dienen der Untersuchung des dynamischen Verhaltens verzögernder Gitter, der Summe der lokal zeitgemittelt und instationär beobachteten Phänomene und des globalen Verhaltens, mit dem Ziel einer Zusammenführung der großen Anzahl von Einzelbeobachtungen und der Entwicklung eines stimmigen Bildes der Verdichterstabilität.

*Begriff geprägt von H. Saathoff, Braunschweig

2.2 Verdichterinstabilität in der Literatur – historische Entwicklung

Die ersten Veröffentlichungen über Rotating stall und Surge stammen aus den 50er Jahren. Emmons' klassische Theorie der rotierenden Ablösung und des Pumpens erschien 1955 [Emmons 1955]. Das Verdichterpumpen wurde als selbsterregte Helmholtz-Resonanz des Gesamtsystems und die rotierende Ablösung als periodischer Abriß der Profilgrenzschichten gedeutet. Pumpen und rotierender Ablösung wurden sehr unterschiedliche physikalische Mechanismen zugeschrieben.

Emmons' Theorie zur Beschreibung des nicht rotorfesten Wanderns der Stall-Zellen wird noch heute von einschlägigen Lehrbüchern vertreten [Vgl. z. B. Cumpsty 1989]. Demnach verursacht eine kleine Störung in Sinne der linearen Stabilitätstheorie an einem Profil einer Kaskade eine kritische Fehlanströmung. Die Profilgrenzschicht löst ab. Das Rückströmgebiet, das sich am Schaufelprofil ausbildet, verblockt den Strömungskanal. Die Verdrängungswirkung der Stall-Zelle bewirkt eine Deformation der Stromlinien stromauf der Schaufelreihe. Man spricht von der Verblockung der Schaufelkanäle. Der Anströmwinkel des in Saugseitenrichtung benachbarten Profils wird vergrößert, und im kritischen Fall löst die Profilgrenzschicht ab. Der Anströmwinkel des druckseitig benachbarten Profils hingegen verkleinert sich. So wandert eine Ablösezone in Saugseitenrichtung durch die verzögernde Kaskade.

Spätere Veröffentlichungen untersuchen kritische Parameter, die beim Überschreiten der Stabilitätsgrenze des Verdichters Pumpen oder rotierende Ablösung begünstigen. Greitzer [Greitzer 1980] stellte einen von der Geometrie des Systems, maßgeblich von der Größe der angeschlossenen Volumina, abhängigen Parameter vor. Die theoretischen Überlegungen stimmten gut mit Experimenten an bekannten Anlagen überein, versagten aber bei der Vorhersage der Stabilitätseigenschaften unbekannter Systeme, siehe z. B. [Ulbricht 1996].

Rotating stall und Pumpen stehen in engem Zusammenhang. Ein Pumpzyklus setzt sich häufig aus mehreren Zyklen rotierender Ablösung zusammen [Preute 1999].

2.3 Rotating stall - Stand der Forschung

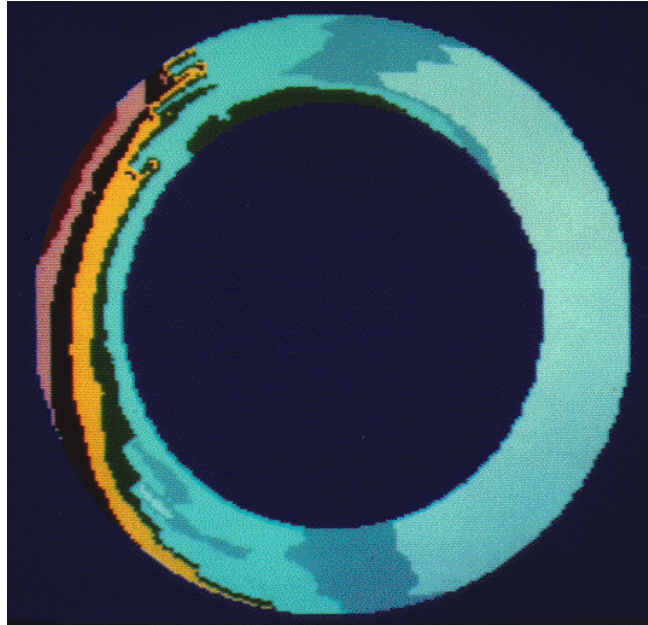
Rotierende Ablösung wird in der überwiegenden Zahl der neueren Veröffentlichungen in der Maschine oder im isolierten Rotor untersucht. Veröffentlichungen über Stall-Früherkennung, Stallzellenstruktur, Ausbreitung oder auch die Blattspitzenumströmung beziehen sich auf die Strömung im Rotor.

2.3.1 Theorie und Experiment der ausgebildeten rotierenden Ablösung

Verdichtende Systeme, deren Massenspeicher ein kritisches Volumen nicht erreicht, bilden beim Überschreiten der Stabilitätsgrenze eine rotierende Ablösung aus. Anzahl, Größe und Geschwindigkeit der Stallzellen hängen von System und Betriebspunkt ab [Mathiodakis 1985]. Die Kennlinie des Verdichters beschreibt Hysteresen.

Gyarmathy stellt eine Theorie zur Ausbreitung von rotierender Ablösung auf, die aus Beobachtung ausgeprägter Stall-Zellen an einem Axialverdichtermodell hervorgegangen ist, das die Wasser-Analogie nutzt. Er geht dabei davon aus, daß die Trägheit des Fluids und der Impulsaustausch zwischen einer Rotor- und einer Statorreihe die zentrale Rolle für die Fortpflanzung einer Zelle in Umfangsrichtung spielt [Gyarmathy 1996].

Es stellen sich aber auch im stehenden System Gleichgewichtszustände mit rotierenden Strukturen ein [Emmons 1955], [Gary 1973], [Kriebel 1957], [Gründel 1995], [Fechtman 1996].



Geschwindigkeitsverteilung in der Stall-Zelle [Palomba 1994]

2.3.2 Strukturen vor dem Einsetzen von Rotating stall – Theorie und Experiment

Das Strömungsmuster in der Schaufelpassage kurz vor dem Erreichen der Stabilitätsgrenze ist durch dreidimensionale Strukturen und instationäre Effekte geprägt. Die wandnahe Strömung zeigt markante Strukturen. Zahlreiche numerische Untersuchungen und Experimente wurden durchgeführt, um Einblick in instationäre Sekundärströmungen zu erhalten, die der rotierenden Ablösung vorausgehen. Globale eindimensionale und quasi-eindimensionale Theorien, die bis in die 80er Jahre veröffentlicht wurden, werden – bedingt durch die Entwicklung leistungsfähiger Rechner und neuer Meß- und Signalverarbeitungstechniken – zunehmend von zwei- und dreidimensionalen Betrachtungen der lokalen Strömungsmuster verdrängt.

Als Motivation für die Zahl der Untersuchungen des Strömungsmusters in der Maschine vor Stall ist primär der Aufbau von leistungsfähigen Stall-Warn- oder Control-Systemen zu sehen. Experimente und numerische Untersuchungen zur Beantwortung der folgenden Fragestellungen werden beschrieben:

- Wo befinden sich die Quellen für instationäre Bewegung, aus der sich die rotierende Ablösung herausbildet?
- Wieviel Zeit vergeht zwischen dem ersten Anzeichen und dem vollständigen Abriß?
- Und welches sind die kontrollierenden Parameter für die Entstehung von rotierender Ablösung?

Naben- und Gehäusespalte sind maßgebliche Parameter für die Stabilität eines Verdichters. Demnach beginnt der Stall bei der untersuchten Maschine für alle praktisch relevanten

Spaltweiten an der Blattspitze [Day in Mc Doughall 1990]. Ähnlich wie beim endlichen Tragflügel bildet sich auch in der Kaskade ein Blattspitzenwirbel aus. Es besteht allerdings ein markanter Unterschied zwischen den zunächst anscheinend vergleichbaren Systemen. Im Gegensatz zum freien Blattspitzenwirbel, der noch in großer Entfernung stromab vom Tragflügel nachweisbar ist, zeigt sich der Blattspitzenwirbel in der wandnahen Strömung der Kaskade bereits nach einer Sehnenlänge nicht mehr. Welcher Mechanismus hier wirkt, ob ein Aufrollen des Wirbels vorliegt oder ein Vortex breakdown, ist Gegenstand der aktuellen Forschung [Saathoff 1999], [März 1998].

Ein lokales Kriterium für das Einsetzen von rotierender Ablösung ist die Kinematik des Blattspitzenwirbels. Numerische Untersuchungen zeigen ein Wandern der Wirbeltrajektorie stromauf. Kurz vor Stall beschreibt die Wirbeltrajektorie einen rechten Winkel zur axialen Richtung [Hoying 1998]. Dieser Mechanismus wird als Spilling forward bezeichnet. Die Wandgrenzschicht kann infolge der Sekundärströmungen im Vorderkantenbereich der Schaufeln ablösen. Der Schaufelkanal ist – in Wandnähe – gekapselt. Experimentelle Untersuchungen identifizieren ebenfalls den Bereich der Schaufelvorderkanten in Verbindung mit dem Spalt als Quellbereich für instationäre Bewegung [Inoue 1991]. Instationäre Druckmessungen im Gehäuse zweier Axialverdichter auf Rotorhöhe liefern Informationen über das Verhalten der Maschinen kurz vor Stall. In der Nähe des Abrisses ist die Strömung in der Passage nahe der Profilverdichter von stark instationärem Charakter. Fluid mit geringem Impuls staut sich auf. Die Periodizität der Schaufelfolge, die im stabilen Betrieb dominiert, wird von anderen Frequenzen abgelöst. Der Pegel der Ausbreitungsfrequenz der Störung wächst mit stärkerem Androsseln. Als Vorbote der rotierenden Ablösung wird das Kollabieren der Periodizität der Schaufelfolge als charakteristischster Frequenz im Spektrum identifiziert, möglicherweise ein Eingangsparameter für ein Kontrollsystem.

Bereits bevor die Strömung im System vollständig zusammenbricht, können sich rotierende Strukturen ausbilden, die als Modal waves bezeichnet werden. Modal waves werden als Störung der Axialgeschwindigkeit in Umfangsrichtung durch Variationen in der Verblockung einzelner Schaufelkanäle eines Rotors beschrieben. Ursachen sind in Aufdickungen der Naben- und Gehäusegrenzschichten oder in lokalen Ablösungen am Profil und in den Ecken zu suchen. Die Modal waves führen nicht unmittelbar zum Zusammenbruch der Strömung im gesamten Verdichter; sie sind bereits im Vorfeld detektierbar. Ohne Hysterese kann der Verdichter wieder zurück in den ungestörten Betrieb geführt werden [Day in Mc Doughall 1990]. (Sofern keine Hysterese auftreten, ist nach Ansicht der Verfasserin die Hypothese, Modal waves wären auf Ablösungen zurückzuführen, fragwürdig.)

Modal waves treten dort auf, wo die Grenzschichten dick sind, das heißt für große Spaltweiten im Gehäuse und für kleine Spaltweiten an der Nabe [Mc Doughall 1990]. Das Einsetzen von rotierender Ablösung ist nicht mit der Ausbildung von Modal waves zu verwechseln.

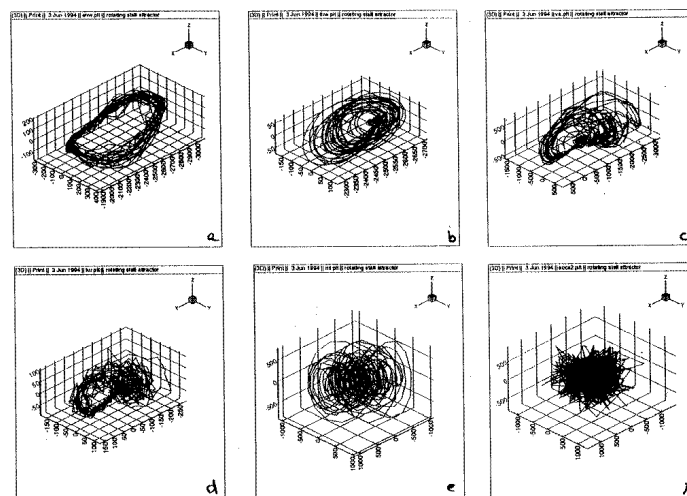
Modale Wellen sind mit Sicherheit ein Kriterium, auf dem ein Stall-Warnsystem aufzubauen wäre. Zwar ist die Stabilitätsgrenze, jenseits deren kleine Störungen zu großen Amplituden angefacht werden können, noch weit entfernt. Doch die iterative Dämpfung kleiner Störungen ist ein gängiges Verfahren bei der experimentellen Behandlung von Stabilitätsproblemen und verhindert die Anfachung großer Amplituden. Als instruktives Beispiel möge an dieser Stelle der Artist auf dem Drahtseil dienen, der beständig die kleinen Abweichungen von seiner Position ausgleicht, da er eine große Abweichung nicht mehr korrigieren könnte

Nicht alle Verdichter bilden vor dem Erreichen der Stabilitätsgrenze modale Wellen aus. Einige Maschinen zeigen unmittelbar vor dem Abriß einige stochastische Muster im Zeitsignal, Spikes genannt. Diese Ankündigungen der rotierenden Ablösung finden oft nur wenige Rotorumdrehungen vor dem Abriß statt.

In der Literatur werden vielfältige lokale Strömungsphänomene beschrieben. Es ist anzunehmen, daß diese lokalen Phänomene sich in nicht allzu ferner Zeit zu einem konsistenten Ganzen zusammensetzen lassen und damit die Physik der rotierenden Ablösung verstanden werden kann.

2.4 Analyse der Systemstabilität

Einige Autoren beschreiben die Anwendung der Methoden der nichtlinearen Dynamik, um ein vertiefteres Verständnis in die Vorgänge zu erhalten, die zum Einsetzen von rotierender Ablösung und Pumpen führen [Palomba 1994], [Palomba 1995], [Boehm 1997], [Fechtmann 1996]. Im wesentlichen werden Zeitdaten in einem höherdimensionalen Parameterraum dargestellt, wobei die Zahl der Dimensionen mehr oder weniger Ermessensfrage, aber ausschlaggebend für die Interpretierbarkeit der Ergebnisse ist. Darüber hinaus werden als Kriterium für die Stabilität des Systems die Lyapunov-Koeffizienten berechnet, die aber nur für das zeitliche Mittel existieren, jedoch für transiente Prozesse, zum Beispiel für die Stall-Warnung keine Bedeutung haben. Die Ausführungen der Autoren sind besonders in mathematischer Hinsicht interessant, und geben auch ein vertieftes Verständnis in die Stabilitätstheorie, sind aber weder für die Signalverarbeitung von Meßdaten im Versuch noch für den Einsatz im Betrieb einer Turbomaschine von Bedeutung.



Attraktoren für verschiedene Betriebspunkte eines Verdichters: stabiler Betrieb (oben links), Pumpen (unten rechts) [Palomba 1994]

2.5 Verbesserung der Stabilitätseigenschaften in Verdichtern

Die Strömung im Schaufelkanal einer Turbomaschine ist durch ihren dreidimensionalen Charakter geprägt. In der Mitte des Schaufelkanals verläuft die Strömung zweidimensional in Wandnähe, im Spalt und in den Ecken wird das Strömungsbild durch dreidimensionale Muster bestimmt. Der größere Anteil der Verluste, besonders im Off-Design, wird durch Sekundärströmungen und weniger durch Grenzschichtreibung hervorgerufen. Eine Unterdrückung von Sekundärströmungen, stationärer wie instationärer, bewirkt nicht nur eine Verringerung der Verluste, sondern auch die Verbesserung der Abrißgrenze des Verdichters. Verschiedene Tests zur Verbesserung der Stabilitätseigenschaften von Verdichtern wurden durchgeführt [Wennerstorm 1987]. Wirbelgeneratoren am Gehäuse, im Spalt und auf den

Schaufeln sowie Stator slots und Splitter vanes können das Stabilitätsverhalten einer Stufe verbessern und den Druckverlust senken.

Ein wichtiges Charakteristikum der rotierenden Ablösung ist ihre Symmetrieeigenschaft in Umfangsrichtung. Geschicktes asymmetrisches Einblasen zum Beispiel kann die Symmetrie des durchströmten Raums und damit die Periodizität des Phänomens unterbrechen. Auch eine asymmetrische Gestaltung der Schaufelkanäle zerbricht die Symmetrie. Okiishi [Okiishi 1990] staffelt die Statorschaufeln eines mehrstufigen Axialverdichters nach einem periodischen Muster in Umfangsrichtung, um die Abrißgrenze zu verbessern. Ein Vergleich zum Verdichter mit der ursprünglichen Beschaukelung zeigte eine kleine, aber durchgängige Verbesserung hinsichtlich des Stabilitätsverhaltens des Verdichters.

Den Einfluß des Nabenspalts auf die Stabilitätsgrenze versucht man mit Casing treatment zu verringern.

2.6 Untersuchung von Rotating stall im stehenden System

Ringgitter finden Einsatz als Flattergitter [Körbächer 1996], zur Beobachtung der Entwicklung der Grenzschicht [Schulz 1989] oder auch zum Test für Profilierung. Ringgitter zur Untersuchung von Rotating stall oder anderen Strömungsinstabilitäten sind selten. Im folgenden wird ein Überblick über rotierende Ablösung im stehenden System gegeben.

2.6.1 Kaskade [Emmons 1955]

In diesem Aufsatz, in dem auch das Pumpen als Helmholtz-Resonanz interpretiert wird, wird die auf Verblockung beruhende Theorie der Fortpflanzung von Rotating-stall-Zellen beschrieben. Diese Theorie beschreibt das Phänomen des Rotating stall in qualitativer Weise. Emmons beschreibt Experimente in einer stationären Kaskade mit Hitzdrähten und Schlierenverfahren. Es wurde mit sechs Schaufeln gearbeitet. Eine Bewegung von Stall-Zellen konnte beobachtet werden. Mit einer Hochgeschwindigkeitskamera wurden Schlierenvisualisierungen aufgenommen, die ein globales Pulsieren der Strömung zeigten. Mit diesem Pulsieren schwankte die Zahl der Schaufeln, an denen die Strömung abgelöst war. Der eigentliche Rotating-stall-Fortpflanzungsmechanismus war nicht mehr klar zu erkennen. Aus diesem Grunde wurden Hitzdrahtsignale an benachbarten Schaufeln aufgenommen, um die Fortpflanzungsgeschwindigkeit einer Rotating-stall-Zelle zu messen.

Zwischen dem Abriß zweier Schaufeln wird eine Zeitkonstante bestimmt. Weiterhin wird festgestellt, daß Zahl und Form der abgelösten Zellen mit dem Massenstrom und dem axialen Abstand der Schaufelreihen variieren. Das Einsetzen von Rotating stall im Rotor geht mit einer Unstetigkeit in der Charakteristik einher – Anstieg der Totaltemperatur über Massenstrom. Im Stator tritt dieser Zusammenhang nicht auf.

2.6.2 Rotierende Ablösung im Ringgitter [Gary 1973]

Rotierende Ablösung in Axialkompressoren wurde erstmals Mitte der 40er Jahre entdeckt. Man entdeckte große Ablösegebiete, die sich relativ zum Rotor bewegen. Die gängige, einfache (wenn auch plausible) Theorie der Verblockung einzelner Schaufelkanäle hat zu keinen befriedigenden Ergebnissen in der Theorie zur Beschreibung von Rotating stall

geführt [Gary 1973]. Daher beschäftigt man sich mit der Entwicklung eines Rotating-stall-Kontrollsystems.

Die Dokumentation einer Reihe von Experimenten im stehenden und im rotierenden System beschreibt im einzelnen:

- Die Untersuchung des Einflusses von Sehnenlänge, Solidity, Rotation der Schaufelgitter auf das Einsetzen und die Eigenschaften von Rotating stall
- Die Entwicklung eines Prototyps für ein Rotating-stall-Kontrollsystem, das heißt die Ermittlung der günstigsten Sensorkonfiguration, um Rotating stall im Kompressor zu detektieren
- Die Entwicklung einer zweidimensionalen linearen Stabilitätstheorie (für ein Schaufelgitter und für zwei Schaufelgitter), die den Mechanismus von Rotating stall beschreibt und zeigt, daß der Abstand der Schaufelgitter die Anzahl der Rotating-stall-Zellen bestimmt. Wie immer wurden gute Übereinstimmungen zwischen Theorie und Experiment erzielt.
- Die Ermittlung des Einflusses der Rotation auf die Eigenschaften von Rotating stall

Das untersuchte Ringgitter besteht aus Vordrallgitter und Verdichtergitter mit stationärer Nabe. Beide Gitter haben verstellbare Staffelungswinkel. Dadurch konnte die rotierende Ablösung für verschiedene Kombinationen von Einlauf- und Auslaßdrall untersucht werden.

Daten des Ringgitterkanals von Gary [1973]

Ringkanal:	Außendurchmesser: 29,35 Inch Innendurchmesser: 23,35 Inch Hub/tip ratio: 0,8
Vordrallgitter:	Inlet swirl angle: 36 ... 68° Profil des Vordrallgitters: NACA 63-(24A4K6)10 Solidity: 1,17 bei 36 Schaufeln
1. Stator:	Länge der Schaufeln: 2,98 Inch Sehnenlänge außen: 1,316 Inch Camber: 35,6° Schaufelzahl: 54 Solidity: 0,85
Geschwindigkeiten:	ca. 20 m/s

Es konnte nachgewiesen werden, daß Grenzschichtabsaugung keinen meßbaren Einfluß auf die Eigenschaften von rotierender Ablösung hat. Daher wurde nicht mit Grenzschichtabsaugung gearbeitet. Als Instrumentierung wurden X-Draht-Hitzdrähte und Gesamtdrucksonden eingesetzt. Hitzdrahtsignale wurden über 25 Sekunden gemittelt, Gesamtdruckverteilungen wurden in Umfangrichtung aufgenommen.

Der Einfluß der Sehnenlänge auf die Eigenschaften von rotierender Ablösung wurde untersucht.

2.6.3 Die Ergebnisse der Untersuchungen von Gary [1973]

Die Fortpflanzungsgeschwindigkeit der rotierenden Ablösung verdoppelt sich bei dem Gitter mit verkleinerter Sehnenlänge und kleinerer Solidity. Die Eigenschaften der rotierenden Ablösung scheinen weniger von der Profilform als vielmehr von der Schaufelzahl und der Sehnenlänge beeinflusst zu werden.

Kriebel [1957] dagegen zeigt, daß eine Verdoppelung der Solidity keinen Einfluß auf die rotierende Ablösung besitzt. Daher wird die Vermutung geäußert, daß der Haupteinfluß die Sehnenlänge ist. In diesem Aufsatz wird der Solidity ein größerer Einfluß auf die Fortpflanzungsgeschwindigkeit einer Rotating-stall-Zelle als der Sehnenlänge eingeräumt.

Rotierende Ablösung setzt in Abhängigkeit vom Staffelungswinkel des Verdichtergitters bei Vordrallwinkeln von 57° bis 66° ein. Die Strömungswinkel hinter dem Verdichtergitter liegen zwischen 32° und 52° .

Für jeden der untersuchten Staffelungswinkel setzte bei variiertem Vordrallwinkel irgendwann rotierende Ablösung ein.

Ausbreitungsgeschwindigkeiten wurden mit Sensoren an unterschiedlichen Umfangspositionen gemessen. Zum einen wurden Druckaufnehmer auf einem Viertel der Schaufelsehnenlängen (saugseitig), zum anderen Hitzdrähte stromauf des Stators eingesetzt. Beide Sensoren lieferten vergleichbare Ergebnisse.

Normiert man die Rotationsgeschwindigkeit der Stallzellen mit der Umfangskomponente der Geschwindigkeit, liegt man bei dimensionslosen Geschwindigkeiten zwischen 0,2 und 0,6.

Zumeist entstanden ein oder zwei Zellen nahe beim Einsetzen des Stalls; mit wachsendem Winkel beobachtete man vier oder fünf Zellen. Dem Stall mit großer Amplitude gingen rotierende Ablösung mit kleiner Amplitude und turbulente Schwankungen voraus. Es wurde kein Zusammenhang zwischen Sehnenlänge oder Solidity und der Zellenzahl gefunden. Weiterhin scheint kein Einfluß auf die Abrißgrenze des Gitters zu bestehen.

2.6.4 Einfluß der Rotation auf rotierende Ablösung [Gary 1973]

Ein Stator wurde mit einem rotierenden Vordrallgitter und mit einem isolierten Rotor verglichen.

Druckverlustmessungen zufolge setzte im Stator die rotierende Ablösung an der Nabe ein, im Rotor am Gehäuse. In einem kleinen Winkelbereich, der für die beiden Konfigurationen nicht der gleiche war, traten folgende Phänomene auf:

- Vor dem Einsetzen der periodischen rotierenden Ablösung traten kleine, irreguläre Druckschwankungen eines nicht rotierenden Stall auf.
- Vor dem Einsetzen der eigentlichen rotierenden Ablösung traten am Rotor und am Stator vergleichbare Phänomene auf (die nicht näher bezeichnet werden).

Der Rotor zeigt eine größere Hysterese als der Stator.

Bei verändertem Staffelungswinkel zeigt der Stator keine Änderung der Fortpflanzungsgeschwindigkeit der Stall-Zellen. Beim Rotor nehmen die Fortpflanzungsgeschwindigkeiten mit dem Staffelungswinkel zu. Die Zellenzahl der rotierenden Ablösung ist beim Rotor größer als beim Stator.

2.7 Ablösungen im Stator

Ablösungen der Statorschaufeln sind bislang weniger in Pumpen, Gasturbinen oder Verdichtern aus Triebwerken untersucht worden, sondern vor allem an Ventilatoren. Hintergrund ist, daß Ablösungen nicht nur eine Belastung der Struktur und Einschränkungen der Stabilität des Gesamtsystems darstellen, sondern auch mit starker Schallemission verbunden sind. Von Heesen mißt nicht drehklangbezogene Störgeräusche in sieben industriell genutzten Ventilatoren [von Heesen 1997]. Er identifiziert Spaltströmungen im Rotor und Hinterkantenablösungen an den Statorschaufeln als Quellen der Störgeräusche. Messungen mit Hitzdrahtsonden und Mikrofonen werden beschrieben. Von Heesen unterteilt in Störgeräusche der Klassen 1 bis 3.

Ein Einzelton hohen Pegels und dessen Harmonische unterhalb der Blattfolgefrequenz in einem begrenzten Bereich des aerodynamischen Kennfeldes werden als Störgeräusche der Klasse 1 bezeichnet. Von Heesen [1997] vermutet, daß der Entstehungsmechanismus durch die azimuthale Synchronisation der periodischen Wirbelablösung an den Leitschaufel-Hinterkanten und einem Eigenmode des durchströmten Kanals gegeben ist.

Ein vom Erscheinungsbild her ähnliches Phänomen wird von [Welsh 1984] beschrieben. Strömungsbedingte akustischen Resonanzerscheinungen wurden an umströmten Platten in einem Windkanal mit rechteckigem Querschnitt untersucht. Die Ablösefrequenz der Wirbel an der Plattenhinterkante ist demnach in einem begrenzten Bereich der Strömungsgeschwindigkeit mit einer akustischen Resonanz des Systems, bestehend aus durchströmten Kanal und Platte, synchronisiert. Die Synchronisation aus Wirbelablösung und Eigenform des Kanals ist mit starker Schallabstrahlung verbunden. Im Resonanzbereich des Systems folgt die Wirbelablösefrequenz nicht der Strouhal-Reynoldszahl-Gesetzmäßigkeit. Die gemessene Frequenz ist auf die Frequenz des Kanalmoden quasi-eingefroren und ändert sich mit steigender Reynoldszahl nur schwach. Gemessene Pegel sind hoch. Nach Überschreiten der oberen kritischen Grenze der Geschwindigkeit nimmt der abgestrahlte Pegel ab, und die Wirbelablösung folgt wieder der natürlichen Strouhal-Frequenz.

Von Heesen schließt daraus, daß das Störgeräusch der Klasse 1 durch Synchronisation der periodischen Wirbelablösung an den Hinterkanten der Leitschaufeln mit einem Eigenmode des zylindrischen Kanals erzeugt wird. (Vgl. [Tyler, Sofrin 1961])

Das Störgeräusch wird unterbunden durch die Verhinderung der Wirbelablösung (durch Aufsetzen eines Störkörpers auf alle Schaufeln oder durch zugespitzte Hinterkanten) und die Unterbrechung der azimuthalen Synchronisation, das heißt durch die Unterbrechung der Umfangssymmetrie, z. B. durch Verlängerung einzelner Leitschaufeln.

2.8 Verdichterstabilität und Systemresonanzen

Im Rahmen von Pumpuntersuchungen an einem Radialverdichter wurden akustische und aerodynamische, periodische Sörungen identifiziert [Nelson 1999]. Instationäre Druckmeßtechnik wurde im Einlauf und im Diffusor des Verdichters eingesetzt. Die Analyse des Systems zeigt einen klassischen Surge-Eigenmode und einen Eigenmode, der mit den

akustischen Eigenschaften des durchströmten Volumens in Verbindung gebracht wird. Die zwei Eigenformen dominieren das Übertragungsverhalten des Verdichters. Die akustischen Eigenmoden können durch Rückkopplung angefacht werden und entziehen sich der aktiven Stabilisierung durch das vorgestellte Kontrollsystem. Experimentell ermittelte Frequenz des akustischen Eigenmodes: 68 Hz, vermutlich eine Axialresonanz; Pumpfrequenz: 27 Hz.

2.9 Grundlagenuntersuchung von H. Gründel, rotierende Fluide

In der Scherschicht zweier konzentrischer Freistrahlen bilden sich Wirbelstrukturen [Gründel 1997], deren Zahl von den Reynoldszahlen der Einzelströmungen abhängt. Die Wirbel (beobachtet wurden drei bis vier in Abhängigkeit von der Reynoldszahl) rotieren mit der mittleren Umfangsgeschwindigkeit der Freistrahlen. Es wird gefolgert, daß die Strukturen eine Bedingung der Energieminimierung erfüllen. Die Rotationsgeschwindigkeit deutet darauf hin, daß die Wirbelstrukturen eine Kugellagerfunktion in der Reibungsschicht zwischen den Freistrahlen ausüben.

2.10 Abschließende Bemerkungen

Grundlagenuntersuchungen zur Strömungsstabilität im stehenden System wurden nicht weiter verfolgt. Vermutlich hat sich die meßtechnische Erfassung von Daten im Rotor mit Sensoren aus dem ortsfesten System als effizienteres Vorgehen herausgestellt. Ein Sensor im Gehäuse des Rotors registriert bereits das gesamte Umfangssignal. Die mittelnde Wirkung des Rotors gewährleistet Umfangssymmetrie und erspart Traversierungen in Umfangsrichtung.

3 Analytische Betrachtungen

3.1 Die Grundgleichungen der Stromfadentheorie

Die Strömung im Gitterkanal ist unleugbar dreidimensional, instationär, reibungsbehaftet und kompressibel. Sehr einleuchtende Überlegungen zwingen dazu, zur analytischen Beschreibung des Stabilitätsverhaltens des Systems Annahmen zu treffen, um zumindest numerisch lösbare Differentialgleichungen zu erhalten.

Üblich im Turbomaschinenbau ist die Betrachtung der Maschine als Stromröhre.

Reitebuch [1998] beschreibt eine Theorie zur Wellenausbreitung in unterschiedlichen durchströmten Kanälen. Es wird von den linearisierten Stromfadengleichungen für konstante Querschnitte ausgegangen. Die Abhängigkeit von der Querschnittsfläche wird auf diese Weise eliminiert. Querschnittsveränderungen werden dadurch beschrieben, daß stückweise konstante Abschnitte im Sinne von Borda-Carnot aneinandergereiht und für die Sprünge Übergangsbedingungen formuliert werden. Auf diese Weise kann auch der Problematik Rechenschaft getragen werden, daß Stromfadengleichungen strenggenommen nur für durchströmte Kanäle mit nahezu konstantem Querschnitt gelten. Jede Unstetigkeit im System besitzt Reflexionseigenschaften. Ergebnis der Betrachtungen ist, daß Amplituden von Störungen im Sinne der linearen Theorie in divergierenden Kanälen angefacht und in konvergenten Kanälen gedämpft werden – das Beispiel aus der Praxis ist die Flüstertüte.

Im Abschlußbericht seiner Tätigkeit im Turbotech-II-Vorhaben 1.271 wird von [Reitebuch 1997] die Herleitung eines Feldgleichungssystems für einen Stromfaden und die Anwendung auf eine Diffusormeißstrecke beschrieben. Man erhoffte sich Aussagen über das Stabilitätsverhalten der Meßstrecke. Erste Ansätze der numerischen Lösung werden beschrieben.

Darüber hinaus wurde von Reitebuch/Ulbricht ein Differentialgleichungssystem für parallel geschaltete Schaufelkanäle formuliert, das auf Stromfadengleichungen beruht [Reitebuch 1997, Interner Vortrag bei BRR]. Stromfadengleichungen werden instationär mit zeitlich und räumlich veränderlichen Querschnitten formuliert und nicht linearisiert. Das Gleichungssystem soll der Beschreibung eines verzögernden Gitters dienen. Für die Mischung der Teilströme hinter dem Gitter wurden Annahmen getroffen, die eine Koppelung der Einzelkanäle ermöglichen. Rotierende Störungen können durch geschickte Wahl der Randbedingungen beschrieben werden. Numerische Studien sind noch nicht erfolgt.

Ob zur Beschreibung von abgelösten Strömungen die Gleichungen der Stromfadentheorie herangezogen werden können, ist noch fraglich. Streng genommen gelten sie nur für Kanäle, deren Querschnitt näherungsweise konstant ist. Es handelt sich aufgrund der räumlichen Ausdehnung der differentiellen Querschnittsscheiben nicht um echte differentielle Formulierungen für reguläre Punkte. Letztere gelten in jedem Punkt des Feldes. Die Formulierung der Querschnittsfläche als zeitabhängige Größe führt auf Widersprüche in der Entropiebilanz. Stöße können nicht beschrieben werden, da zur Formulierung der Gleichungen der Gaußsche Satz angewendet wird.

4 Beschreibung des Ringgitters

Für eine experimentelle Grundlagenuntersuchung ist es üblich, die Zahl der Einfluß nehmenden Parameter zu reduzieren und getrennt voneinander zu kontrollieren. Effekte, die in einer Turbomaschine, zum Beispiel in einem Flugtriebwerk, im Zusammenhang auftreten, sollen voneinander isoliert studiert werden.

Ausgehend von Untersuchungen am Triebwerk unter Originalbedingungen im Freiflug, sind verschiedene Stufen der Reduktion denkbar:

- Triebwerkstests am Prüfstand
- Komponentenversuche am Verdichter
- Untersuchungen an einer isolierten Stufe
- Untersuchungen am isolierten Rotor, Stator oder Ringgitter
- Untersuchungen an der zweidimensionalen Kaskade
- Grenzschicht- und Spaltströmungsuntersuchungen am Tragflügel
- Grenzschichtuntersuchungen an der ebenen Platte mit oder ohne Druckgradient

Zur Planung eines Experiments muß die Frage gestellt werden, welche Parameter auf den zu untersuchenden Effekt Einfluß nehmen. In Kapitel 2, Literatur, wurden Aufsätze vorgestellt, die die Beobachtung rotierender Strukturen im stehenden System beschreiben. Obwohl einige Autoren die Umfangsgeschwindigkeit einer Ablösestruktur nur in Relation zu Geschwindigkeit eines Rotors definieren oder sogar von einem „Schlupf“ der Zellen relativ zur Bewegung des Rotors sprechen, sind rotierende Teile zur Generierung rotierender Strukturen offensichtlich nicht erforderlich. Maßgeblich scheint hier eher eine aerodynamische Koppelung der einzelnen Schaufelkanäle zu sein. Wandernde Ablösezellen wurden bereits an einer zweidimensionalen Kaskade [Emmons 1957] beobachtet. Allerdings wurde die Beobachtung der Bewegung durch die fehlende Umfangssymmetrie erschwert.

Die dreidimensionale, verzögernde Kaskade, das Verdichterringgitter, ist demnach geeignet zur Untersuchung von rotierenden Strukturen. Vorteile des stehenden Systems sind der einfache Aufbau und eine gute Zugänglichkeit. Es gibt keine Verluste bei der Signalübertragung vom rotierenden ins stehende System durch Schleifringe oder Telemetrie. Ein stehendes Ringgitter ist ideal für Visualisierungen. Der Betrieb eines stehenden Ringgitterkanals ist erheblich sicherer als der eines Prüfstands mit rotierenden Teilen.

Der Einfluß von Wandgrenzschichten scheint vernachlässigbar zu sein. [Gary 1973] beschreibt keine Veränderung der Abrißeigenschaften des Gitters mit und ohne Absaugung.

Relativbewegungen zwischen Schaufeln und Wänden spielen ebenfalls keine Rolle. Das von [Schulz 1989] beschriebene Ringgitter, das zum Beispiel zur Untersuchung von Sekundärströmungen eingesetzt wurde, und an dem rotierende Ablösestrukturen nicht beobachtet werden konnten, verfügt über eine rotierende Nabe. Die Strömung im gesamten Feld wird maßgeblich durch die Spaltströmung bestimmt [z. B. März 1998]. [Chen 1991] beschreibt den Einfluß der Relativbewegung zwischen Schaufeln und Wänden auf die Spaltströmung.

Demnach kann der Einfluß der Relativbewegung zwischen Schaufelspitzen und Seitenwänden vernachlässigt werden für

$$A = s/l \sqrt{\text{Re}} \geq 2.3.$$

Für den Grenzfall $A = 2.3$ hat die durch den Druckgradienten induzierte Geschwindigkeit im Spalt den zehnfachen Wert der durch die Schaubspannung induzierten Geschwindigkeit [Chen 1991], [Saathoff 1999].

Da alle Messungen am Ringgitter bei einer Spaltweite von 3 % durchgeführt wurden, war für alle gefahrenen Betriebspunkte das Kriterium nach Chen erfüllt. Daher scheint eine Vernachlässigung der Relativbewegung zwischen Seitenwand und Schaufelspitze zulässig.

5 Auslegung

5.1 Zusammenfassung

Das Kapitel dokumentiert die Auslegung des Ringgitterprüfstands. Im einzelnen wurden die eindimensionale Abschätzung der Ringraumgeometrie nach den von der Strömungsversorgung gelieferten Eckdaten, die Mittelschnittsrechnung, die Profilierung der Verdichter- und Vordrallschaufeln mit Unterstützung von BMW Rolls-Royce und die Konzeption eines Windkanals, zum Teil aus vorhandenen Elementen, beschrieben.

5.2 Der Ringgitterprüfstand

Der Prüfstand besteht aus drei hintereinandergeschalteten, stehenden Schaufelgittern, einem Vordrallgitter, einem Verdichtergitter und einem Schaufelgitter, das der Einstellung des Betriebspunkts dienen soll und die Möglichkeit zur asymmetrischen Drosselung bietet. Verdichter- und Vordrallgitter sind profiliert; das hintere Gitter ist aus ebenen Blechschaufeln aufgebaut. Die Staffelungswinkel aller Gitter sind einstellbar. Durch Variation der Staffelungswinkel können der Anströmwinkel des Verdichtergitters, dessen aerodynamische Belastung und die Symmetrie der Druckverteilung im Ringkanal variiert werden.



Abbildung 5.1 Ringgittermodell mit Beruhigungskammer und Meßtechnik

5.3 Zielvorgaben

Am Ringgittermodell sollen Untersuchungen zur Strömungsstabilität in Verdichtern durchgeführt werden. Voraussetzung dafür ist eine empfindliche Konfiguration, die die Auslösung der sogenannten Instabilitäten, d. h. Grenzschichtablösungen von Schaufeln und Wänden, schon bei geringen Staffelungswinkeln zuläßt. Es bestanden daher besondere Anforderungen an das Verdichterprofil. Eine Profilierung mußte geschaffen werden, die eine Ablösung bei geringen Fehlanströmungen fördert. Gewünscht war die Generierung von strukturierten Ablösungen, rotierender Ablösung oder rotierenden Instabilitäten. Mach-, Reynolds- und Geometrieähnlichkeit zu existierenden Verdichtern sollten weitgehend gewährleistet sein.

Vorteile in der Untersuchung stehender Gitter gegenüber Untersuchungen an rotierenden Prüfständen liegen in der einfachen Konstruktion und der einfacheren Instrumentierung. Es

ist kein Signalübergang vom rotierenden ins Absolutsystem erforderlich. Anders als in der zweidimensionalen Kaskade können im Ringgitter auch dreidimensionale Effekte beobachtet werden.

5.4 Druckluftversorgung

Am Fachgebiet Luftfahrtantriebe steht eine Druckluftanlage [Milde 1997] zur Verfügung. Sie ist mit drei Radialverdichtern mit einem Massendurchsatz von je 1,5 kg/s bei einem Druckverhältnis von 2 ausgestattet. Im Parallelbetrieb ist damit ein maximaler Durchsatz von 4,5 kg/s möglich. Die Anlage wurde im Laufe des Jahres 1996 so umgebaut, daß die Verdichter auch unabhängig voneinander betrieben werden können. Zwei Verdichter liefern 3 kg/s bei einem Druckverhältnis von 2. Schraffiert in den Abbildungen ist der Garantiepunkt des Herstellers. Für die Auslegung des Ringgitterprüfstands wird der Parallelbetrieb aller drei Verdichter zugrunde gelegt. Damit können kompressible Verhältnisse sowie Mach- und Reynoldsähnlichkeit gewährleistet werden.

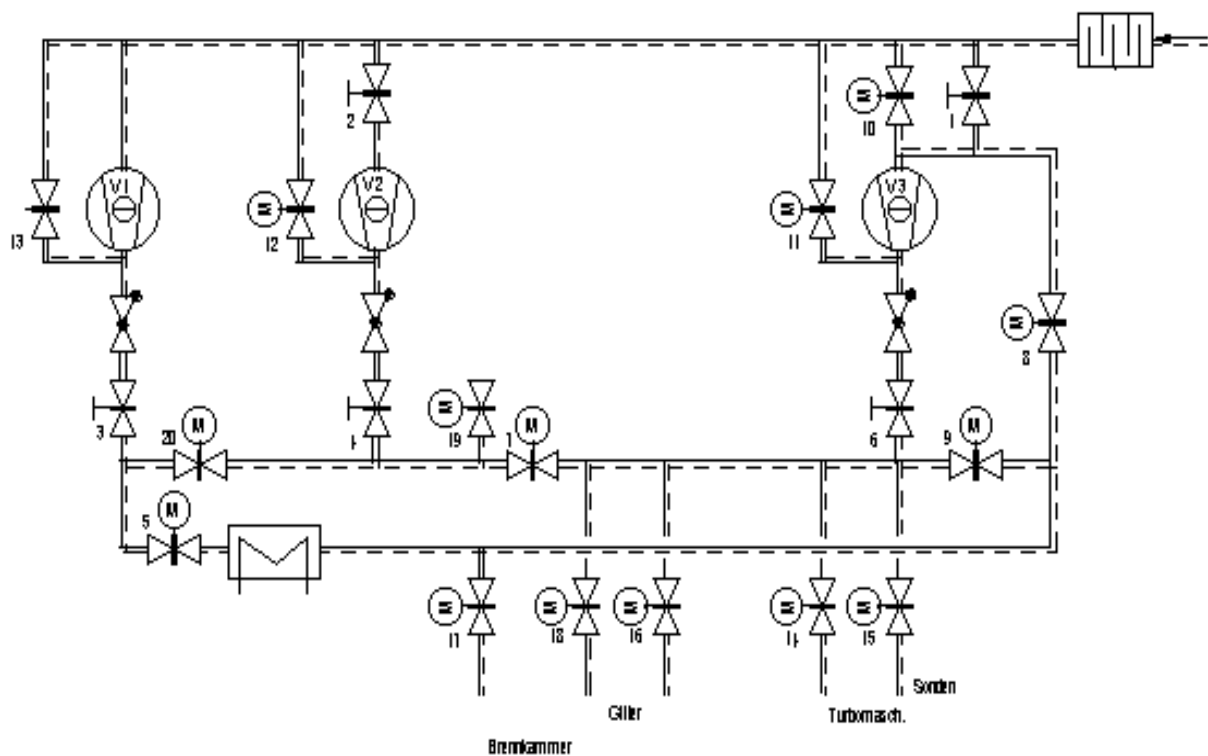


Abbildung 5.2 Schaltbild der Druckluftanlage

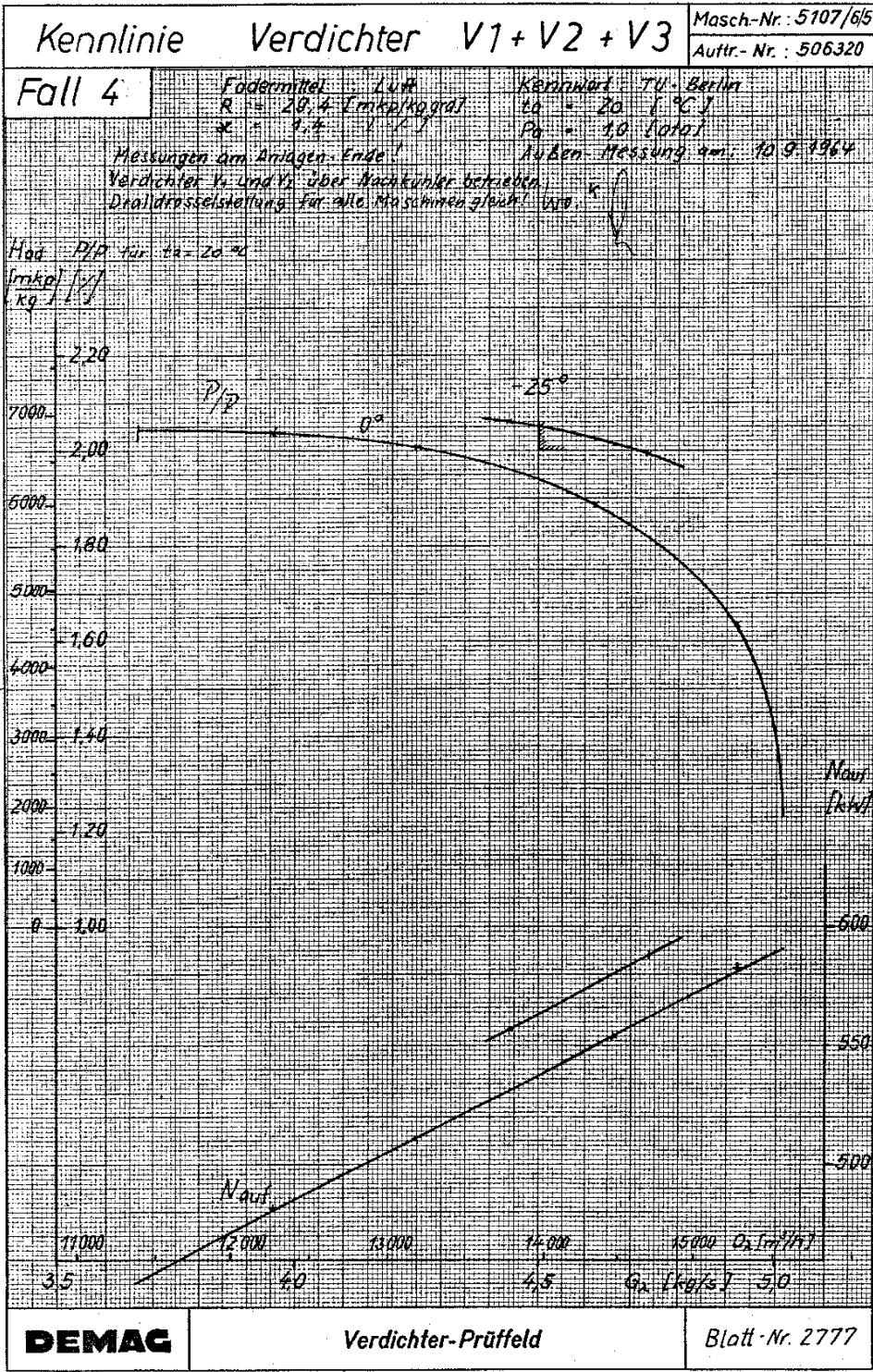


Abbildung 5.3 Kennlinien für den Parallelbetrieb von drei Verdichtern

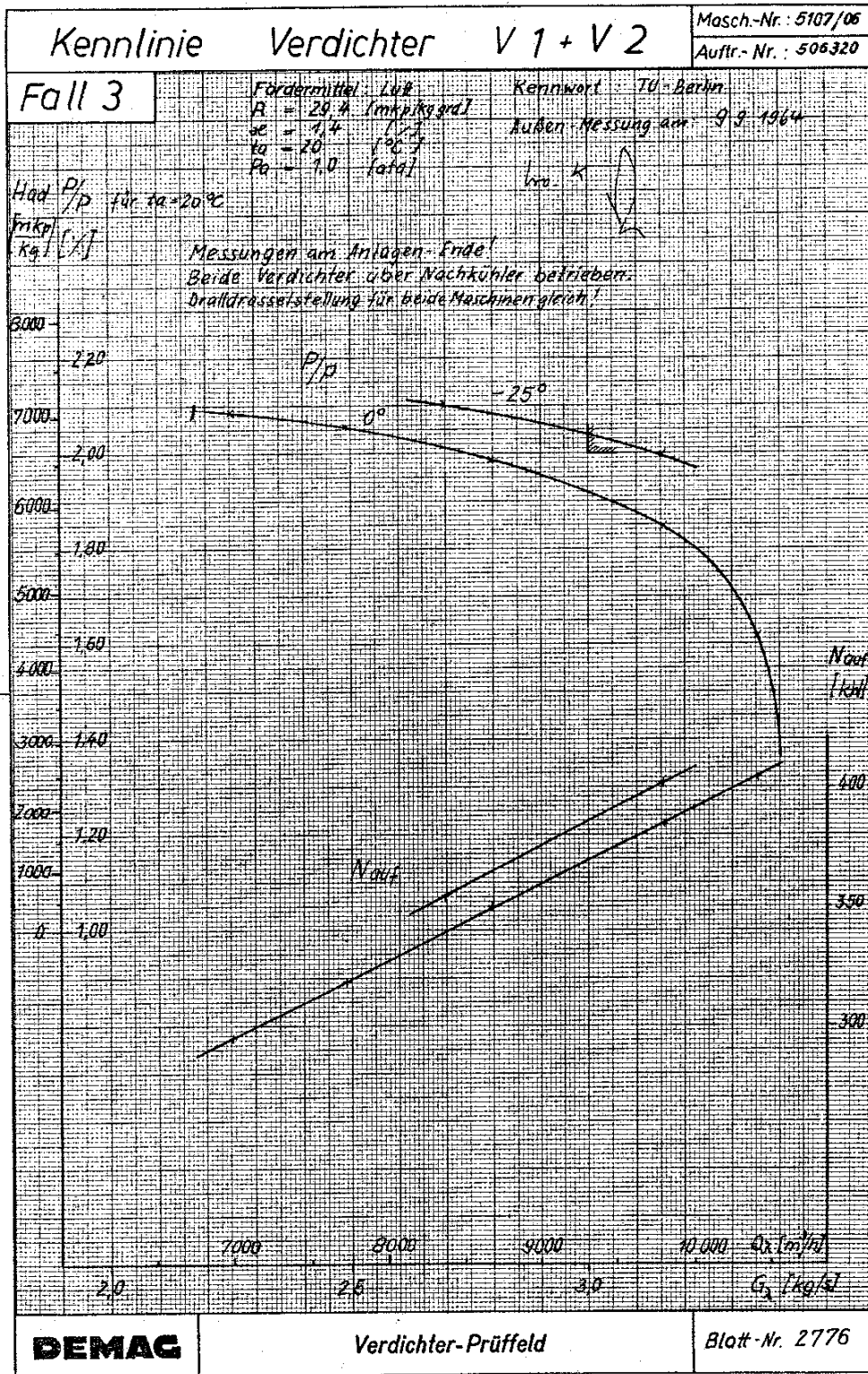


Abbildung 5.3-1 Kennlinien für den Parallelbetrieb von zwei Verdichtern

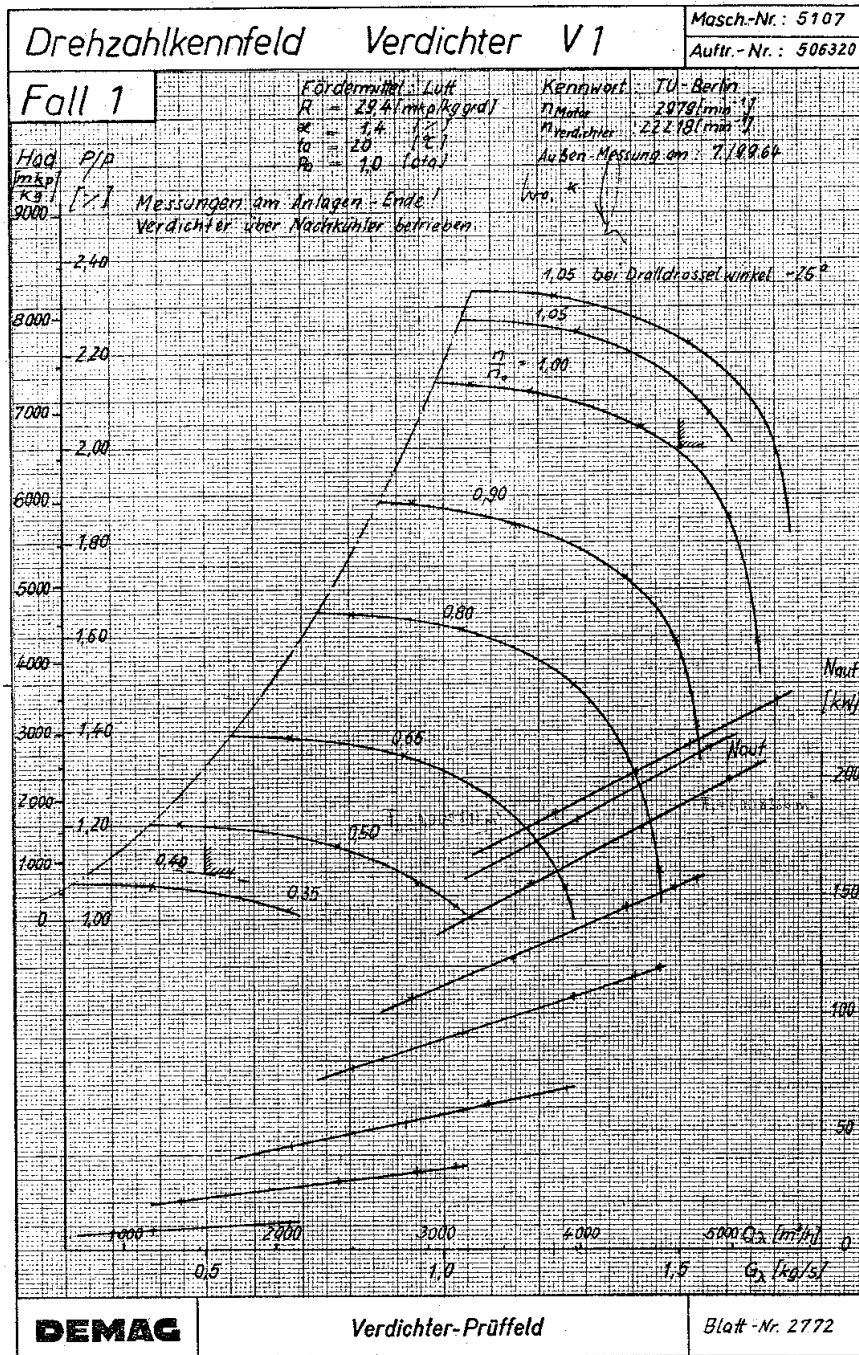


Abbildung 5.4 Kennlinien für den Standalone-Betrieb eines Verdichters mit regelbarer Drehzahl

5.5 Dimensionierung des Prüflings

Die Grobdimensionierung des Prüflings erfolgt unter der Annahme eindimensionaler Strömung (Stromfadentheorie). Eine Erhöhung der Anströmmachzahl bewirkt eine Verkleinerung der durchströmten Ringfläche. Abbildung 5.6 zeigt sowohl den Einfluß der Machzahl als auch den des Anströmwinkels auf die durchströmte Fläche.

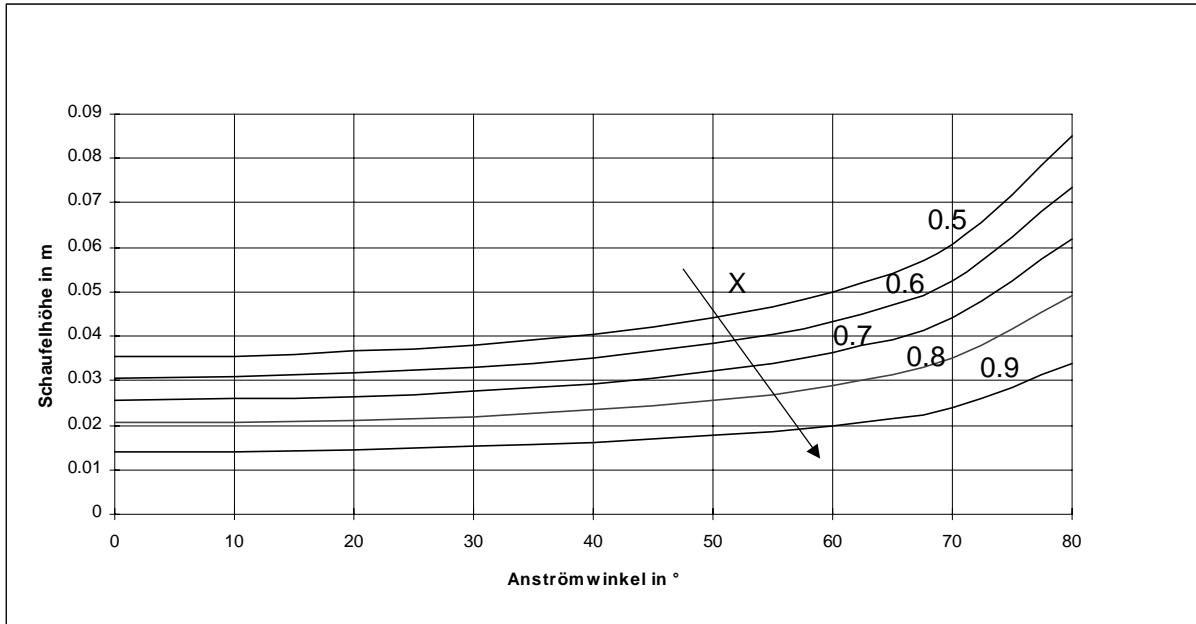


Abbildung 5.5 Schaufelhöhe h in Abhängigkeit vom Nabenverhältnis x

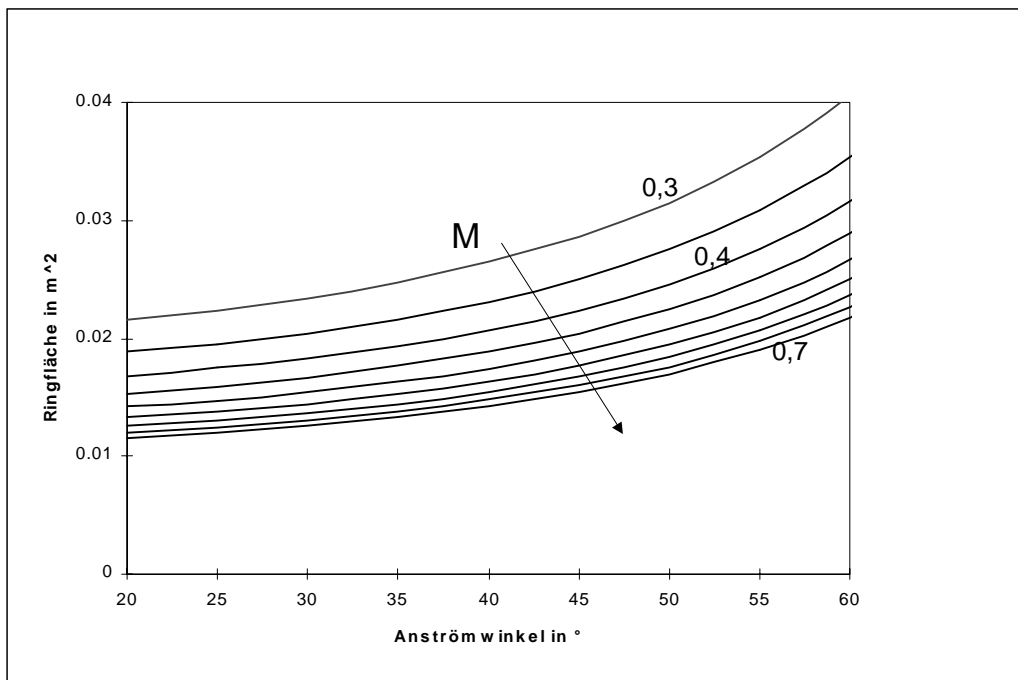


Abbildung 5.6 Ringfläche in Abhängigkeit von der Anströmmachzahl

In der Meßstrecke des Ringgitterprüfstands sollen kompressible Verhältnisse herrschen. Die Anströmmachzahl sollte daher mindestens 0,4 betragen. Für einen Anströmwinkel von 45° ergibt sich daraus eine durchströmte Ringfläche von ca. 224 cm². Da in das Gehäuse handelsübliche Plexiglasrohre eingebaut werden sollen, ist der Außendurchmesser des Ringkanals auf 120 mm festgelegt. Für die Ringraumgeometrie folgt nun ein Innenradius von 86 mm. Das ergibt eine Schaufelhöhe von 34 mm. Das Verhältnis von Schaufelhöhe zu Sehnenlänge wird entsprechend der Geometrie von Verdichtern in Flugtriebwerken zu eins gewählt. Der Richtwert für das Nabenverhältnis für das Ringgitter beträgt 0,7.

Beim Parallelbetrieb von drei Kompressoren stellt sich im gekühlten Betrieb eine Temperatur von 50 °C ein. Zwei Kompressoren werden mit maximaler Kühlleistung gefahren, der dritte steht nicht mit dem Kühler in Verbindung.

Mit höherer Strömungstemperatur ergibt sich ein höherer Volumenstrom, der eine Erhöhung der Machzahl in der Meßstrecke bzw. eine Vergrößerung der Geometrie bei konstanter Machzahl zur Folge hat. Eine Erhöhung der Strömungstemperatur auf 80°C hätte eine Verlängerung der Schaufel um etwa einen Millimeter, gleichzeitig jedoch einen erheblichen meßtechnischen Mehraufwand zur Folge.

5.6 Mehrschnittsrechnung

Mit Unterstützung von BMW Rolls-Royce wurde eine Mehrschnittsrechnung für den Ringkanal durchgeführt. Das Ergebnis ist tabellarisch in Tabelle 1.6-2 für den Eintritt in das Verdichtergitter dargestellt. Die Tabelle gibt einen Überblick über die Geschwindigkeiten, Drücke, Temperaturen und einige Kennwerte der Verdichterauslegung für Verdichtergitter.

Mit den üblichen Annahmen und Vorgaben (De-Haller-Zahl in der Größenordnung von 0,7; Diffusionsfaktor bei ca. 0,5) erwies sich für das Verdichtergitter eine Schaufelzahl von 20 als günstig.

5.7 Anströmbedingungen für das Vordrallgitter

Tabelle 5.7 können Anströmwinkel, Machzahl, Temperaturen, Drücke, Auftriebs- und Widerstandsbeiwert in Abhängigkeit vom Radius für eine feste axiale Position vor dem Vordrallgitter entnommen werden.

r [mm]	M _{an}	Drall-Winkel [°]	Winkel rad [°]	T _{stat} [K]	T _{tot} [K]	p _{stat} [kPa]	p _{ges} [kPa]	c _w	c _a
86	.376	0	0	311.2	320	181.37	200	.04	-2.6
89	.375	0	.80	311.2	320	181.47	200	.03	-2.6
94	.373	0	.62	311.3	320	181.65	200	.03	-2.5
98	.372	0	.01	311.4	320	181.79	200	.02	-2.5
103	.371	0	-.34	311.4	320	181.87	200	.02	-2.4
107	.370	0	-.13	311.5	320	181.93	200	.02	-2.4
111	.369	0	.31	311.5	320	182.03	200	.03	-2.3
115	.368	0	.53	311.6	320	182.16	200	.03	-2.3
120	.367	0	0	311.6	320	182.26	200	.04	-2.2

Tabelle 5.7 Anströmbedingungen für das Vordrallgitter

5.8 Anströmbedingungen für das Verdichtergitter

Die Abströmbedingungen des Vordrallgitters entsprechen in der Auslegung den Anströmbedingungen des Verdichtergitters. Änderungen der tabellierten Größen in axialer Richtung zwischen zwei Schaufelgittern werden vernachlässigt. Tabelle 1.6-2 können Strömungswinkel, Temperaturen, Machzahlen, Auftriebs- und Widerstandsbeiwerte, Drücke, Diffusions- und De-Haller-Zahlen in Abhängigkeit von der radialen Position im Ringkanal für neun Stromlinienschnitte entnommen werden.

r [mm]	M_{an}	Drall- winkel [°]	Winkel radial [°]	T_{stat} [K]	T_{tot} [K]	p_{stat} [kPa]	P_{des} [kPa]	Diffusions -Zahl	De- Haller- Zahl	c_w	c_a
86	.448	45.03	0	307.7	320	174	200	.557	.638	.060	.634
89	.438	45.02	.35	308.2	320	175	200	.540	.661	.049	.659
94	.429	44.99	.55	308.7	320	176	200	.527	.681	.039	.683
98	.420	44.99	.61	309.1	320	177	200	.518	.698	.033	.708
103	.412	44.99	.58	309.5	320	178	200	.513	.711	.030	.733
107	.404	44.99	.48	309.9	320	179	200	.512	.720	.033	.760
111	.395	44.99	.34	310.3	320	179	200	.513	.727	.039	.787
115	.387	45.00	.18	310.7	320	180	200	.517	.733	.049	.815
120	.379	45.00	0	311.1	320	181	200	.521	.737	.060	.843

Tabelle 5.8 Anströmbedingungen für das Verdichtergitter

5.8.1 Anströmbedingung für das Verdichtergitter in graphischer Form

Zur Ergänzung der in Tabelle 1.6-2 tabellierten Zustandsgrößen und Kennzahlen folgen Diagramme für die Anströmbedingungen des Verdichtergitters in Abhängigkeit von der Ringkanalhöhe.

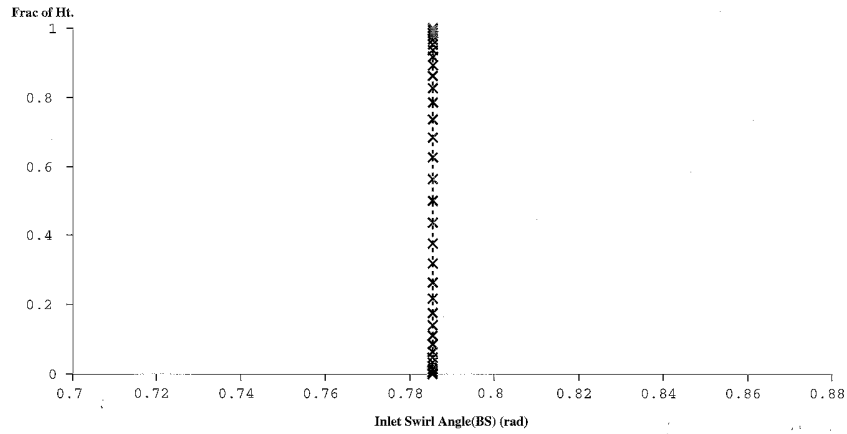


Diagramm 5.9 Anströmwinkel des Verdichtergitters

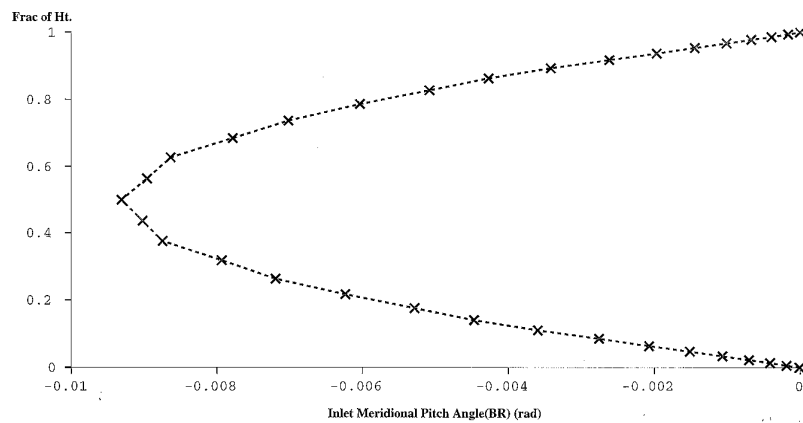


Diagramm 5.10 Nickwinkel

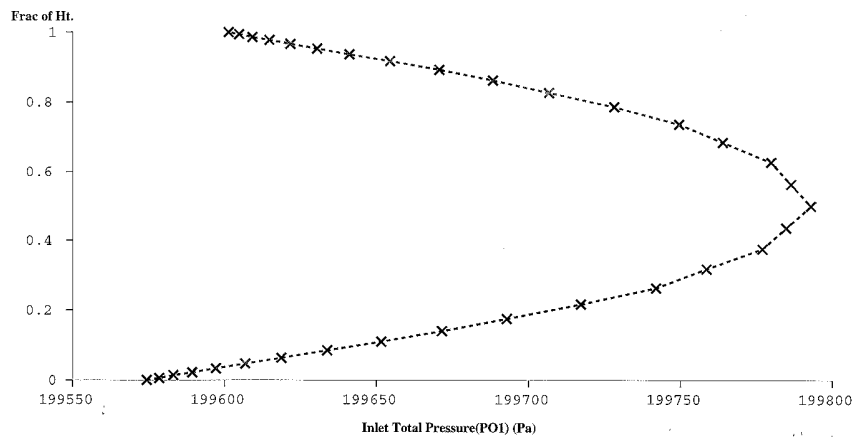


Diagramm 5.11 Gesamtdruck

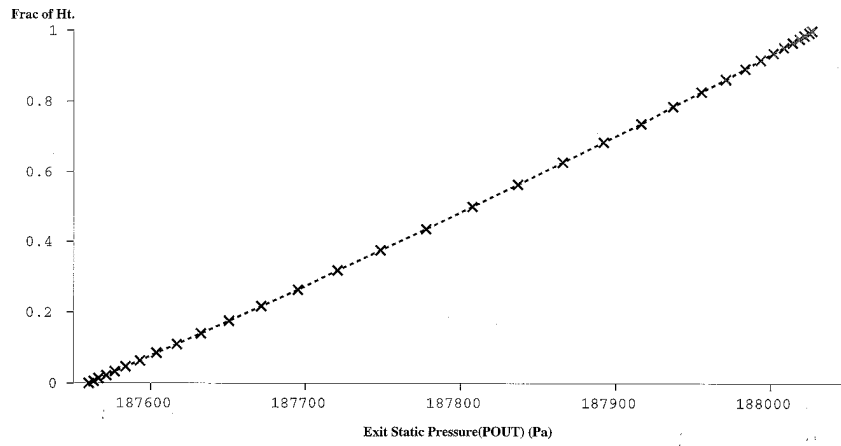


Diagramm 5.12 Statischer Druck

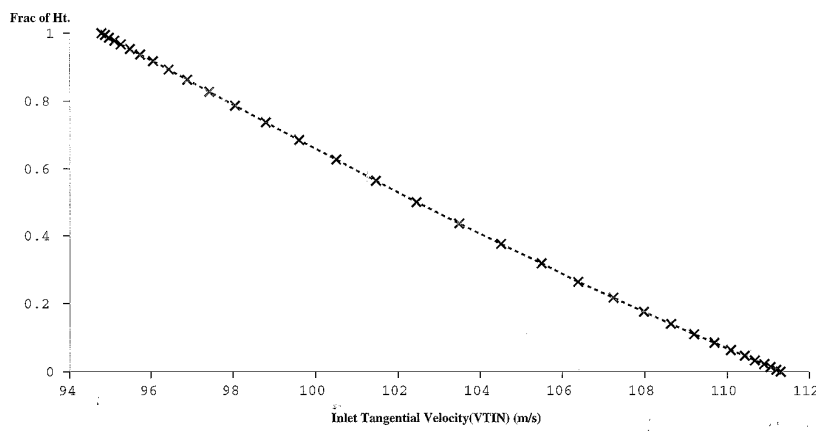


Diagramm 5.13 Tangentialgeschwindigkeit

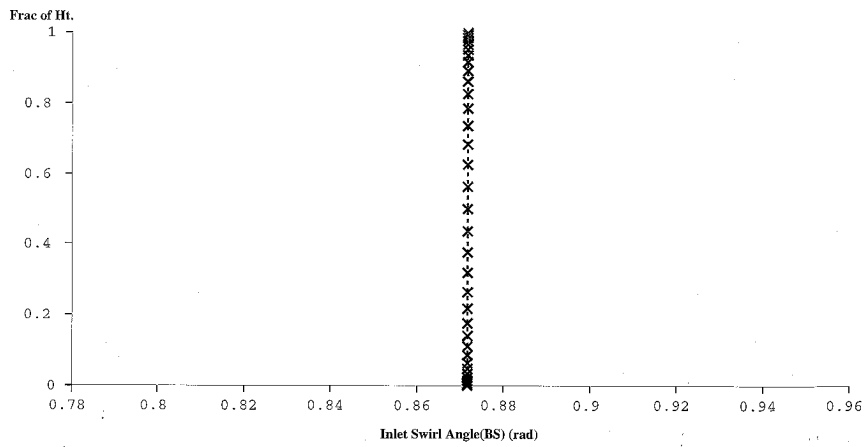


Diagramm 5.14 Drallwinkel

5.9 Datenblatt für das Ringgittermodell

Ringgitterkanal

Technische Daten :

Druckluftanlage:

Kompressoren:	3 Stück
max. Luftdurchsatz:	1,5 kg / s pro Kompressor
Anordnung:	Reihen - und Parallelschaltung möglich
max. Druck:	3,5 bar

Konfiguration der Druckluftanlage für die Turbotech-II-Versuche:

2 x Kompressoren parallel + 1 x Kompressor in Reihe geschaltet mit Kühlung

Diffusor:

Länge:	1800 mm
Einlaßdurchmesser:	355 mm
Auslaßdurchmesser:	1060 mm

Beruhigungskammer:

Länge:	1370 mm
Durchmesser:	1060 mm

Einbauten:

1 x Filter
2 x Lochgitter

Düse:

Einlaßdurchmesser:	1060 mm
Auslaßdurchmesser:	240 mm

Meßstrecke:

Länge:	1,2 m
Durchmesser außen:	240 mm
Durchmesser innen:	172 mm
Fläche Meßquerschnitt:	220,04 cm ²
Druckverhältniss:	$\Pi = 2$
Massenstrom:	$\dot{m} = 4,5 \text{ kg / s}$
Temperatur:	$T_{\text{meß}} = 50 \text{ °C}$
Anströmmachzahl:	$M = 0,4$

5.10 Profilierung

Auch die Profilierung erfolgte mit der Unterstützung von BMW Rolls-Royce. Mit dem Profilergenerator JC14 wurde zunächst ein Startprofil für eine Verdichterschaufel entwickelt und anschließend in einem Iterationsprozeß parallel mit einem Potential- und einem Euler-Verfahren unter Berücksichtigung der Verdrängungsdicke der Grenzschicht nachgerechnet.

Für beide Gitter wurden zur Einschätzung des Verhaltens nahe der Ablösegrenze Anströmwinkel- und Staffelungswinkelvariationen durchgeführt.

5.11 Verdichterprofil

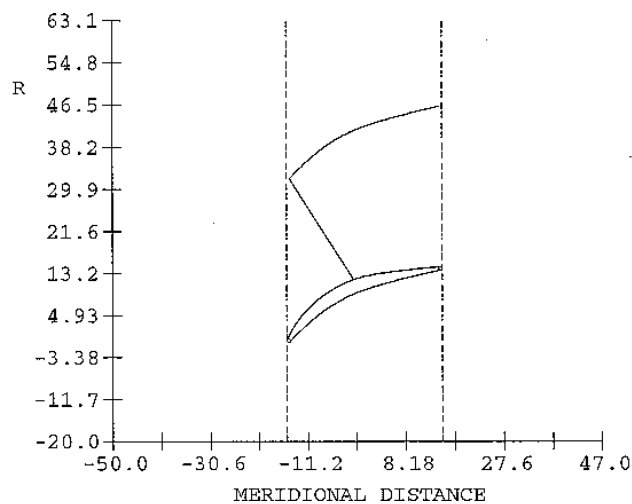


Abbildung 5.15 Schaufelkanal des Verdichtergitters, Stromlinienschnitt

Das Ergebnis des Iterationsprozesses ist ein unkonventionelles Profil. Gewünscht war ein laminares Ablösen bereits bei einer kleinen Abweichung vom Auslegungszustand. Die Ablösung sollte bei entsprechendem Staffelungswinkel saugseitig auftreten.



Abbildung 5.16 Verdichterprofil, ebener Schnitt

Um ablöseempfindliche Profilgrenzschichten zu gewährleisten, wurde eine Anzahl ähnlicher Profile entworfen, für die zunächst die Krümmung des mittleren Stromlinienschnitts so

eingestellt wurde, daß sich im Auslegungsfall eine laminare Grenzschicht über eine große Lauflänge ausbildet. Ein starker und plötzlicher Druckanstieg in Strömungsrichtung, erzielt durch eine plötzliche Divergenz des Schaufelkanals etwa auf Höhe der halben Sehnenlänge, hat die Ausbildung einer laminaren Ablöseblase zur Folge. Die Machzahlverteilung zeigt saugseitig ein Plateau, das in eine Ablöseblase übergeht. Daraufhin legt die Grenzschicht turbulent wieder an.

Eine Anströmwinkelvariation, die für diese Profillfamilie mit einem Euler-Verfahren durchgeführt wurde, zeigte, daß bei steigender Belastung die Ablöseblase stromauf wandert, kleiner wird und verschwindet. Die Strömung löst schließlich turbulent auf etwa halber Sehnenlänge ab. Es wird vermutet, daß bei instationärer Belastung die Profilhrenzschicht laminar ablöst. Bei Entlastung löst die Strömung bei Erreichen eines kritischen Winkels an der Vorderkante ab. Ein Umstaffeln des Verdichtergitters führt zu vergleichbaren Ergebnissen. Es wurde das Profil ausgewählt, das sich bezüglich des Ablöseverhaltens als das kritischste herausstellte. Um kompressible Bedingungen zu gewährleisten, wurde am Profil eine Machzahl von 0,6 angestrebt.

Für die Berechnung der zweidimensionalen Umströmung der Schaufeln wurden zwei verschiedene CFD-Programme (Sybl von Rolls-Royce und Mises 1.4) verwendet. In der Nähe der Ablösegrenze gab es Differenzen zwischen den Lösungen aus den verwendeten Programmen. Ursachen sind unter anderem darin zu suchen, daß zur Berechnung des laminar-turbulenten Umschlags unterschiedliche halbempirische Ansätze verwendet werden. Der Ablösepunkt wird maßgeblich vom Transitionsunkt beeinflusst. Dreidimensionale Effekte werden von beiden Codes nicht berücksichtigt.

5.11.1 Anströmwinkelvariation für das Verdichtergitter

Die Abbildungen 5.16 bis 5.22 zeigen die Ergebnisse der Mises 1.4-Rechnungen für eine Staffelungswinkelvariation des Verdichtergitters. Oben in den Abbildungen ist die Machzahl über der Sehnenlänge dargestellt, unten der Reibungsbeiwert, jeweils auf Druck- und Saugseite. In den Abbildungen oben ist der Stromlinienschnitt durch das Profil und die Grenzschicht dargestellt. Variation von Staffelungswinkel und Anströmwinkel liefern im untersuchten Bereich vergleichbare Ergebnisse.

Abbildung 5.15 zeigt den Auslegungszustand des Verdichterprofils. In der Machzahlverteilung oben, in der Abbildung des Profils mit der Grenzschicht und in der c_p -Verteilung unten ist die Ablöseblase deutlich sichtbar.

Eine Vergrößerung der Fehlanströmung führt zu einer Rückentwicklung der Blase, einem Wandern des laminar-turbulenten Umschlags nach vorn und schließlich, bei einer Vergrößerung des Anströmwinkels von 6° bezüglich der Auslegung, zum turbulenten Ablösen der Grenzschicht bei ca. 40 % der Sehnenlänge.

5.11.2 Verhalten des Profils bei Belastung („Bauchstoß“)

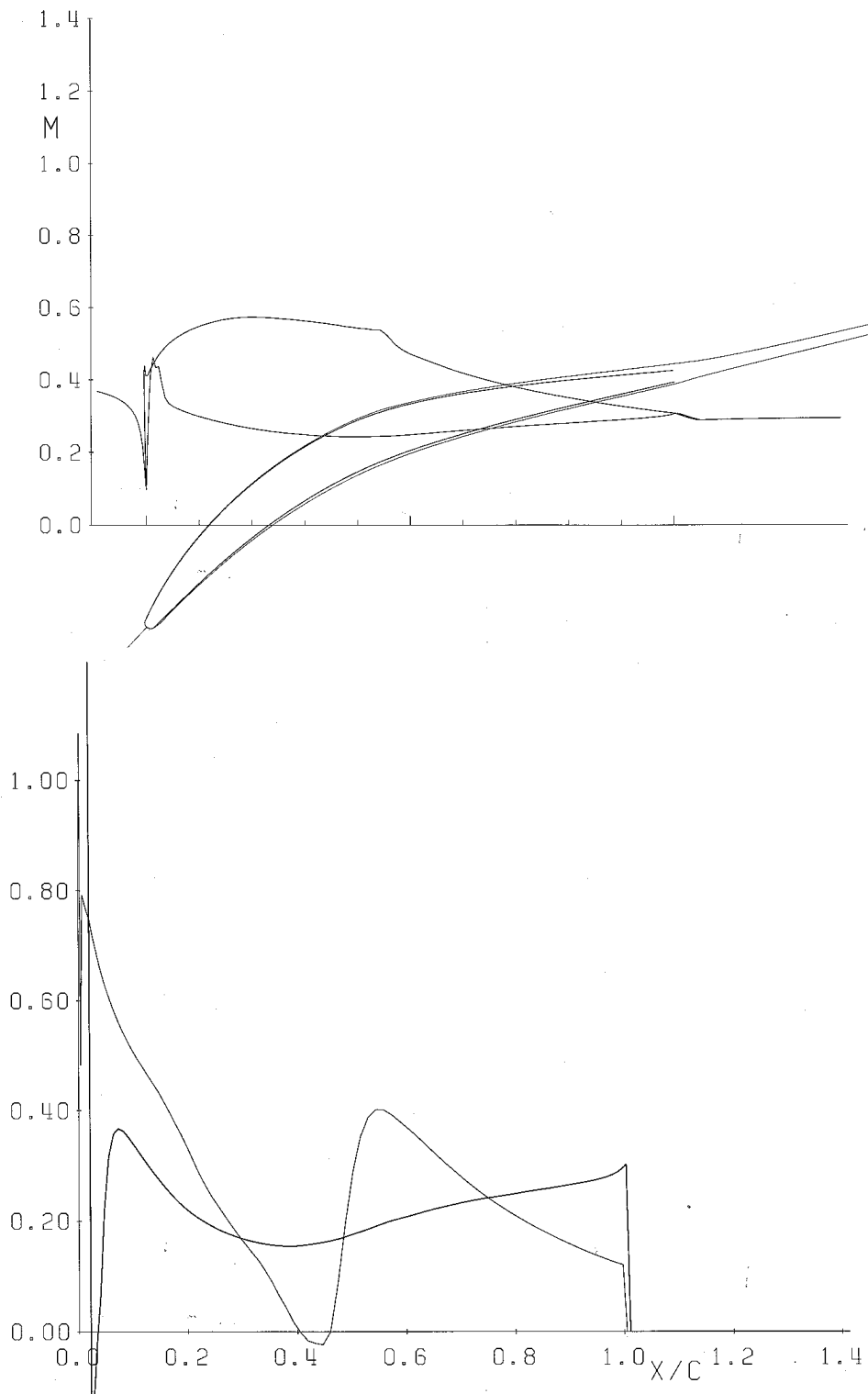


Abbildung 5.15 Machzahlverteilung und Druckverlustbeiwert für einen Anströmwinkel von 45°

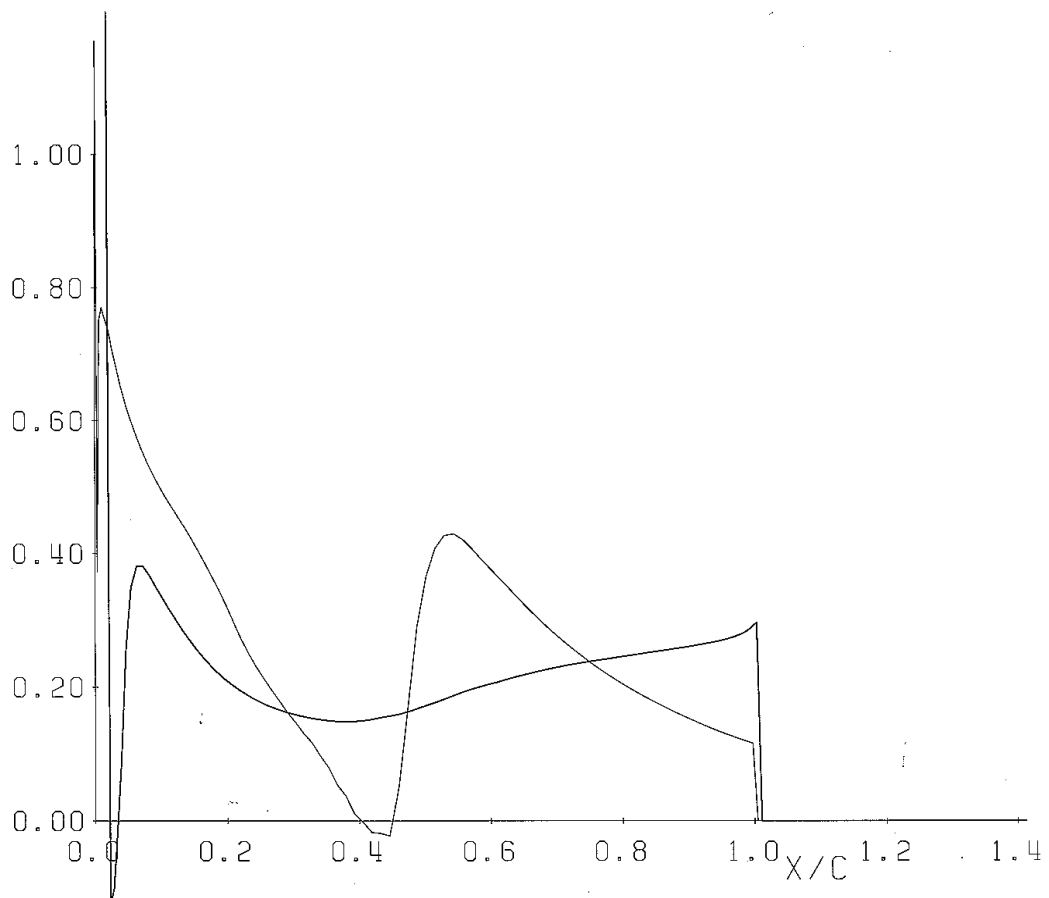
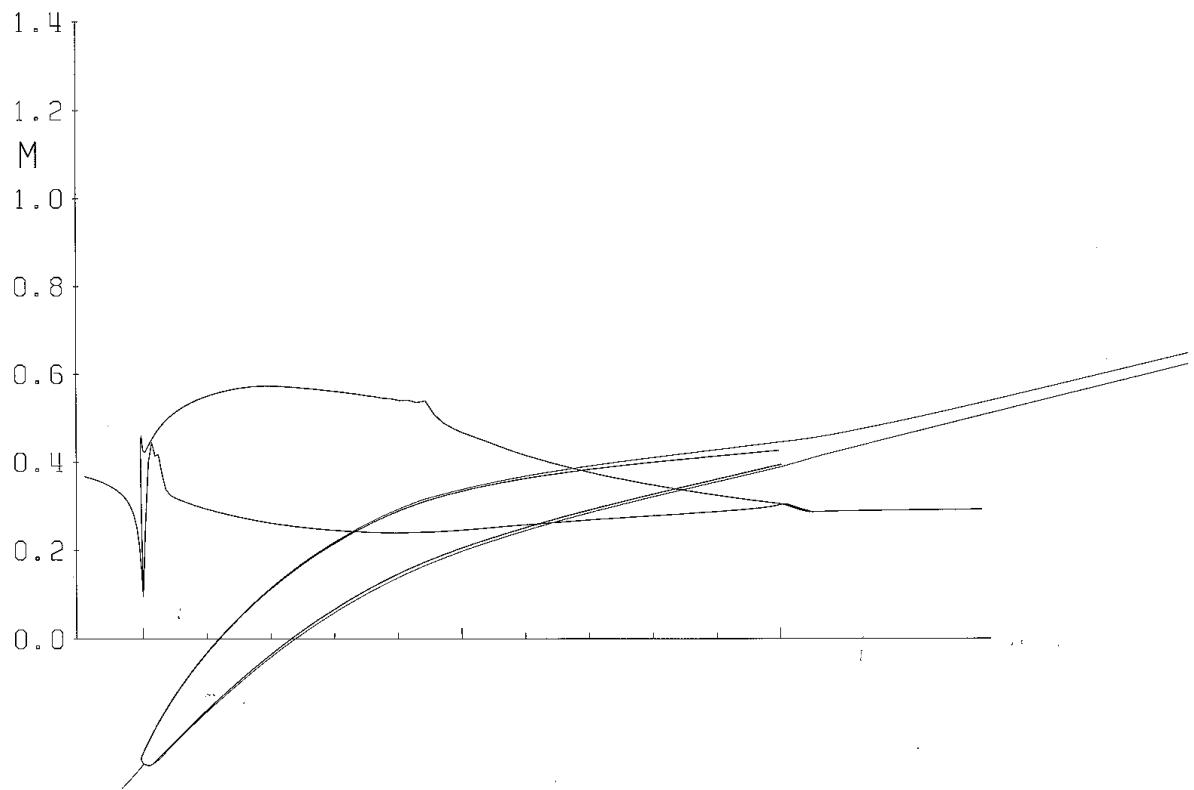


Abbildung 5.18 Machzahlverteilung und Druckverlustbeiwert für einen Anströmwinkel von $45,5^\circ$

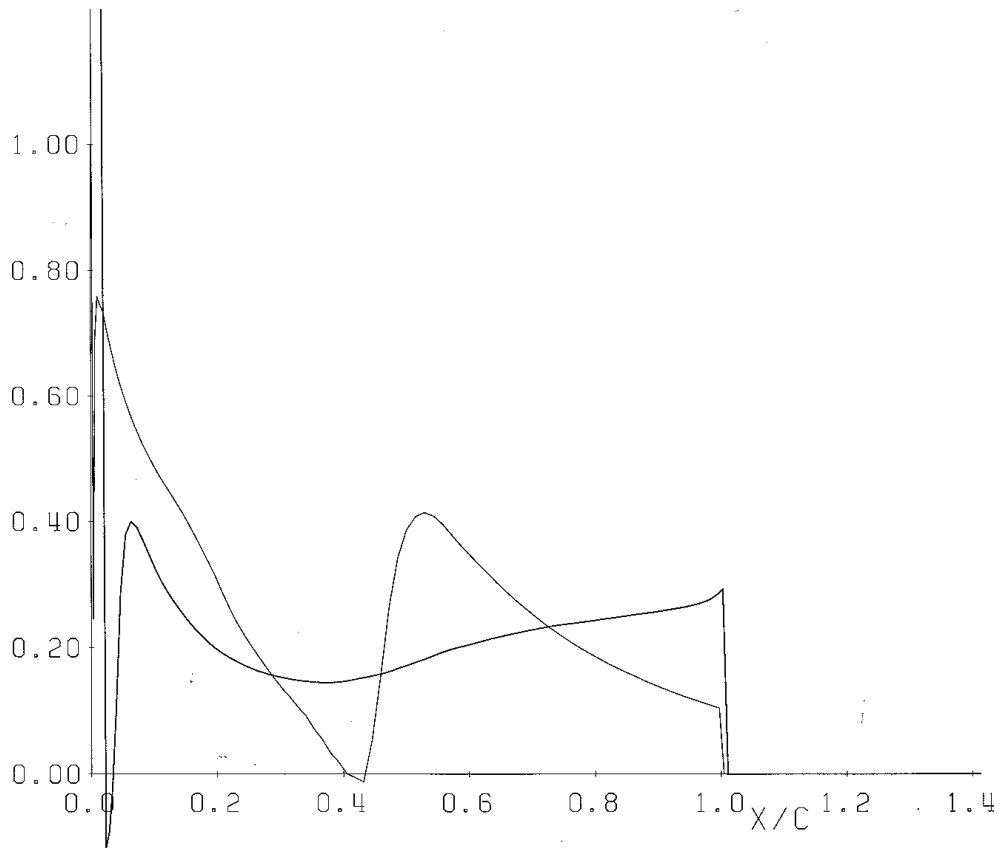
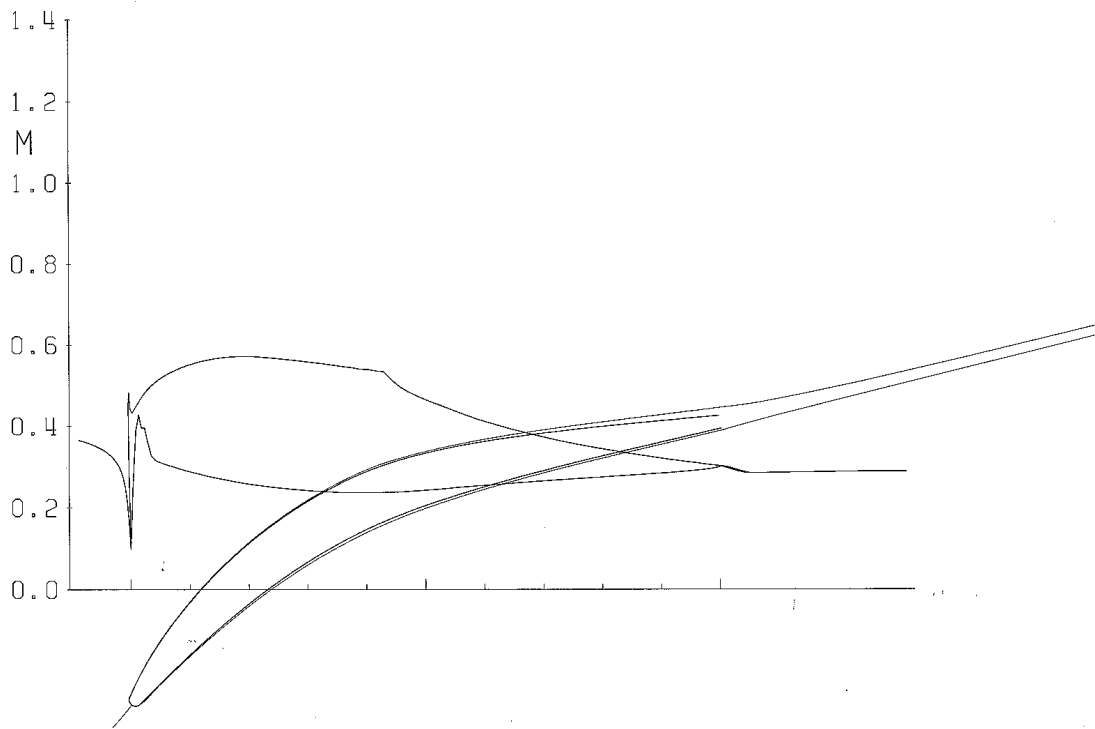


Abbildung 5.19 Machzahlverteilung und Druckverlustbeiwert für einen Anströmwinkel von 46°

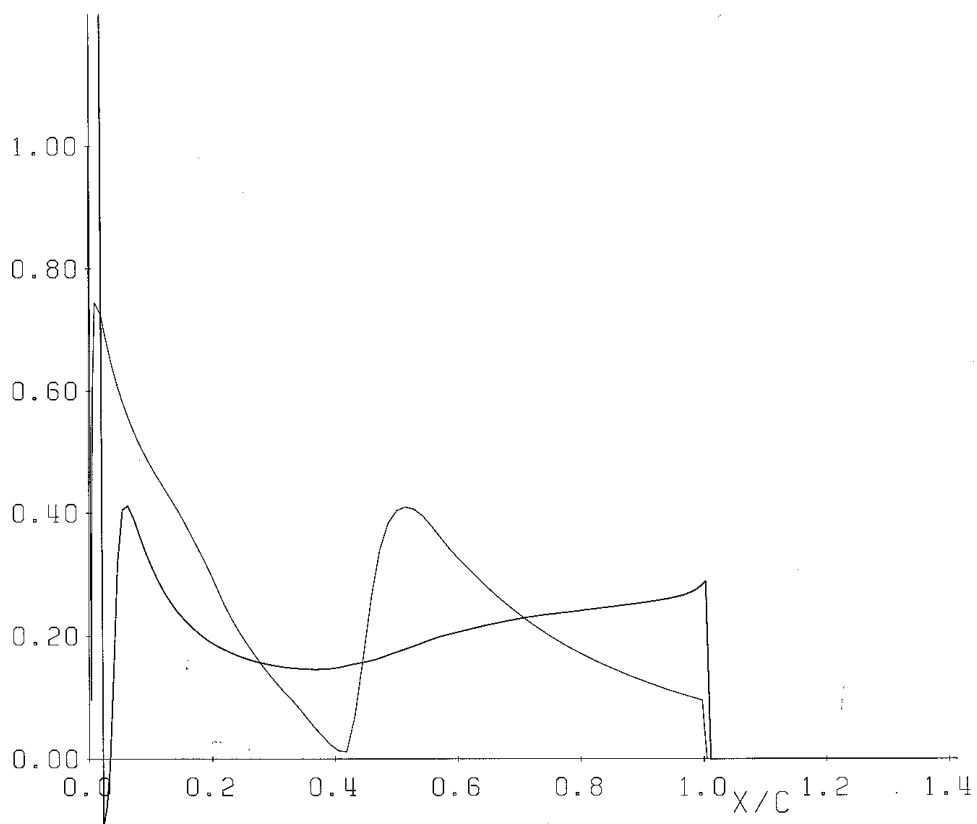
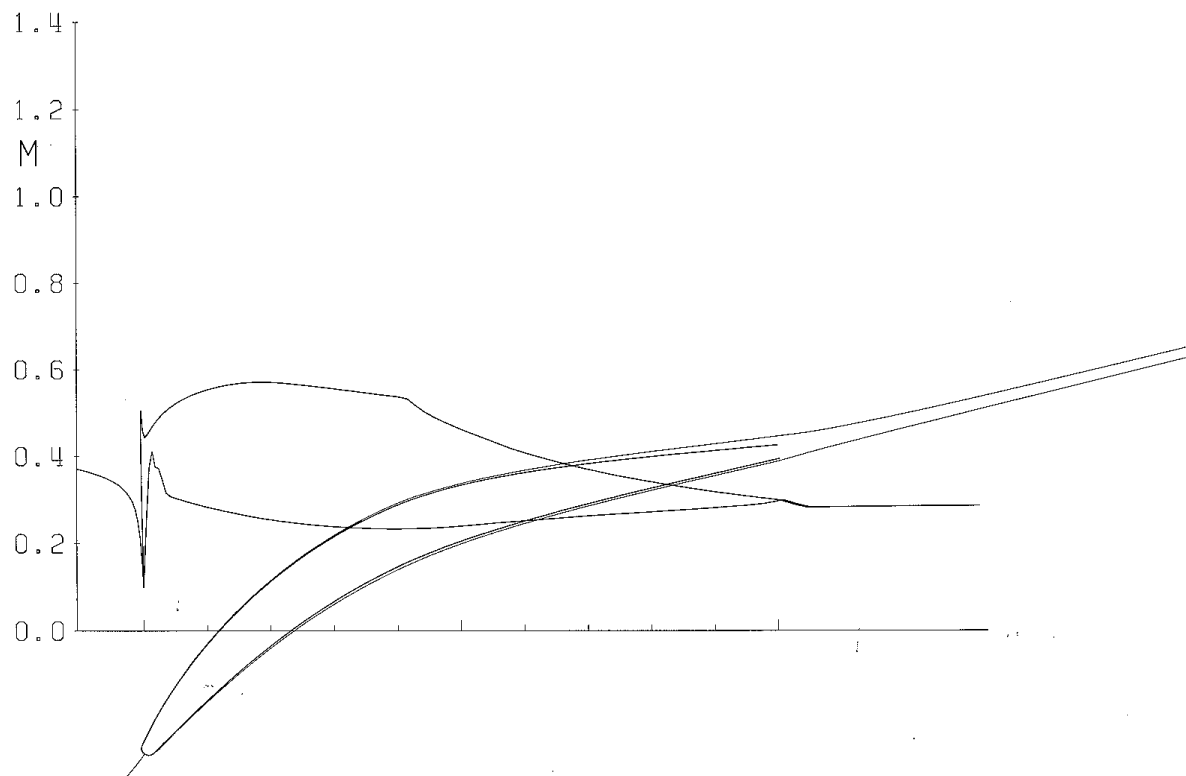


Abbildung 5.20 Machzahlverteilung und Druckverlustbeiwert für einen Anströmwinkel von $46,5^\circ$

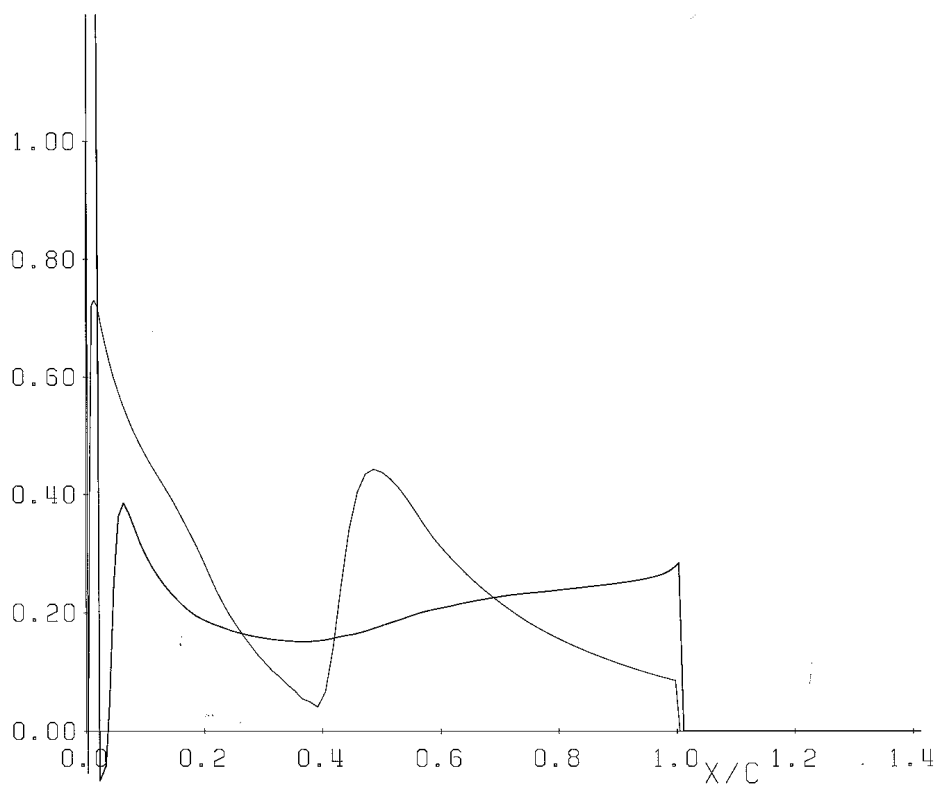
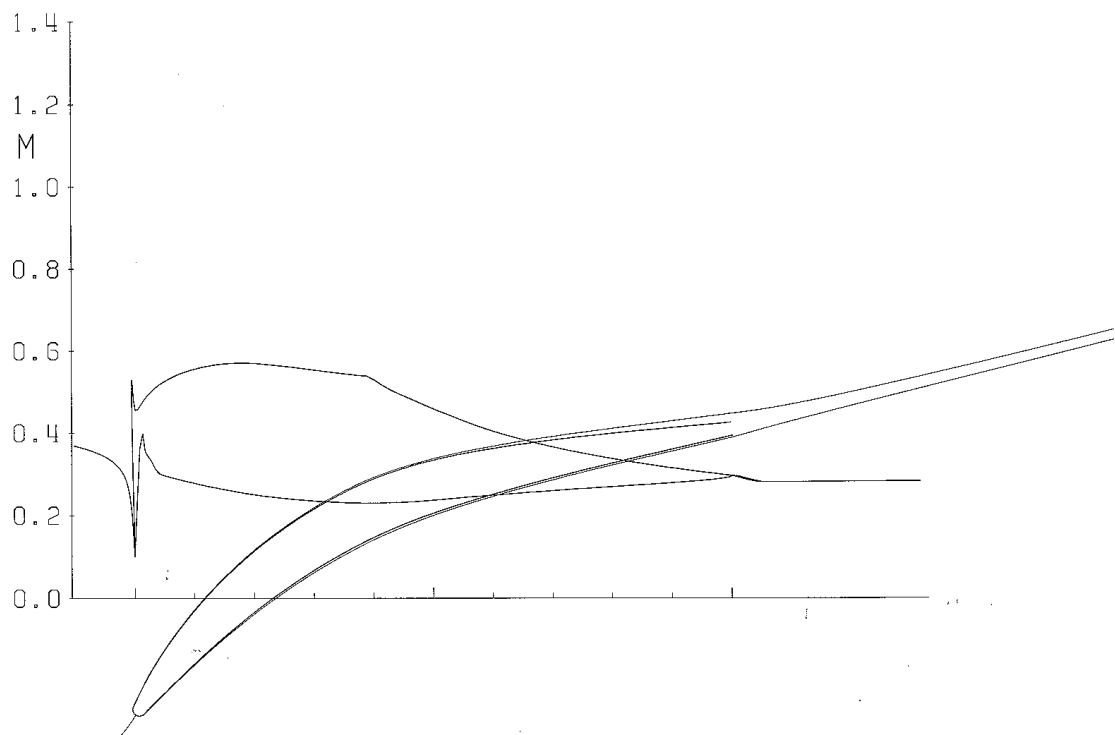


Abbildung 5.21 Machzahlverteilung und Druckverlustbeiwert für einen Anströmwinkel von 47°

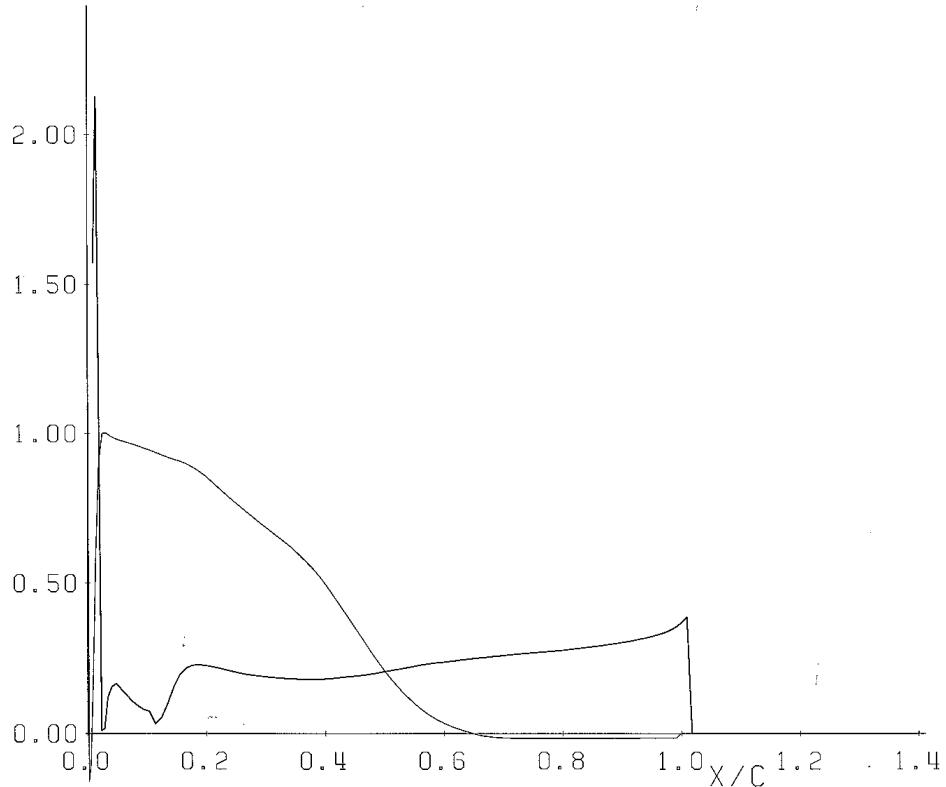
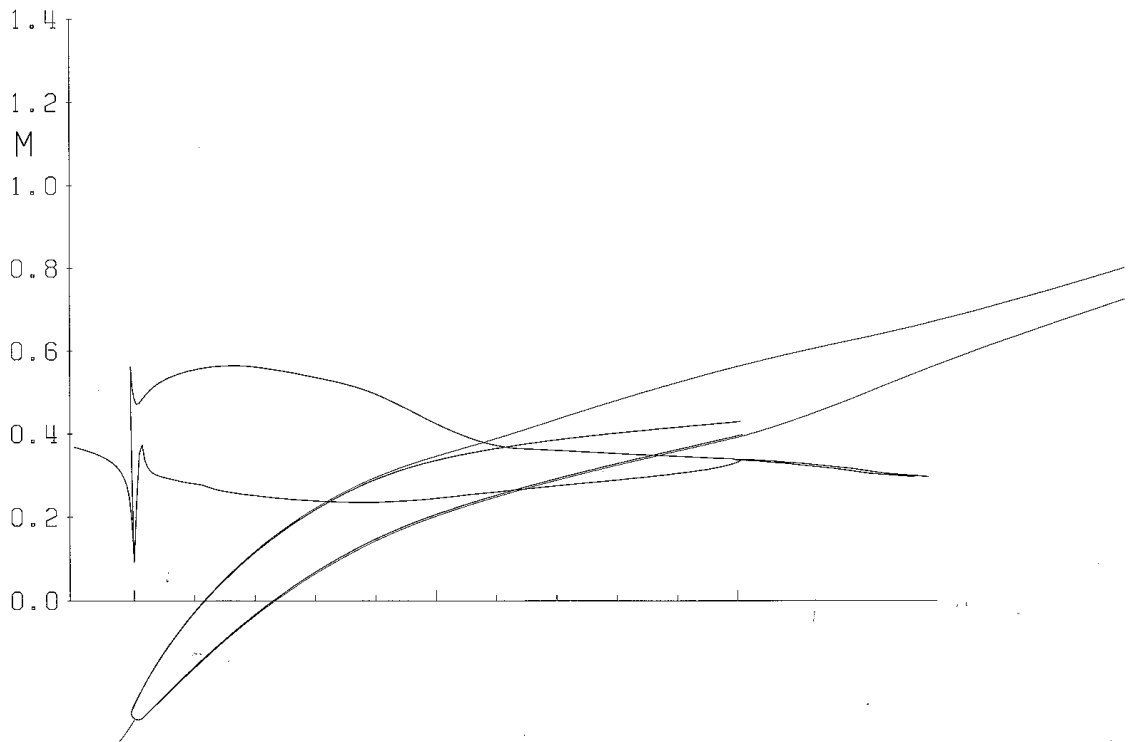


Abbildung 5.22 Machzahlverteilung und Druckverlustbeiwert für einen Anströmwinkel von 48°

5.11.3 Verhalten bei Entlastung („Rückenstoß“)

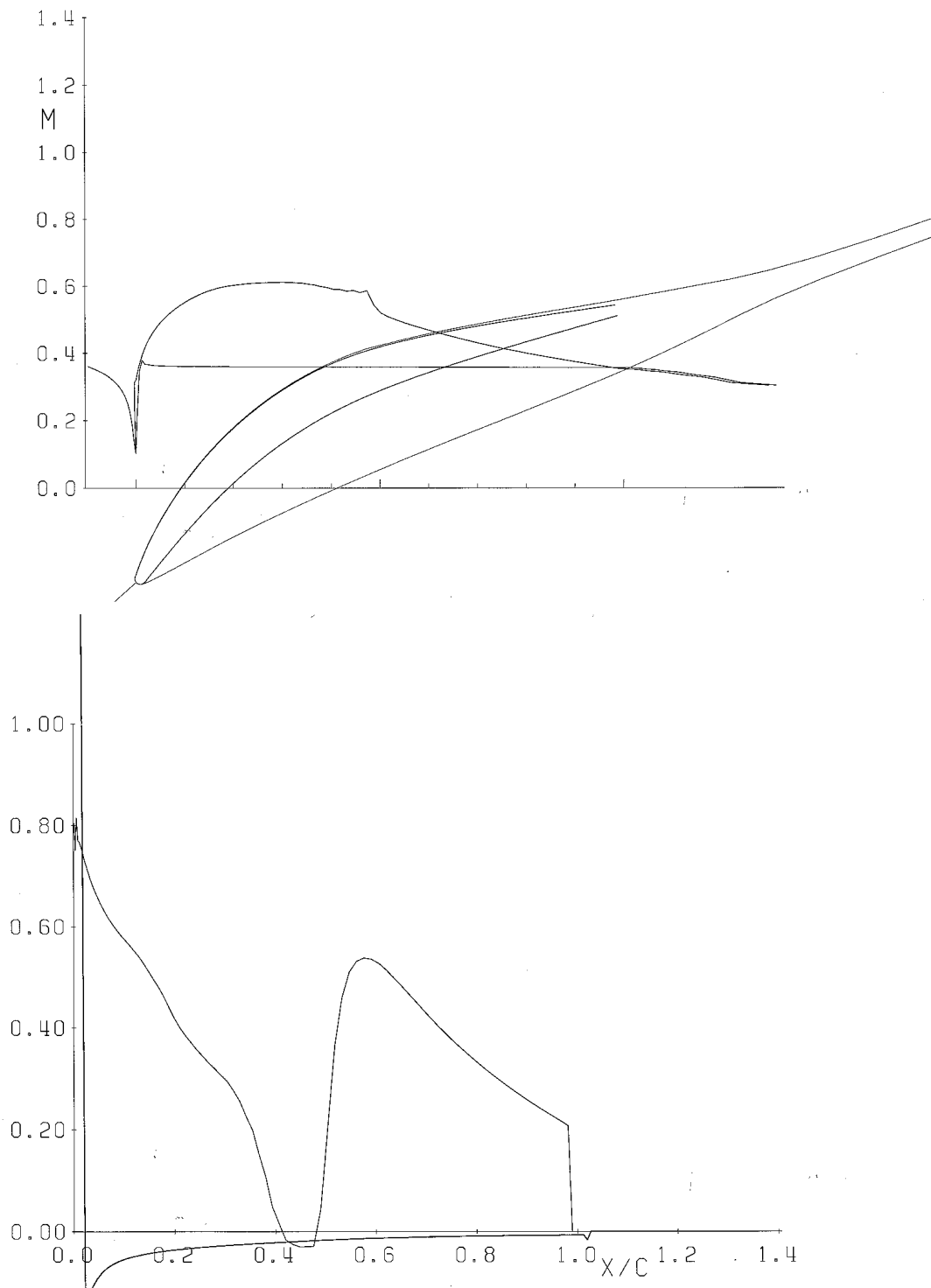


Abbildung 5.23 Machzahlverteilung und Druckverlustbeiwert für 6° Entlastung:
Anströmwinkel 44°, Abströmwinkel 20°

5.12 Kriterien für die Auslegung der Profilierung des Vordrallgitters

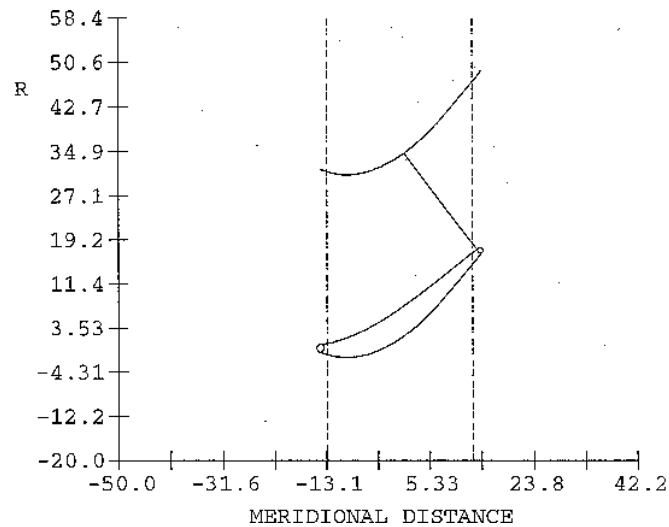


Abbildung 5.24 Schaufelkanal des Vordrallgitters, Stromlinienschnitt

Das Profil des Vordrallgitters wurde konventionell ausgelegt. Die verlustarme Umlenkung der Strömung über einen großen Winkelbereich sollte gewährleistet sein. Um die Symmetrieeigenschaft der rotierenden Ablösung zu berücksichtigen, wird analog zum Verdichtergitter eine Schaufelzahl von 20 gewählt.

Abbildung 5.24 zeigt den Schaufelkanal des Turbinengitters und das Profil im Stromlinienschnitt. Abbildung 5.25 zeigt das Vordrallprofil im ebenen Schnitt. Abbildung 5.26 zeigt das Turbinenprofil mit Grenzschicht und Machzahlverteilung im Auslegungspunkt. Deutlich sieht man eine Saugspitze an der Nase und eine Blase auf der Saugseite bei ca. 70 % der Sehnenlänge. Die Abwicklung der Gitter im Auslegungspunkt zeigt maßstäblich Abbildung 5.28.



Abbildung 5.25 Ebener Schnitt durch das Profil des Vordrallgitters

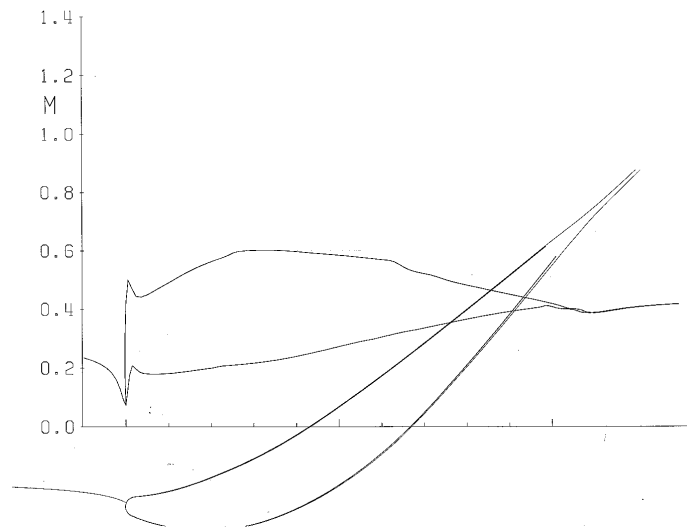


Abbildung 5.26 Machzahlverteilung über der Sehnenlänge des Vordrallprofils im Stromlinienschnitt im Auslegungspunkt aus Mises 1.4-Rechnung

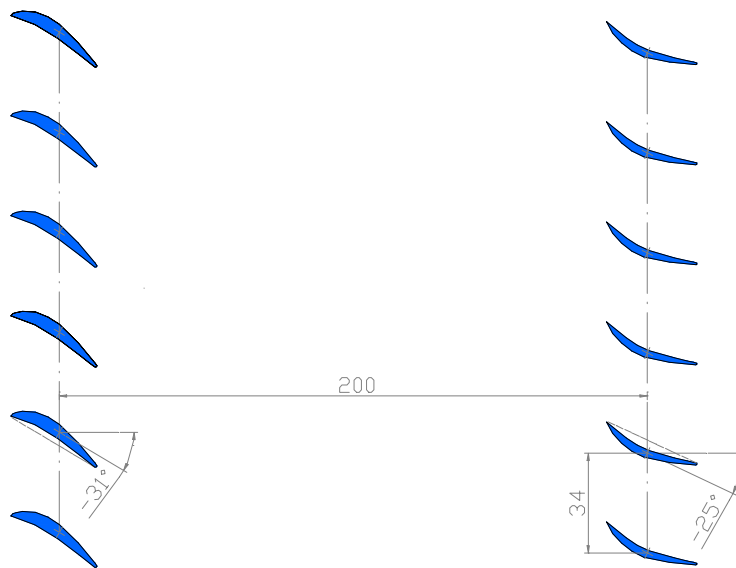


Abbildung 5.27 Auslegungspunkt, Vordrall- und Verdichtergitter maßstäblich

5.13 Datenblatt der Ringgitterschaufeln

Ringgitterschaufeln

Prismatische Schaufeln

Vordrallschaufeln:

Sehnenlänge:	34 m
Höhe / Sehnenlänge:	1
Maximale Dicke:	3 mm
Nabenspaltverhältnis:	ca. 3%
Staffelungswinkel:	31,4°
Abströmwinkel:	45°
Schaufelzahl:	20

Verdichterschaufeln:

Sehnenlänge:	34 mm
Höhe / Sehnenlänge:	1
Maximale Dicke:	2,7 mm
Nabenspaltverhältnis:	ca. 3%
Staffelungswinkel:	25°
Umlenkung:	30°
Schaufelzahl:	20

Datenblatt 5.28 Ringgitterschaufeln

6 Konstruktion und Fertigung

6.1 Konstruktionskonzept

Das Ringgittermodell wird in modularer Bauweise gestaltet, um eine größtmögliche Flexibilität bei der Durchführung der Experimente zu gewährleisten.

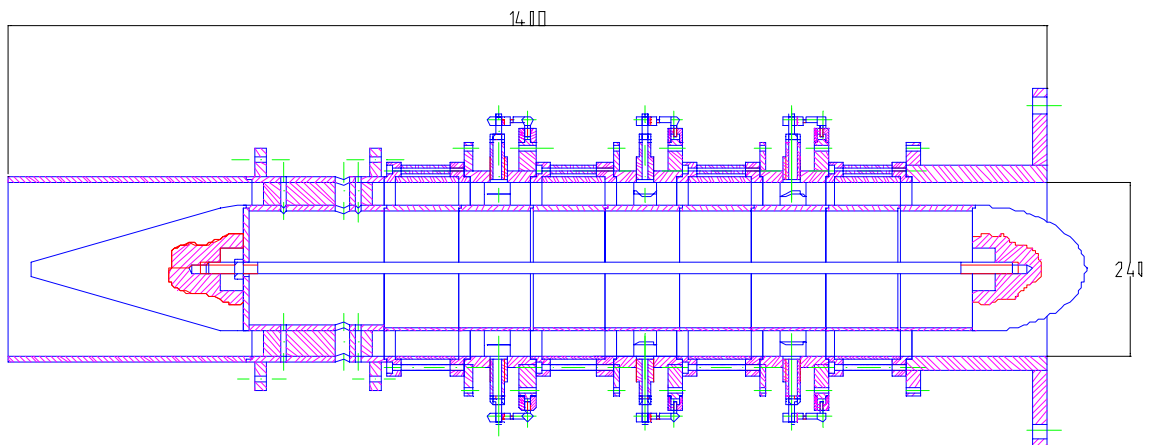


Abbildung 6.1

Nabe und Gehäuse sind aus Einzelringen aufgebaut, die untereinander austauschbar sind. Die Elemente sind einzeln instrumentierbar. Es besteht die Möglichkeit, Fenster in Nabe oder Gehäuse einzubauen, um Strömungsvisualisierungen durchzuführen, piezoresistive Druckaufnehmer einzusetzen, statische Drücke zu messen und eine Miniatur-CCD-Kamera in die Nabe einzubauen. In die Außenringe können Sondentraversen eingebaut werden.



Abbildung 6.-2 PMMA-Einsatz und Nabenelement für Messungen des statischen Drucks (links), in die Nabe eingebaute Miniaturkamera (rechts)

Die Länge des Prüflings kann variiert werden. Eine Messung z. B. ohne Drosselgitter ist möglich. Die Schaufeln werden mit einem Doppelhebelsystem mit Hilfe von auf Flanschen gelagerten Ringen verstellt. Die Kontrolle des Staffelungswinkels der Schaufeln erfolgt mit einer Laserdiode, die parallel zu den Schaufelsehnen montiert ist. Der Staffelungswinkel kann dann mit Hilfe der trigonometrischen Funktionen berechnet werden. Eine

Grenzschichtabsaugung wurde nicht vorgesehen, da sie keinen meßbaren Einfluß auf die Eigenschaften von RS hat [Gary 1973].

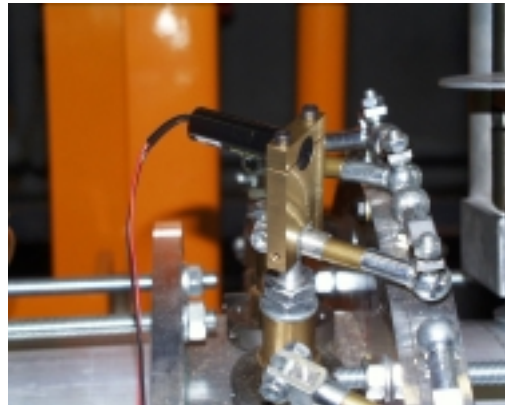


Abbildung 6.3 Miniaturlaser zur Einstellung des Staffelungswinkels von Vordrall- und Verdichtergitter

Profilierte Stützen lagern die Nabe im Gehäuse und sind radial gebohrt. So können Kabel und Druckschläuche aus der Nabe herausgeführt werden, ohne die Strömung zu stören.

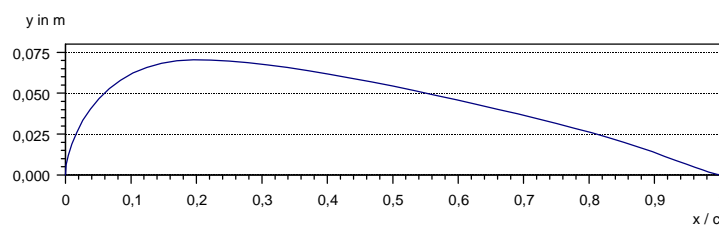


Abbildung 6.4 Halbkontur der vier Stützen, aufgedicktes, symmetrisches Eppler-Modellflugprofil

Die Nabenelemente werden mit einem zentralen Bolzen (M18) gespannt. Die Einzelringe des Gehäuses werden zwischen den Schaufelgittern mit Gewindebolzen (M8) verspannt. Im Betrieb sind diese Bolzen auf Zug belastet. Dadurch sind die Schraubenverbindungen gegen Lösen gesichert. Drei Einzelstützen halten den Prüfling auf einem in Strömungsrichtung beweglichen Schlitten, der wiederum auf einem Schlitten gelagert ist, der quer zur Strömungsrichtung traversiert werden kann. Dieser Aufbau gewährleistet eine gute Montierbarkeit des Ringgittermodells. Beide Schlitten ruhen auf einem Gerüst. Gerüst und Schlitten sind aus Vierkantrohren geschweißt und feuerverzinkt.

6.2 Konstruktion des Windkanals

Die Strömung ist drallbehaftet, stark verschmutzt und turbulent. Zur Vergleichmäßigung und Filterung der Strömung zur Dämpfung von Schwankungsbewegungen, wird der Meßstrecke ein klassischer Windkanal mit Beruhigungskammer, Filter und Düse vorgeschaltet. Der Turbulenzgrad einer so manipulierten Strömung liegt erfahrungsgemäß unter zwei Prozent.

Für den Windkanal wurden eine von Münch [Münch 1986] verwendete Düse und eine Beruhigungskammer genutzt. Der Austrittsdurchmesser der Düse wurde mit einem aus Holz gefertigten konturierten Einsatz angepaßt. Die Kontur folgt einem Polynom 5. Grades. Es

besteht ein außergewöhnlich hohes Kontraktionsverhältnis von 1:50 (Definition des Kontraktionsverhältnisses: Verhältnis der Düsenfläche zur Querschnittsfläche der Beruhigungskammer). Richtwerte in der Literatur sind 1:6 bis 1:8.

In der Beruhigungskammer befinden sich folgende Einbauten zur Vergleichmäßigung der Strömung:

- drei Lochbleche ($c_w = 1$), im Diffusor und in der Beruhigungskammer
- eine Filtermatte ($c_w = 8$) als Gleichrichter am Ende des Diffusors

Die c_w -Werte der Einbauten wurden mit Hilfe von Druckverlustmessungen am kleinen Windkanal des Fachgebiets ermittelt. Bei einer Strömungsgeschwindigkeit von etwa 7 m/s in der Beruhigungskammer ergeben sich Druckverluste von unter einem kPa. Auf den Einbau gewebter Siebe wurde verzichtet, da Ungleichmäßigkeiten beim Spannen das Profil der mittleren Strömungsgeschwindigkeit und das der Geschwindigkeitsschwankungen beeinträchtigen [Kalter 1990]. Ebenso wurde auf den Einbau der aus dem Sandwichbau entlehnten, sogenannten Honeycombs verzichtet. Eine Filtermatte vergleichmäßigt die Strömung, ohne zusätzliche Störungen zu verursachen. Die Strömung wird dreimal in Folge beschleunigt, zunächst in der Windkanaldüse, darauf im Übergang zum Ringkanal und schließlich beim Durchgang durch das Vordrallgitter. Von der Beruhigungskammer zur Meßstrecke hat sich die Strömungsgeschwindigkeit etwa verzwanzigfacht. Dabei werden Störungen quer zur Strömungsrichtung gedämpft.

Ein Diffusor, ein Schwingungs- und Wärmedehnungskompensator sowie ein Gerüst für die Beruhigungskammer wurden gekauft. Die Tischlerei des ILR fertigte Einsätze für die Beruhigungskammer, die Innendurchmesser und Eintrittsdurchmesser der Düse einander anpassen und zur Befestigung von Lochblechen und anderen typischen Windkanaleinbauten dienen.

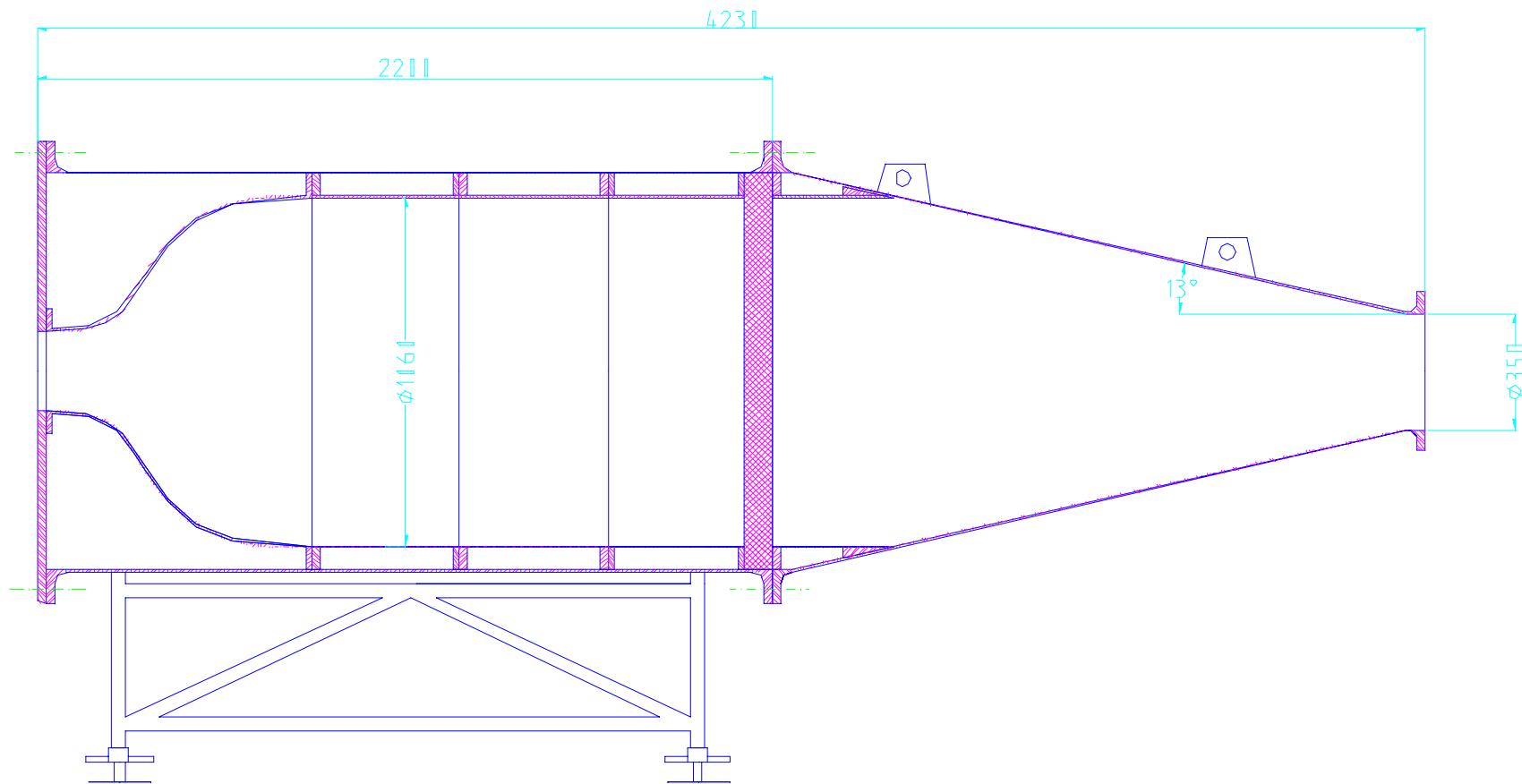


Abbildung 6.5 Windkanal

6.3 Meßstrecke

Um an Baulänge für den Nabenkörper zu sparen, wird der Einlauf in die Meßstrecke mit einer 1:2-Ellipse statt der üblichen 1:5-Ellipsen, gestaltet (Abbildung 6.8). Die Fertigung erfolgte auf einer institutseigenen Eigenbau-CNC-Drehbank. Die Kontur des Enddiffusors setzt sich aus einer Geraden und einem Radius zusammen. Der Enddiffusor wurde aus Aluminium gedreht.

6.4 Abbildungen der Teile



Abbildung 6.6 Schaufelring

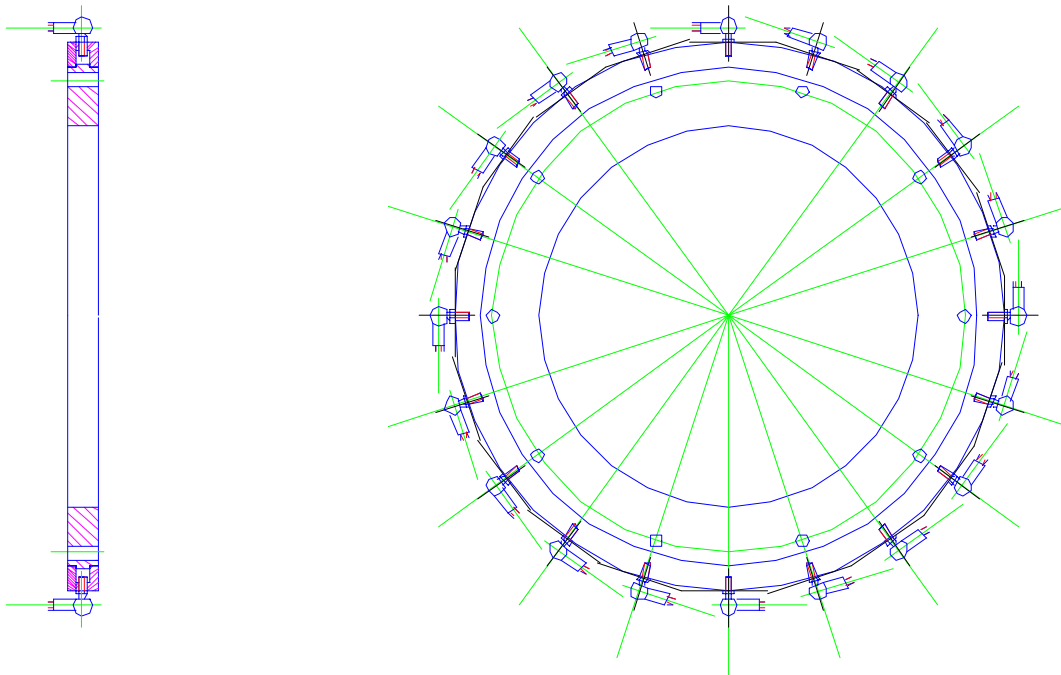


Abbildung 6.7 Verstellring

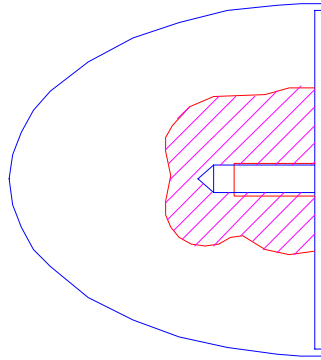


Abbildung 6.8 Nasenkonus

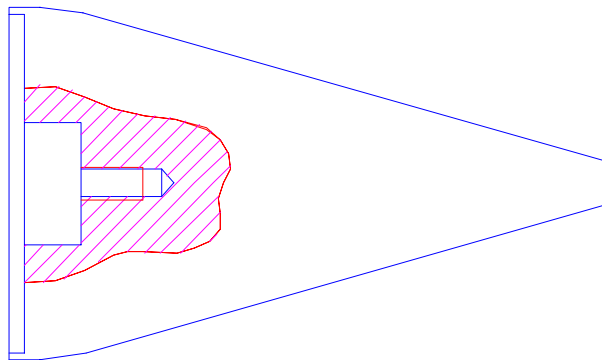


Abbildung 6.9 Enddiffusor

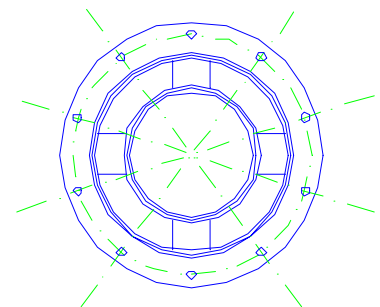
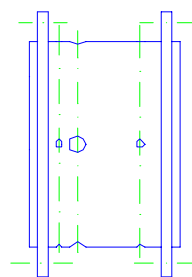
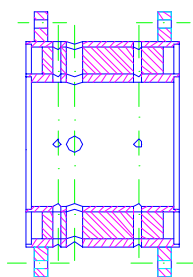


Abbildung 6.10 Lager
Die vier Stützen sind profiliert und gebohrt, die Flansche des zentralen Elements geschweißt.

6.5 Naben- und Gehäusespalt

Für die Strömung in Schaufelgittern ist der Naben- und Gehäusespalt ein maßgeblicher Einfluß. Es ist daher ein definierter und homogener Naben- und Gehäusespalt anzustreben, der eine Umstaffelung des Gitters in einem festgelegten Winkelbereich gewährleistet. Die Kontur der Schaufelspitze folgt einem Ellipsenabschnitt, dessen Verlauf aus einem Zylinderschnitt berechnet wurde.

6.6 Festigkeitsnachrechnung

6.6.1 Einsätze aus PMMA für Visualisierungen

Für die Meßstrecke wurde ein Außendurchmesser von 120 mm gewählt, um die Verwendung von handelsüblichem PMMA-Rohr zu ermöglichen. Der Außendurchmesser des Rohrs beträgt 130 mm. PMMA hat gute optische Eigenschaften, ist hart, spröde und verfügt über gute Festigkeitseigenschaften. Die maximale Einsatztemperatur beträgt 70° C. Die Konstruktion der PMMA-Einsätze gewährleistet eine Belastung des Werkstoffs ausschließlich auf Druck. Zug und Knicken werden durch die Konstruktion der das PMMA-Rohr einfassenden Aluminiumringe weitestgehend ausgeschlossen. Beide Ringe sind mit zehn Bolzen in Aluminiumhülsen gegeneinander abgestützt, so daß Eigenspannungen im PMMA vermieden werden. Die Festigkeitsnachrechnung für die PMMA-Rohreinsätze als dickwandige Kreiszyylinder unter Innen- und Außendruck [Beitz 1987] zeigt, daß eine Wandstärke von 5 mm ausreichend ist für 1 bar Überdruck (Auslegungsfall).

6.6.2 Festigkeitsnachrechnung der Vordrall-, Verdichter- und Drosselschaufeln

Zur Berechnung der Festigkeiten der Schaufeln im statischen Fall wurden die Druckverteilungen für die Verdichter- und die Turbinenschaufel integriert. Es ergeben sich resultierende Kräfte von 27 N für die Verdichterschaufel und 36 N für die Schaufeln des Vordrallgitters, jeweils im Auslegungspunkt. Die maximalen Momente treten am Schaufelfuß auf und führen zu maximalen Spannungen von ca. 80 N/mm².

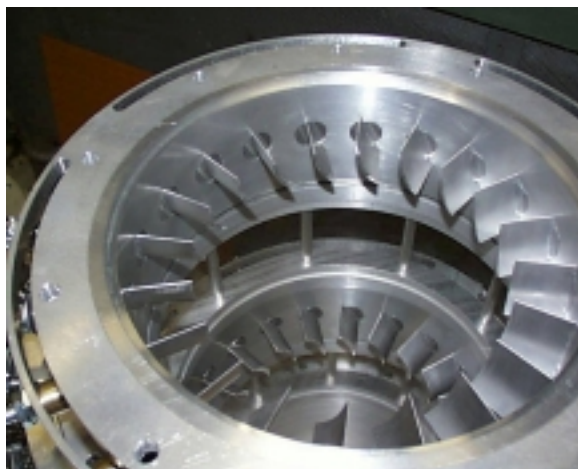


Abbildung 6.11 Schaufelkränze und PMMA-Einsätze

Für die Drosselschaufeln ergibt sich eine maximale Belastung von 3 bar Überdruck. Resultierende Spannungen am Schaufelfuß für 20 mm Fußdurchmesser und 4 mm

Schaufeldicke sind 115 N/mm². Werkstoff für alle Schaufeln ist AlMgSi F32. Die Kontrolle der dynamischen Wechsellasten erfolgt im Versuch mit DMS am Schaufelfuß der Verdichterschaufeln.

7 Meßtechnik

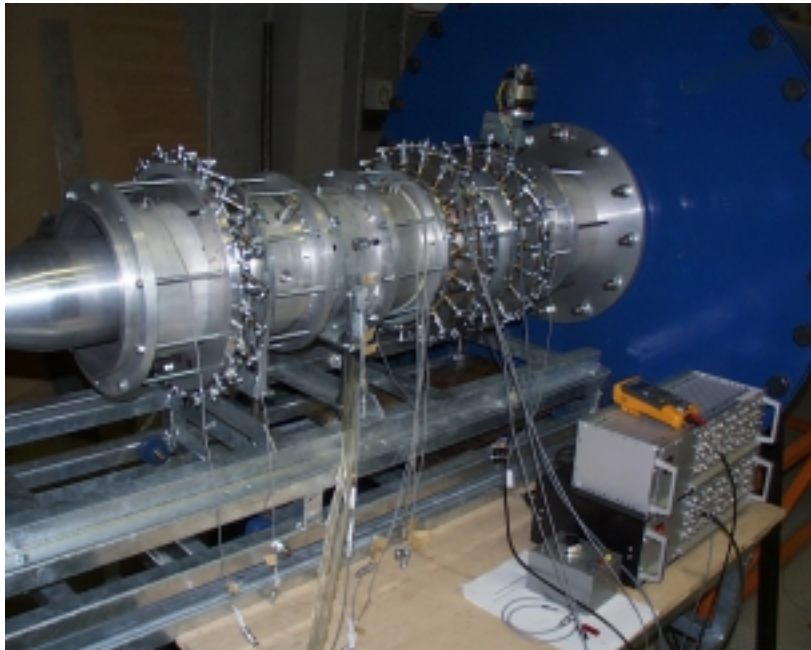


Abbildung 7.1 Das instrumentierte Ringgitter

7.1 Getestete Meßtechnik

Zur stationären und instationären Messung der Zustandsgrößen im Ringgittermodell und in der Zuströmung wurden zunächst verschiedene Verfahren der Strömungsmeßtechnik getestet. Auch Strukturschwingungen der Verdichterschaufeln wurden mit zwei Alternativverfahren gemessen. Im Versuch kamen die Verfahren zur Anwendung, die sich im Vorversuch als geeignet erwiesen hatten.

Verfahren	Gemessene Zustandsgröße	Kommentar
Statische Druckbohrungen in Nabe und Gehäuse	Statischer Wanddruck	geeignet
Mehrlochsonden	Strömungsrichtung	geeignet
Prandtlsonden	Geschwindigkeit	Nur bei genau bekanntem Anströmwinkel zu verwenden (Toleranz $\pm 5^\circ$)
Meßrechen	Gesamtdruckverteilung	Probleme mit Sondenschwingungen
Gesamtdrucksonden	Gesamtdruck	Geeignet, Winkeltoleranz $\pm 15^\circ$
Anstrichvisualisierungen	Wandschubspannung	Zeitgemittelte Visualisierung qualitativ
Flüssigkristallfolie	Wandschubspannung	Zeitgemittelte Visualisierung qualitativ

Tabelle 7.2 Stationäre Druckmeßtechnik

Verfahren	Gemessene Zustandsgröße	Kommentar
Mikrofone	Statischer Wanddruck	Nur AC, keine hohen Absolutdrücke, Zeitsignal ist invertiert

Mikrofon mit Nasenkonus	Statischer Druck im Feld	Nur AC, Zeitsignal ist invertiert, keine Gesamtdruckmessung möglich
Piezoresistive Druckaufnehmer	Statischer Wanddruck	Auch für hohe Absolutdrücke, AC und DC (DC wird gefiltert)
DMS	Schaufelschwingungen	3 instrumentierte Schaufeln, Phasenuntersuchungen möglich, Probleme mit elektrischen Einstreuungen (Schirmungsproblem)
Vibrometer	Schaufelschwingungen	Nur eine Schaufel kann vermessen werden
Oberflächenheißfilme	Wandschubspannung	Qualitativ, da unkalibriert, Schirmungsproblem, Standzeiten ca. 0,5 h
Heißfilmsonden	Geschwindigkeit	Kurze Standzeiten (max. 0,5 h), da hohe Reynoldszahlen in Verbindung mit stark verschmutzter Strömung

Tabelle 7.3 Instationäre Druckmeßtechnik

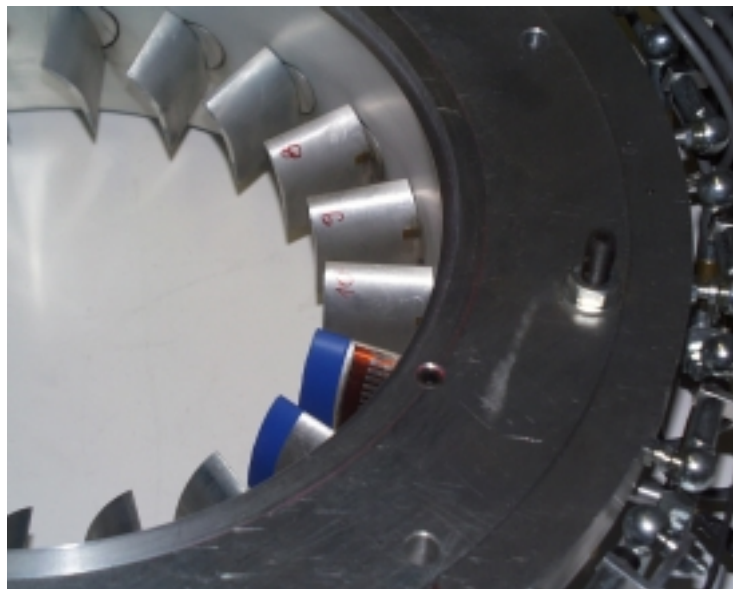


Abbildung 7.4 Drei DMS-Halbbrücken, zwei Heißfilmarrays

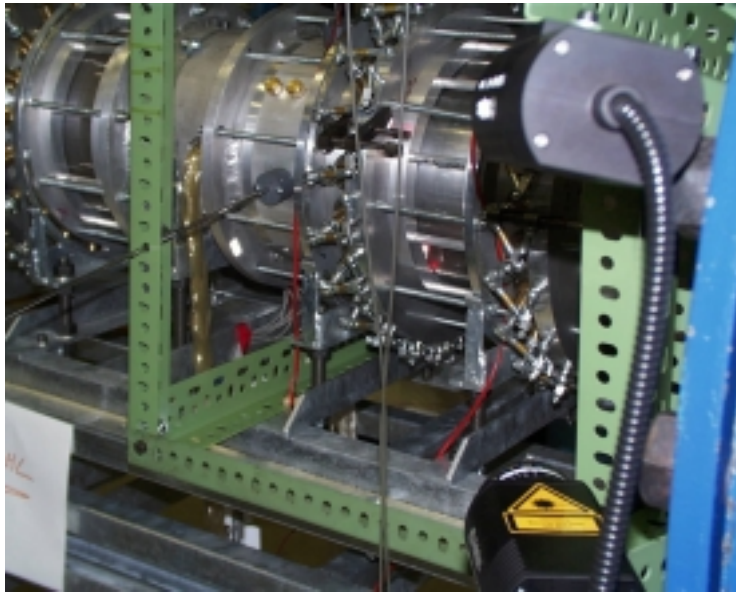


Abbildung 7.5 Laservibrometer, Isolation der Schaufelschwingungen durch Differenzmessung zwischen Schaufel und Gehäuse



Abbildung 7.6 Mit DMS instrumentierte Verdichterschaufeln (DMS-Halbbrücken, Sensoren auf Schaufelober- und unterseite)



Abbildung 7.7 Im Gehäuse eingebaute piezoresistive Differenzdruckaufnehmer

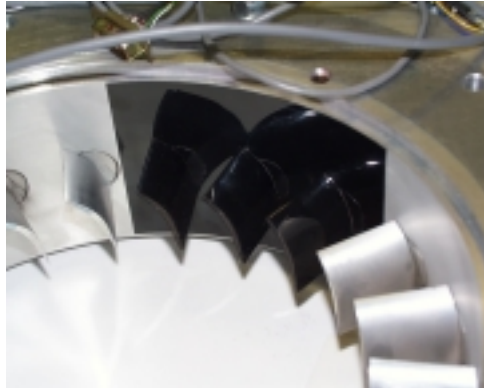


Abbildung 7.8 Flüssigkristallfolie auf Verdichterschaufeln und Gehäuse

7.2 Datenspeicher und Signalverarbeitung

Zum Einlesen, Speichern und Verarbeiten der instationären Signale wird eine HP-Workstation in Verbindung mit der kommerziellen Software PAK (Prüfstand-Akustik-System des Anbieters MüllerBBM) genutzt. In PAK verwendete Algorithmen folgen im wesentlichen Bendat und Piersol [Bendat 1980].

Signalverarbeitung und Datenspeicher:

PAK-System, VXI-System (HP)

- Einlesen des analogen Signals
- Auswertung
 - Autoleistungsdichtespektren
 - Kreuzleistungsspektren
 - Korrelationen
- Ploteditor
- Digitaler Speicher : TEAC-Recorder, 8-mm-Videoband

7.9 Signalverarbeitung

7.3 Kavitäten

Jedes Gasvolumen, auch ein Volumen, das sich beim Einbau eines Druckaufnehmers ergibt, verfügt über eine Steifigkeit und eine Dämpfung und ist daher ein schwingungsfähiges System. Die Resonanzfrequenz eines Volumens kann man berechnen. [Blake 1983] gibt für ein Volumen mit angeschlossenem Röhrchen einen funktionellen Zusammenhang zwischen der Resonanzfrequenz, der Geometrie und den Stoffwerten des Gases an:

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

Kavitäten sollten demnach so klein wie möglich gehalten werden.

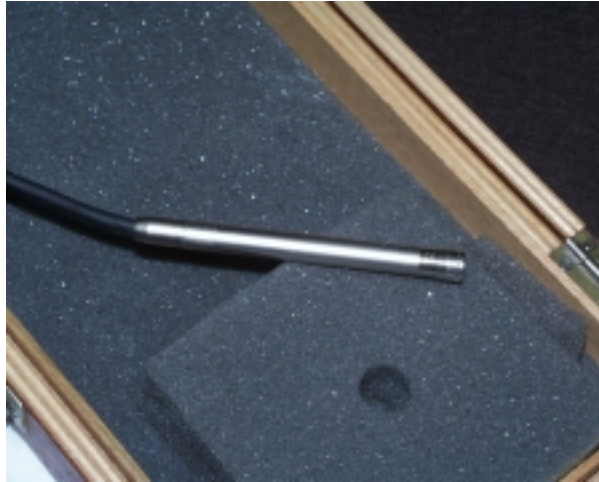


Abbildung 7.10 Kondensatormikrofon mit Vorverstärker und Mikrofonkabel

8 Voruntersuchungen

8.1 Untersuchungen an der Diffusormeßstrecke des kleinen Windkanals des Fachgebiets Luftfahrtantriebe

Für die Experimente am Ringgitterprüfstand der TU Berlin wurden eine Reihe von Voruntersuchungen durchgeführt. Diese Experimente dienten dem Test von stationärer wie instationärer Meßtechnik. Die Eignung von Messungen des instationären Wanddrucks in Turbomaschinen zur Detektion von rotierender Ablösung wurde in zahlreichen Experimenten nachgewiesen. Im folgenden wurde die generelle Eignung von instationären Druckaufnehmern zur Detektion und Charakterisierung von Strömungsablösungen in nicht rotierenden Systemen getestet.

8.1.1 Ziel der Untersuchung

An der Diffusormeßstrecke des kleinen Windkanals wurden drei ¼-Zoll-Druckmikrofone der Firma Microtech hinsichtlich ihrer Eignung zur Detektion einer Strömungsablösung untersucht. Zur Erzeugung verschiedener Strömungszustände wurden Reynoldszahl und Öffnungswinkel des Diffusors variiert. Parallel dazu wurde die Strömungsablösung mit Rauch visualisiert.

Die Mikrofone wurden in einer überschaubaren eingesetzt, weitgehend bekannten, abgelösten Strömung in Verbindung mit Strömungsvisualisierungen im Sinne einer Voruntersuchung für die Experimente am Ringgitterprüfstand.

Ziele der Untersuchungen, Stichpunkte:

- Übersicht über den Frequenzbereich der durch die Ablösung der Strömung im Diffusor ausgelösten Druckwellen
- Phasenuntersuchungen im Frequenzbereich der Ablösung
- Übersicht über die Signalpegel der Ablösefrequenzen im Verhältnis zum Rauschpegel
- Bestimmung des Einflusses einer Ablösung auf das Potentialfeld
- Testen der Möglichkeiten und Grenzen des PAK und der Mikrofone
- Vergleich von Mikrofonen und Endevco-Aufnehmern (piezoresistive Druckaufnehmer)

8.1.2 Aufbau



Abbildung 8.1 Kleiner Windkanal mit Diffusormeißstrecke

Die Mikrofone und die piezoresistiven Aufnehmer wurden wandbündig gemäß Abbildung 2 eingebaut. Mit Hilfe von Rauchsichtbarmachungen wurden Lage und Ausdehnung des Ablösegebietes im Diffusor festgestellt. Durch die Verstellung des Öffnungswinkels kann die Ablösung beeinflusst werden.

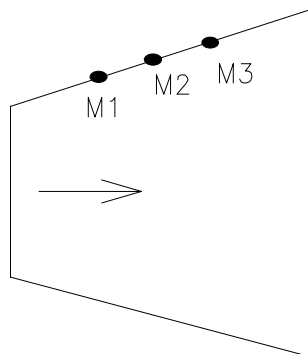


Abbildung 8.2 Sensorpositionen

Mikrofon	Abstand von der Vorderkante
M1	150 mm
M2	175 mm
M3	200 mm

Tabelle 8.3 Mikrofonpositionen

8.1.3 Ergebnisse

8.1.3.1 Interpretation der Spektren

Alle Mikrofonkanäle messen im wesentlichen gleiche Frequenzspektren oberhalb einer kritischen Schwelle von einem Hertz (darunter herrscht bei den Mikrofonen keine Amplitudentreue mehr). Im oberen Frequenzbereich gibt es in Abhängigkeit von der Drehzahl einige charakteristische Peaks mit Harmonischen (die mit tieferfrequenten Signalen moduliert sind), die aber nichts mit der Ablösung im Diffusor zu tun haben. Es handelt sich hierbei um Resonanzen im Kanal, die bei geringen Drehzahlen (unter 450 U/min) auch akustisch deutlich wahrgenommen werden.

Mit steigender Drehzahl steigt auch der Rauschpegel. Die Netzfrequenz wird lediglich bei Mikrofon 3 mitgemessen.

Die Wirkung des Ablösegebietes schlägt sich ausschließlich im tieffrequenten nieder. Unterhalb von 10 Hz ergibt sich eine unscharfe Pegelüberhöhung als Folge des Pulsierens der Ablöseblase. Dabei spielt es für die meßtechnische Erfassung keine Rolle, ob die Strömung an der mit Mikrofonen instrumentierten Wand des Diffusors ablöst oder an der gegenüberliegenden. Die Mikrofone erfassen die Druckschwankungen, die die pulsierende Ablöseblase durch ihre instationäre Verdrängungswirkung im Potentialfeld bewirkt. Es kann daraus geschlossen werden, daß mit instationären Druckaufnehmern nicht nur die Ereignisse in unmittelbarer Nähe des Aufnehmers erfaßt werden. Vielmehr breiten sich Druckschwankungen im Feld aus und sind auch im Abstand zur Signalquelle noch gut mit Mikrofonen detektierbar.

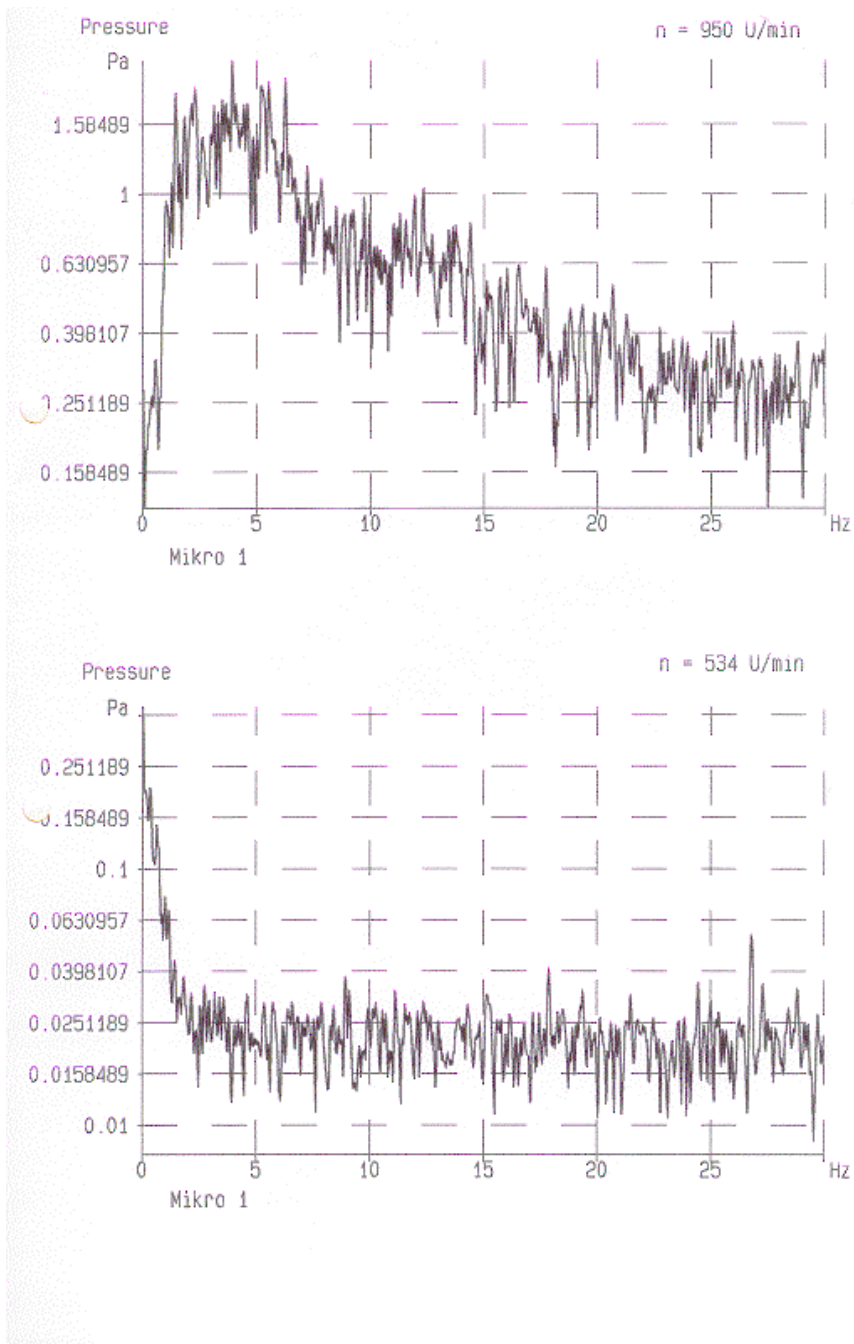


Abbildung 8.4 Spektren bei gleicher Reynoldszahl im abgelöseten Diffusor (oben) und im nicht abgelösten (unten) – die Oszillation der Ablöselinie verursacht tieffrequente Schwankungsbewegung

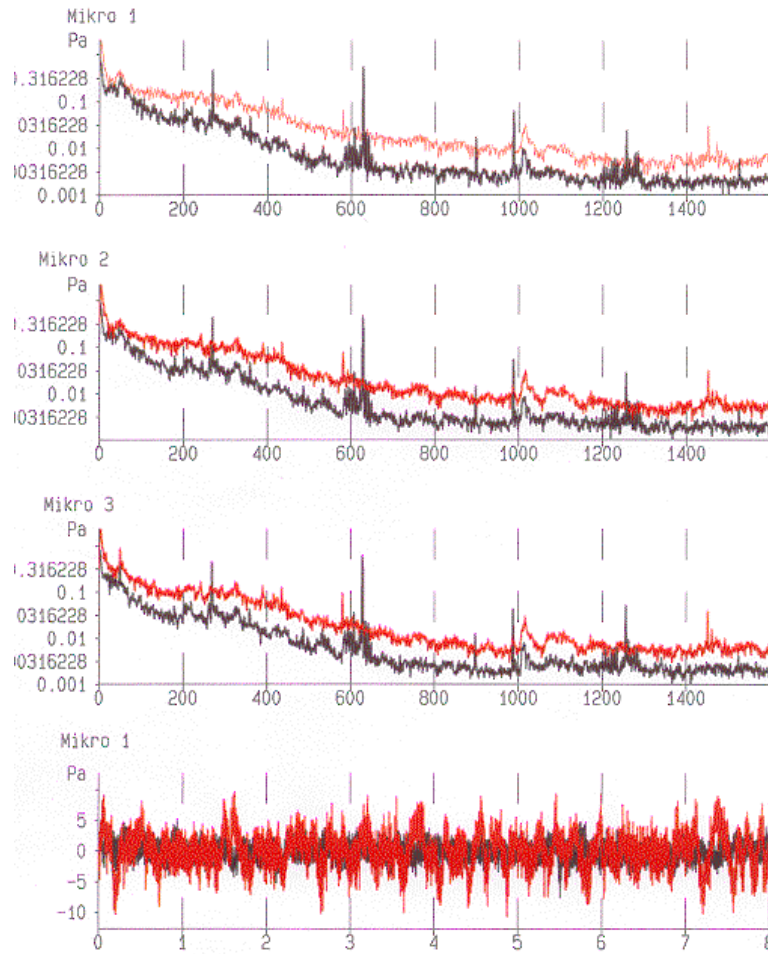


Abbildung 8.5 Spektren der drei Mikrofone und Zeitreihen (untere Abbildung) – deutlich zu erkennen sind die "Orgeltöne" bei ca. 600 Hz

8.1.4 Interpretation der Zeitreihen

Die Resonanzen im kleinen Windkanal, die als „Orgeltöne“ wahrgenommen werden, sind in den Zeitreihen als periodisches Signal bei ca. 600 Hz deutlich erkennbar. Durch FIR-Filterung kann eine Sinusschwingung isoliert werden. Die Filterung von Zeitreihen, die bei höheren Drehzahlen gemessen wurden, in denen im Spektrum keine markanten Nadeln erkennbar sind, bringt Sinusabschnitte zum Vorschein. Vermutlich können diese Wellenzüge als Erregerfrequenzen verstanden werden, die vom System nicht angefacht werden.

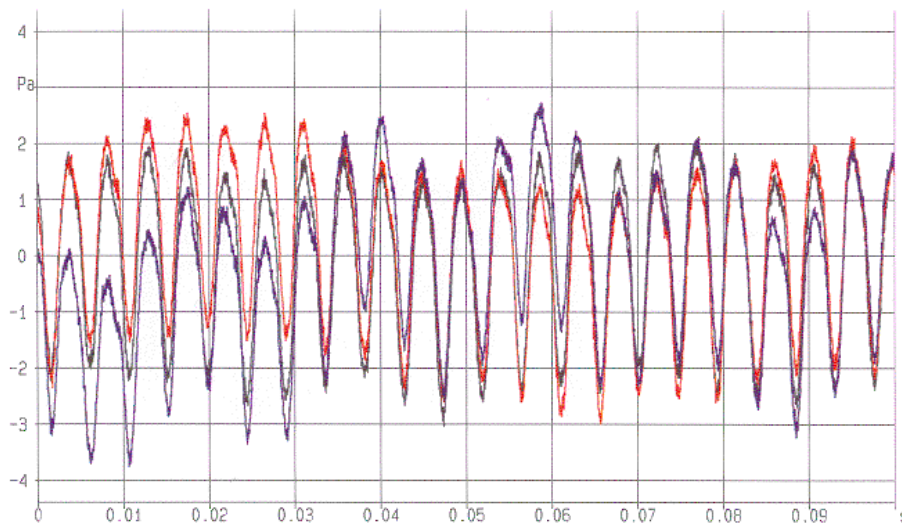


Abbildung 8.6 Orgelton beim Hochfahren des Kanals: rot Mikrofon1, schwarz: Mikrofon 2, blau: Mikrofon3

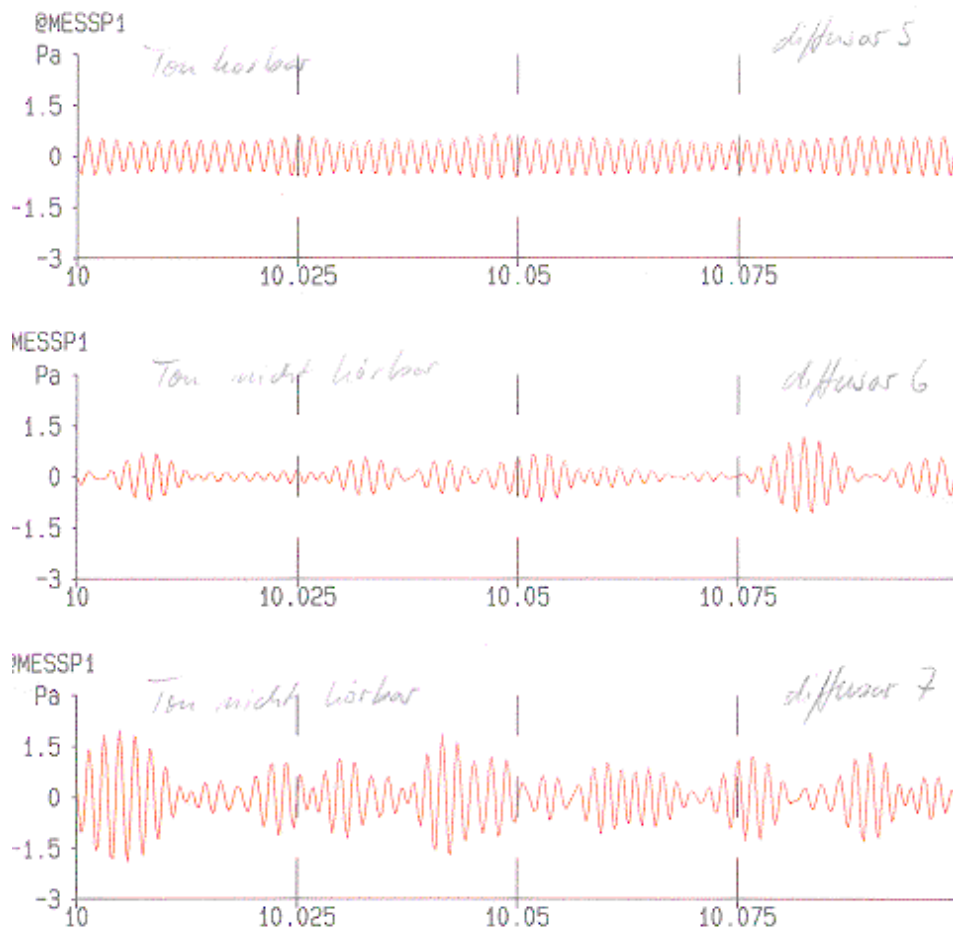


Abbildung 8.7 Drei bandpaßgefilterte Zeitverläufe (FIR, 1025 Koeffizienten) bei verschiedenen Gebläsedrehzahlen – oben: Orgelton deutlich hörbar, Mitte und unten: Orgelton nicht hörbar. Die Störung ist immer im Signal vorhanden, wird aber nur bei bestimmten Drehzahlen angefacht

In geringerer zeitlicher Auflösung werden in der Zeitreihe die Schwankungen durch die Ablösung sichtbar. Die Störung pflanzt sich grundsätzlich in Strömungsrichtung fort. Eine Störung wird zunächst von Mikrofon 1 gemessen, erreicht dann Mikrofon 2 und schließlich Mikrofon 3. Die Ausbreitungsgeschwindigkeiten liegen unter einem Meter pro Sekunde. Somit handelt es sich mit Sicherheit nicht um akustische, sondern um aerodynamische Wellenausbreitung. Die Ausbreitung der Störungen in Strömungsrichtung, die durch die Ablösung im Diffusor verursacht werden, ist deutlich in den tiefpaßgefilterten Zeitreihen zu erkennen.

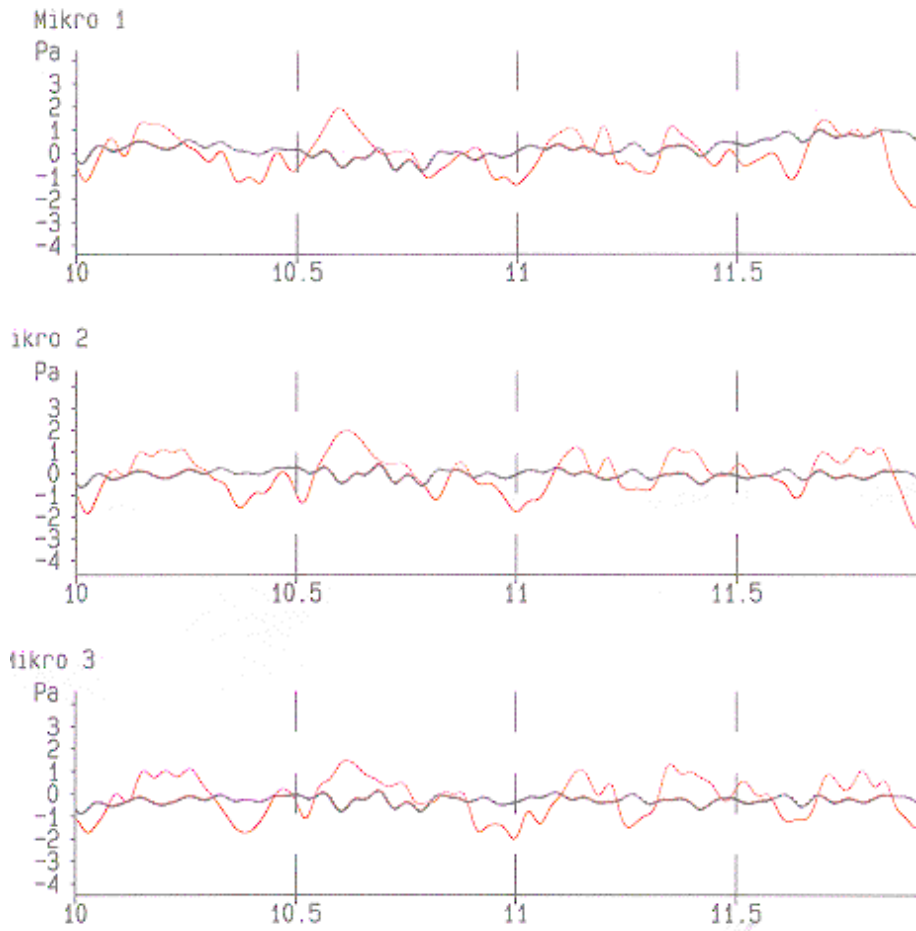


Abbildung 8.8 Tiefpaßgefilterte Zeitreihen – rot: abgelöste Strömung, schwarz: anliegende Strömung. Die abgelöste Diffusorströmung ist durch höhere Amplituden gekennzeichnet. Weiterhin kann das Wandern von Störungen von Mikrofon 1 nach Mikrofon 3 beobachtet werden.

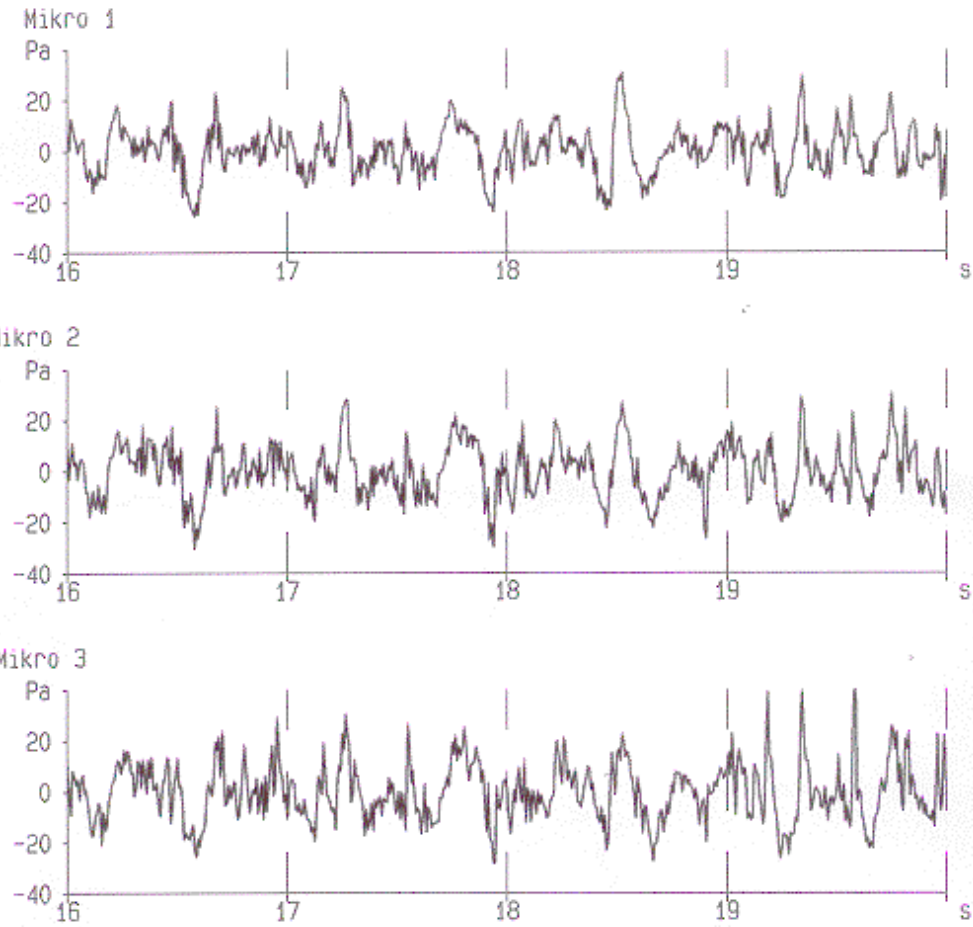


Abbildung 8.9 Zeitsignale der drei in Strömungsrichtung angeordneten Mikrofone – Störungen pflanzen sich grundsätzlich in Strömungsrichtung fort.

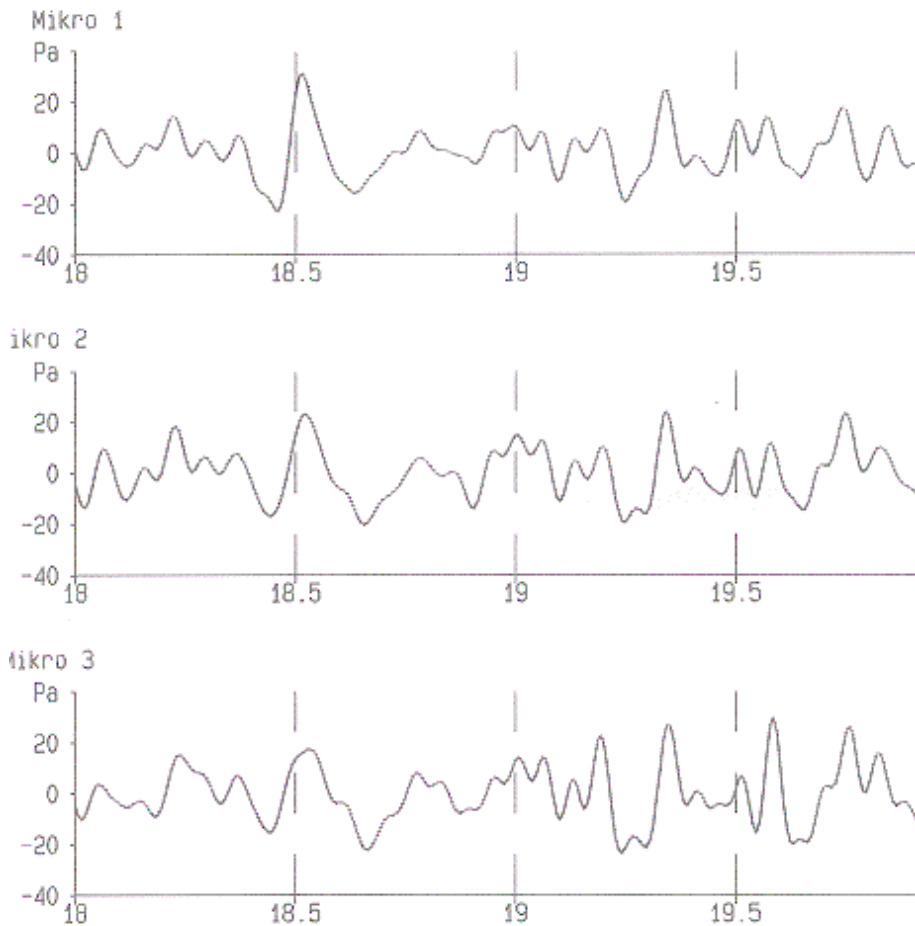


Abbildung 8.10 Gefilterte Zeitverläufe – deutlich wird das Wandern der Störungen besonders bei dem Druckmaximum bei 18,5 s.

Dieses Ergebnis widerlegt die Vermutung, die wandnahe Rückströmung würde sich in den an der Wand gemessenen instationären Drucksignalen niederschlagen. Vielmehr verursacht die Verdrängungswirkung des Ablösegebiets eine oszillierende Verengung des Strömungsquerschnitts. Schwankungen der Geschwindigkeit und des des statischen Drucks im durchströmten Querschnitt sind die Folge. Im Ablösegebiet selbst ist der statische Druck zu einer festen Zeit konstant. Mit dem Wandern der Ablöselinie ändert sich die Größe des Ablösegebiets und damit auch die Verblockung des Strömungsquerschnitts. Die Quelle für die an der Wand gemessene Druckschwankung befindet sich daher immer auf der Höhe der Ablöselinie. Eine wandnahe Rückströmung kann nicht detektiert werden.

8.1.5 **Schlußfolgerung**

Instationäre Messungen des Wanddrucks sind geeignet, Ablösungen zu detektieren, auch in gewisser Entfernung zur Ablöselinie. Sowohl die Interpretation von Spektren als auch die Analyse von Zeitreihen liefert Ergebnisse über die Eigenschaften und die Ausbreitung der Strömungsablösung. Das Signal-/Rauschverhältnis ist zufriedenstellend. Ein nützliches Instrument zur Analyse von Ablösungen sind digitale Filter, besonders Filter mit linearem Phasengang (FIR-Filter).

8.1 **Dokumentation der Messung der cp -Verteilung am Verdichtergitter über dem Anströmwinkel bei kleinen Reynoldszahlen**

Das Ringgitter wurde vor dem Einsatz bei hohen Reynoldszahlen an der Druckluftanlage zunächst bei kleinen Geschwindigkeiten, aber mit der Originalinstrumentierung, am kleinen Windkanal betrieben. Ein wesentliches Ziel der Untersuchungen war die Detektion eventueller rotierender Strukturen bei hohen Anstellwinkeln.

8.1.1 **Versuchsdurchführung**

Mit dem instrumentierten Ringgittermodell wurden zunächst Vorversuche bei geringen Reynoldszahlen in der Größenordnung von 70.000 durchgeführt. Ziele dieser Vorversuche waren der Test der Meßtechnik, der Methoden der Signalverarbeitung und der Datenspeicherung, die Erprobung des Ringgittermodells und die Gewinnung eines Einblicks in die grundsätzliche Struktur der Strömung.

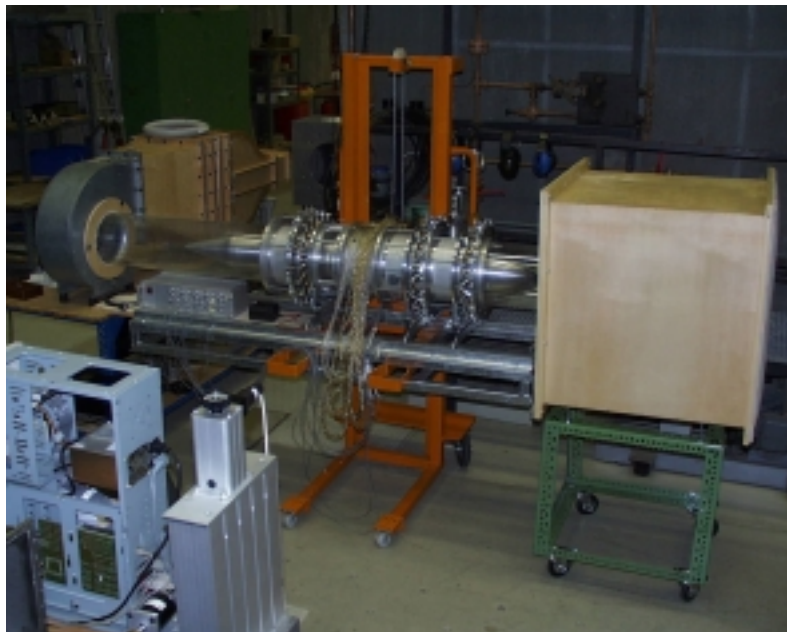


Abbildung 8.11 Ringgitter mit Beruhigungskammer (rechts) und Gebläse (links) im saugenden Betrieb

Mittlere Drücke wurden mit Wandbohrungen und einem Scannivalve, instationäre Geschwindigkeiten mit Heißfilmsonden, Schwankungsdrücke mit Mikrofonen und piezoresistiven Druckaufnehmern gemessen.

Instrumentierungsplan

2 mal 18 statische Druckbohrungen
1 Meßrechen
1 Prandtlrohr
1 Gesamtdrucksonde in der Düse
3 Mikrofone
2 Heißfilmsonden
7 Piezoresistive Druckaufnehmer

8.1.2 Stationäre Druckmessungen

[Stenning 1957] beschreibt die Untersuchung von rotierender Ablösung im Ringgitter. Im Rahmen der Experimente wurde ein Zusammenhang zwischen der Welligkeit der Verteilung des Druckverlustbeiwerts über dem Anströmwinkel und dem Vorkommen von rotierender Ablösung gefunden. In den Minima des Verlaufs wurde rotierende Ablösung nachgewiesen. Analog zu diesen Experimenten wurde am Ringgittermodell die Verteilung des Druckverlustbeiwerts bei verändertem Vordrallwinkel gemessen, mit dem Ziel, möglicherweise im instationären Signal eine rotierende Ablösestruktur auffinden zu können. Darüber hinaus erhoffte man sich einen Zusammenhang zwischen einem instationären Phänomen und einer stationären und meßtechnisch leicht erfaßbaren Größe.

Messungen:

Strömungsrichtung mit Zylindersonde
Druckverlust in Abhängigkeit vom Anströmwinkel für das Verdichtergitter
Geschwindigkeitsschwankungen hinter dem Verdichtergitter mit Heißfilmsonde
Instationäre Wanddrücke mit Mikrofonen im Gehäuse und piezoresistiven Druckaufnehmern in der Nabe

Auswertungen der instationären Signale:

Leistungsdichtespektren
Kreuzleistungsspektren
Zeitreihen
Hochläufe (Campbell-Diagramme)

8.1.3 Ergebnisse

Zwar zeigt die gemessene Verteilung des Druckverlustbeiwerts Wellen, doch wurden weder in den Minima noch bei anderen Anströmwinkeln rotierende Signale mit Mikrofonen oder piezoresistiven Druckaufnehmern gemessen. Vermutlich ist die Ursache für die Wellen in der Verteilung des Druckverlustbeiwerts nicht nur im Vorkommen eines Rotating stall zu suchen, sondern auch in einer Interaktion zwischen den Verdichterschaufeln und den Nachläufen der Vordrallschaufeln. Die unprofilierten Vordrallschaufeln, die bei den Experimenten von Stenning verwendet wurden, erhärten diese Vermutung. Bei steigendem Vordrallwinkel steigt der Rauschpegel in den Spektren. Es wird kein Hinweis auf rotierende Signale

gefunden. Heißfilmsonden sind zur Detektion von Schwankungen besser geeignet als Wanddrucksensoren. Bei der direkten Messung im Schaufelspalt sind die Signale des Wanddrucks stark verrauscht. Die im vorangegangenen Kapitel beschriebenen „Orgeltöne“ des kleinen Windkanals werden deutlich mitgemessen.

Anmerkung: Da keine positiven Ergebnisse vorliegen, wurde auf Abbildungen verzichtet.

8.1 Grundsätzliche Überlegungen zur Detektion von rotierender Ablösung anhand eines isolierten Rotors

8.1.1 Aufbau

In einem einfachen Aufbau wurde eine rotierende Ablösung an einem isolierten Rotor erzeugt. Der Aufbau besteht aus einem geschlossenen Kreislauf mit einem durchsichtigen Rohreinsatz auf Höhe des Rotors. Der Rotor läuft auf einer gedichteten Welle, wie sie für Schiffsmodelle verwendet wird. Er wird über einen Elektromotor angetrieben. Gedrosselt wird der Querschnitt mit einer einfachen Drosselklappe. Es wurde mit den Strömungsmedien Wasser und Luft gearbeitet. Die Druckschwankungen wurden mit einzelnen Endevco-Druckaufnehmern für Wasser und Luft sowie mit Vollbrückenverstärkern auf Basis des Verstärkerchips AD 1B31 gemessen.

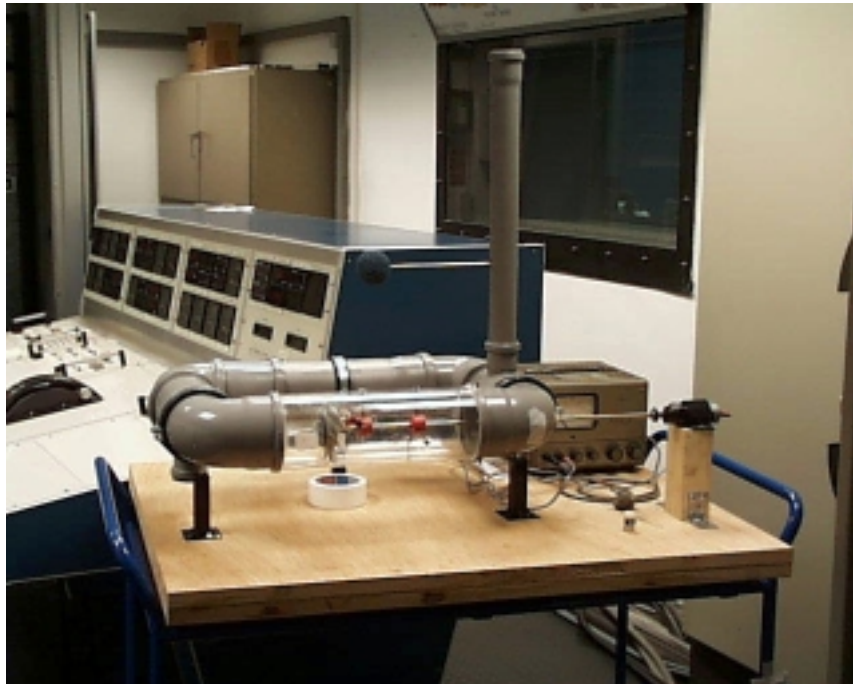


Abbildung 8.12 Modell

8.1.2 Spektren

In den Frequenzspektren ist schwarz der ungedrosselte, rot der gedrosselte Zustand dargestellt. Rotierende Ablösung tritt typischerweise bei der halben Rotorfrequenz auf und ist in beiden Spektren zu erkennen. Dargestellt sind der hohe und der tiefe Frequenzbereich.

Messung von RS

17.11.97

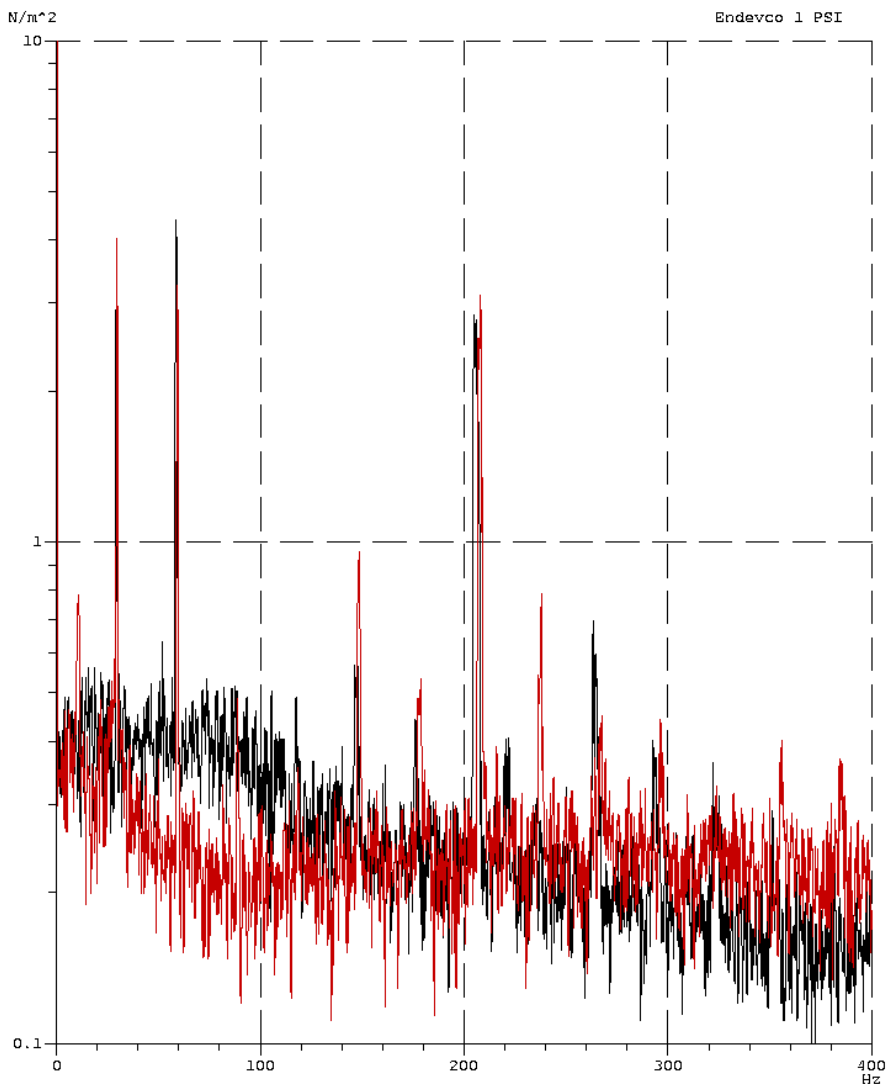


Abbildung 8.13 Rotierende Ablösung im isolierten Rotor; schwarz: ungedrosselter, rot: gedrosselter Betrieb. Rotorfrequenz bei etwa 30 Hz, rotierende Ablösung bei etwa 11 Hz. Sichtbar sind außerdem Harmonische der Rotorfrequenz und die Blattfolgefrequenz bei 210 Hz. Strömungsmedium: Luft

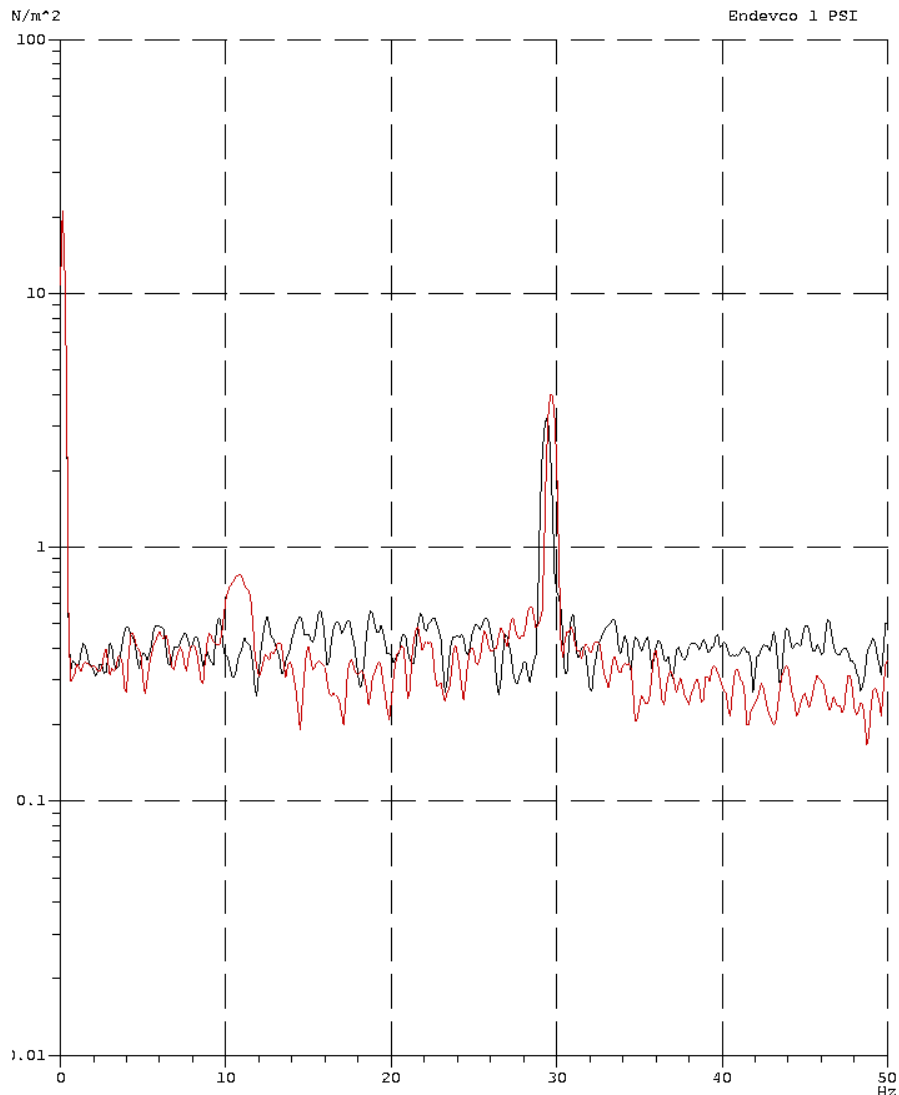
Messung von RS
17.11.97

Abbildung 8.14 Rotierende Ablösung im isolierten Rotor; schwarz: ungedrosselter, rot: gedrosselter Betrieb. Rotorfrequenz bei etwa 30 Hz, rotierende Ablösung bei etwa 11 Hz. Strömungsmedium: Luft

8.1.3 Interpretation

In den Spektren ist die Frequenz der rotierenden Ablösung knapp unterhalb der halben Rotorfrequenz zu erkennen. Im voll gedrosselten Zustand zeigt das System nur milde rotierende Ablösung. Die Ursache ist darin zu sehen, daß der Prüfling weder über einen Stator noch über einen Gleichrichter verfügt. Der durch den Rotor in die Strömung

eingebraachte Drall bleibt also im Kreislauf und entdrosselt den Rotor auch im voll angedrosselten Betrieb.

Gyarmathy entwickelte eine Theorie zur Ausbreitung von rotierender Ablösung aus der Beobachtung ausgeprägter Stall-Zellen anhand eines Axialverdichtermodells, das die Wasser-Analogie nutzt. Er geht davon aus, daß für die Fortpflanzung einer Zelle in Umfangsrichtung die Trägheit des Fluids und der Impulsaustausch zwischen einer Rotor- und einer Statorreihe die zentrale Rolle spielt [Gyarmathy 1996]. Da rotierende Ablösung offenbar auch an isolierten Rotoren auftritt, scheint weniger die Interaktion zwischen Rotor und Stator als vielmehr das Zusammenspiel zwischen Rotor und Gehäuse- oder Nabengrenzschicht für die Ausbildung von rotierender Ablösung verantwortlich zu sein.

8.1 Messung der Lärmemission der Druckluftanlage

8.1.1 Zielsetzung

Instabile Strömungen (z. B. Scherschichten) reagieren auf Druckschwankungen. Sie können für bestimmte Erregerfrequenzen als Verstärker wirken.

Die Druckluftanlage des Fachgebiets Luftfahrtantriebe erzeugt einen hohen Lärmpegel im Fernfeld. Um zu untersuchen, ob die Druckschwankungen die Qualität der Strömung beeinträchtigen oder wichtige Signalanteile überdecken, wurden instationäre Druckmessungen in der Strömung und im Fernfeld durchgeführt. Zur Identifikation von Quellen wurden Korrelationen berechnet. Außerdem konnte bei den Messungen geklärt werden, in welchen Betriebszuständen der Anlage die Rostemission der Verdichter besonders stark ist.

8.1 Aufbau

Verwendet wurden drei ¼-Zoll-Druck-Kondensatormikrofone, Microtech MK 301, eines davon mit Brüel&Kjaer (B&K) Nasenkonus. Die Kalibration wurde mit dem B&K Taschenkalibrator mit ¼-Zoll-Adapter bei 2 kHz durchgeführt.

Drei Radialverdichter wurden parallel geschaltet und gekühlt gefahren. Sie liefern dabei 4,5 kg/s Massenstrom bei einem Druckverhältnis von 2. Die Strömungstemperatur beträgt ca. 50 °C. Die Motordrehzahlen betragen 3000 U/min für alle drei Verdichter. Das Getriebeübersetzungsverhältnis ist 1:7. Daraus resultieren Verdichterdrehzahlen von 21.000 U/min. Jeder der Rotoren besitzt 12 Schaufeln. Die Schaufelfolgefrequenz (BPF) beträgt somit ca. 4200 Hz. Die Rotorfrequenz liegt bei etwa 350 Hz.

Es wurde im Freistrahle ohne Düse oder Anbauten gemessen.

Zum Speichern der Daten und zur Signalverarbeitung wurde eine HP-Workstation mit der Software PAK (Prüfstand-Akustik-System) verwendet. Die Meßdaten wurden auf MOD (Magneto-Optical Discs) gespeichert.

Ein Mikrophon (Mikrophon 1) wurde zum Schutz der Membran gegen den Staudruck der Strömung mit einem Nasenkonus versehen und direkt im turbulenten Freistrahle positioniert. Mikrophon 2 wurde im Randbereich der Scherschicht befestigt, Mikrophon 3 im Fernfeld.

Es wurden Messungen sowohl im hohen als auch im unteren Frequenzbereich durchgeführt. Die Spektren wurden im hohen Frequenzbereich (kHz-Bereich) 100 Mal, im tiefen Frequenzbereich (einige Hundert Hz) 20 Mal gemittelt.

8.1.1 Ergebnisse

Die Spitzenwerte im Fernfeld finden sich in den gemessenen Frequenzspektren bei geringen Frequenzen. Sie liegen im Fernfeld bei etwa 120 dB, in der Strömung bei etwa 130 dB. Der Pegel der turbulenten Schwankungsbewegung im Freistrah übersteigt den der Druckschwankungen im Fernfeld und in der Scherschicht. Rotor- oder Blattfolgefrequenz sind nicht sicher zu identifizieren. Da es sich um Radialgebläse handelt, prägen sich Rotor- und Blattfolgefrequenz der Strömung nicht auf.

8.1.2 Spektren

Der Lärm im Fernfeld ist bedingt mit den in der Strömung gemessenen Drucksschwankungen korreliert.

Im Freistrah wird ein für stochastisch turbulente Strömung typisches Frequenzspektrum in der Form $1/\ln(f)$ gemessen (Abbildung 8.15). Der Signalpegel überdeckt den der Druckschwankungen, die in der Scherschicht und im Fernfeld gemessen wurden.

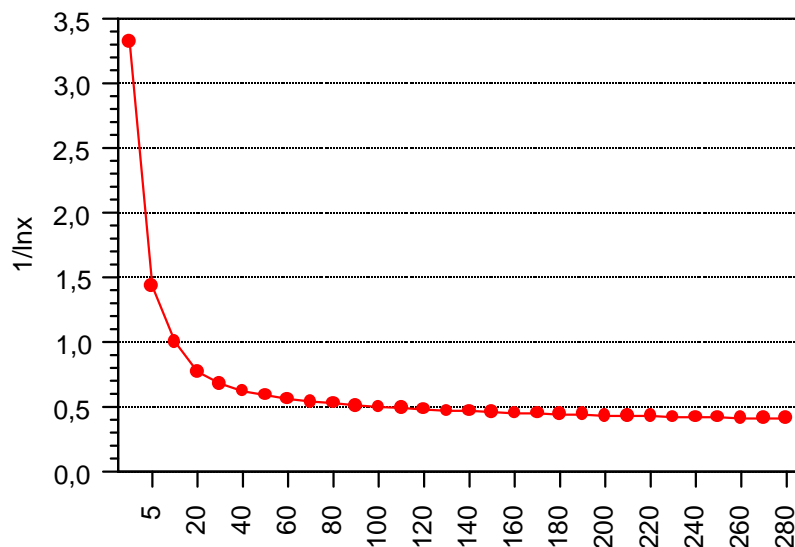


Abbildung 8.15 $1/\ln(f)$ -Verteilung

8.1.3 Weitere Ergebnisse

Die Rostemission der DLZ ist am stärksten während der Betätigung der Dralldrosseln und im Hochlauf.

Anmerkung: Ein weiteres Ergebnis der Voruntersuchungen ist, daß MODs ein unzuverlässiger Datenspeicher sind. Die Festplatte am VXi System besitzt mit 2 GB eine relativ geringe Kapazität zur Speicherung von Meßdaten. Die Daten werden nach einem Meßtag auf MOD gesichert und von der Platte gelöscht, um Speicherplatz für neue Meßdaten zu schaffen. Während der Voruntersuchungen gingen mehrmals auf MODs gespeicherte Daten verloren. Rücksprache mit BMW Rolls-Royce ergab, daß dort bereits

ähnliche Probleme aufgetreten sind. Leider sind die Daten zur Lärmmessung verlorengegangen, so daß nur wenige Abbildungen zur Untermauerung der Ergebnisse vorliegen. Es steht noch die während der Messung entstandene Dokumentation zur Verfügung.

8.2 Interpretation

Instabile Strömungen reagieren empfindlich auf hohe Lärmpegel. Zu den instabilen Strömungen gehören z. B. Scherschichten, die auf bestimmte Frequenzen als Verstärker reagieren.

In der Ringgitterkonfiguration können verschiedene periodische Strömungsmuster auftreten. Grenzschichtablösungen, laminar oder turbulent, eventuell auch Ablösungen von den Profilverdichtungen, sind freie Scherschichten und können durch Schalldruck getriggert werden. Kármánsche Wirbelstraßen gelten als relativ stabil, können aber durch Schalldruck im geeigneten Frequenzbereich beeinflußt werden. Die Strouhalzahl einer Wirbelstraße hängt gewöhnlich in bekannter Weise von der Reynoldszahl ab. Geht eine Wirbelstraße in Wechselwirkung mit dem System, ist dieser Zusammenhang nur noch eingeschränkt gültig.

Anmerkung:

Der laminar-turbulente Umschlag einer Grenzschicht ist ein wesentliches Kriterium für das Ablöseverhalten der Strömung. Grenzschichten reagieren hinsichtlich des laminar-turbulenten Umschlags empfindlich auf Lärm. Da im Ringgitterversuch die Strömung im Stator einer Turbomaschine simuliert wird, ist ein hoher Lärmpegel aus Gründen der Ähnlichkeit für die Grenzschichtentwicklung nicht als ungünstig zu werten.

Die gemessenen tieffrequenten Druckschwankungen hohen Pegels (unter 5 Hz, 130 dB) sind durch Einbauten o. ä. nicht zu eliminieren. Sie werden intensiv als Körperschall wahrgenommen.

9 Messungen am Ringgitterkanal

Ein positiver Druckgradient wirkt auf Grenzschichten destabilisierend. An Verdichtergittern entstehen aus diesem Grund sogenannte Strömungsinstabilitäten. Sie äußern sich durch instationäre Strömungsphänomene, häufig durch instationär-periodische. Um diese Effekte am Ringgitterkanal zu studieren, wird im wesentlichen der instationäre Wanddruck gemessen. Dazu wird mit piezoresistiven Druckaufnehmern gearbeitet. Parallel dazu werden Signale der Schaufelschwingungen mit DMS-Halbbrücken an den Schaufelfüßen gemessen.

Die Signale der instationären Aufnehmer erlauben die Einordnung der Gitterströmung hinsichtlich ihrer Stabilität. Die Voraussetzung ist, daß während des Experiments Parameter voneinander getrennt variiert werden. Im folgenden wird die Kontrolle der Parameter während der Messung geschildert.

9.1 Druckluftversorgung

Um in der Meßstrecke des Ringgitterkanals mach- und reynoldsähnliche Verhältnisse zu schaffen, müssen die drei Radialverdichter der Druckluftanlage parallel gefahren werden. Es ergeben sich 4,5 kg/s Massenstrom bei einem Druckverhältnis von 2. Um die Stabilität der Strömung im Gitter zu untersuchen, wird bei sonst konstanten Anströmbedingungen der Anströmwinkel variiert. Dazu ist eine Umstaffelung des Vordrallgitters erforderlich. Für steigende Umlenkung am Vordrallgitter wird der durchströmte Querschnitt in axialer Richtung verringert; damit werden die drei parallel geschalteten Radialverdichter gedrosselt. Daher ist ein Nachregeln des Massenstroms mit Hilfe der Dralldrosseln der Verdichter erforderlich, um konstante Anströmbedingungen zu gewährleisten.

Die Einstellung eines Betriebspunkts am Gitter geschieht nach folgenden Prozedur: Zunächst wird der Staffelungswinkel des Vordrallgitters eingestellt. Der Anströmwinkel des Verdichtergitters und die Anströmreynoldszahl werden gemessen. Die Dralldrosseln der Verdichter werden nachgeregelt, so daß die ursprüngliche Anströmreynoldszahl erreicht wird. Abweichungen von maximal 7 % waren nicht zu vermeiden, liegen aber innerhalb der Toleranz des Gesamtsystems. Um zu verhindern, daß die Verdichter die Stabilitätsgrenze erreichen und ihrerseits ins Pumpen fahren, wird während der Meßreihen der Staffelungswinkel des Vordrallgitters verkleinert und damit der durchströmte Querschnitt vergrößert. Die Meßreihen beginnen mit dem größten Staffelungswinkel des Vordrallgitters; während der Messung wird entdrosselt.

Der maximale Staffelungswinkel der Vordrallgitters beträgt für drei parallel geschaltete Verdichter 52°, für zwei parallel geschaltete Verdichter 60°.

Darüber hinaus wurden auch Meßreihen bei stark reduziertem Durchfluß gefahren, im wesentlichen, um laminare Grenzschichtablösungen an den Schaufelvorderkanten zu provozieren. Im folgenden wird ein Überblick über die Parameter gegeben, die den Betriebspunkt bestimmen.

9.2 Parametervariationen

Der Betriebspunkt wird definiert durch den Anströmwinkel des Verdichtergitters, die Mach- und die Reynoldszahl. Die Kennzahlen können mit Hilfe der tabellierten Parameter variiert werden.

9.2.1 Staffelungswinkel der drei Gitter

Drosselgitter	Vordrallgitter	Verdichterstator
0°	20°	20°
15°	21°	21°
...90°	...67°	...67°

Tabelle 9.1 Staffelungswinkel der drei Gitter

9.2.2 Strömungsversorgung

Zahl der Verdichter	Schaltung	Dralldrossel	Drehzahl von V1	Drehzahl von V2, V3	Temperatur	Bypass
1, 2, 3	Einzel, parallel oder in Reihe	-20°... 20°	0 U/min ...3000 U/min	fest	20°C... 90°C	0 ... 100 %

Tabelle 9.2 Parameter der Verdichterezentrale

9.3 Meßkette

Die folgende Abbildung gibt einen Überblick über die Meßkette für die instationären Untersuchungen. Signale von DMS und instationären Druckaufnehmern werden zunächst verstärkt und gelangen dann über BNC in die Meßkabine. Wegen der ausgeprägten Störumgebung wurden Meßsignale nach Möglichkeit nicht über längere Strecken geleitet. Die Messungen wurden aus Sicherheitsgründen von der Meßkabine aus verfolgt.

Die Einstellung des Staffelungswinkels erfolgte über einen Stellmotor, die Kontrolle des Staffelungswinkels parallel mit zwei Verfahren. Zum einen wurde ein zwischen Schaufelflansch und Verstellring montiertes und kalibriertes Potentiometer verwendet, zum zweiten ein parallel zur Schaufelsehne montierter Miniaturlaser (Abbildung 6.3 im Kapitel Konstruktion). Beide Signale, das Videobild des Laserlichtpunkts auf der Skala und das Spannungssignal des Potentiometers, wurden in die Meßkabine geleitet.

Die Datenanalyse erfolgte online während der Messung mit Hilfe des Prüfstand-Akustik-Systems (PAK), einer kommerziellen Signalverarbeitungssoftware. Gleichzeitig wurden Daten digital zur Offline-Analyse auf 8-mmVideoband abgelegt.

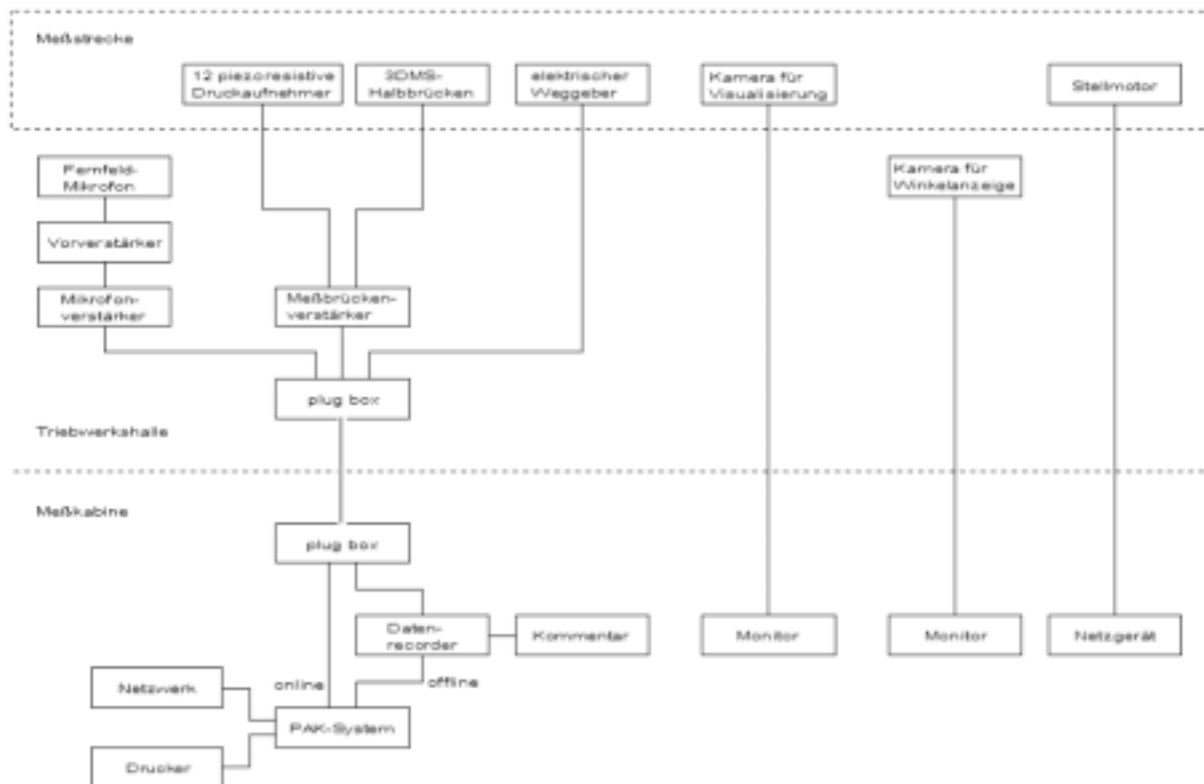


Abbildung 9.3 Blockschaltbild der gesamten Meßkette

10 Signalverarbeitung

Die Signale wurden fast ausschließlich im Frequenzbereich ausgewertet. Hohe Strömungsgeschwindigkeiten, starke Einstreuungen und stark instationäre Strömung haben einen hohen Rauschpegel zur Folge. Daher muß zur Identifikation der deterministischen Signalanteile gemittelt oder korreliert werden. Autoleistungsspektren und Kreuzleistungsspektren werden im PAK gemäß Bendat [1993] berechnet.



Abbildung 9.4 HP Workstation mit PAK und TEAC Datenrekorder

10.4 Die Untersuchung des stationären Feldes der Wandschubspannung

10.4.1 Erste Ablösungen der Profilgrenzschicht

In den numerischen Parameterstudien, die für das Profil des Ringgitters durchgeführt wurden (siehe Kapitel „Auslegung“), löst die Strömung bei einem Anströmwinkel von 51° bei etwa 50 % der Sehnenlänge saugseitig ab. Der Umschlag findet kurz hinter der Vorderkante statt.

10.4.2 Interpretation der stationären Wandstromlinienbilder

Der Verlauf der zeitlich gemittelten Wandstromlinien zeigt eine Ablöselinie auf der Schaufelsaugseite bei etwa 50 % Sehnenlänge. In diesem Bereich verläuft die Strömung weitgehend zweidimensional, von einem schmalen Bereich in Naben- und Gehäusenähe abgesehen. An der Nabe bildet sich ein Spaltwirbel aus. Am Gehäuse entsteht ein Eckenwirbel, dessen Ausprägung von den konstruktionsbedingten Spalten im vorderen und hinteren Bereich der Schaufel beeinflusst wird. Diese Wirbelstrukturen verengen die Passage für die ungestörte Strömung (Abbildung 10.1).

Im gesamten hinteren Bereich der Schaufelsaugseite ist das Rückströmgebiet zu erkennen. Fluid wird wandnah um die Hinterkante herum von der Druck- auf die Saugseite transportiert (Abbildung 10.1). Zum Teil wird es von den Wirbelstrukturen an Nabe und Gehäuse aufgenommen, zum Teil wird es in ein Wirbelsystem transportiert, das im hinteren Bereich der Schaufelsaugseite in den Wandstromlinien zu erkennen ist.

Dem Verlauf der Wandschubspannungslinien auf der Druckseite der Schaufel (Abbildung 10.1) ist zu entnehmen, daß die wandnahe Strömung in der Mitte des Schaufelkanals näherungsweise zweidimensional verläuft. In Nabennähe werden Wandstromlinien zum Spalt hin abgelenkt. Am Gehäuse kann man den Eckenwirbel erkennen. Die Strömung liegt druckseitig über die gesamte Sehnenlänge an. Die Grenzschicht ist turbulent, die Wandschubspannung hoch.



Abbildung 10.1 Saugseite der Verdichterschaufel für einen Anströmwinkel von 51° (links) und Druckseite der Schaufel (rechts)

Im Gehäuse befindet sich ein kleiner Passagenwirbel (Abbildung 10.2), der durch die Profilablösung induziert wird. Der Fußpunkt ist im Gehäuse auf der Höhe der Schaufelhinterkanten zu erkennen. Die zur Schaufelverstellung erforderlichen Gehäusespalte unterdrücken dessen Entwicklung. Von Schulz wird dieser Wirbel im Zusammenspiel mit einem Wirbel auf der Schaufelsaugseite als Ringwirbel interpretiert [Schulz 1989]. Hinter den Schaufeln zeichnet sich eine Ablöselinie im Gehäuse ab, die sich nach einigen Schaufelsehenlängen verliert.

Der Anströmwinkel der Verdichterschaufeln ist an der Nabe größer als am Gehäuse. Daher sind die Schaufeln an der Nabe höher belastet. In Abblidung 10.3 sieht man auf der Nabe den Fokus eines Wirbels, der an den Anfahrwirbel eines Tragflügels erinnert.

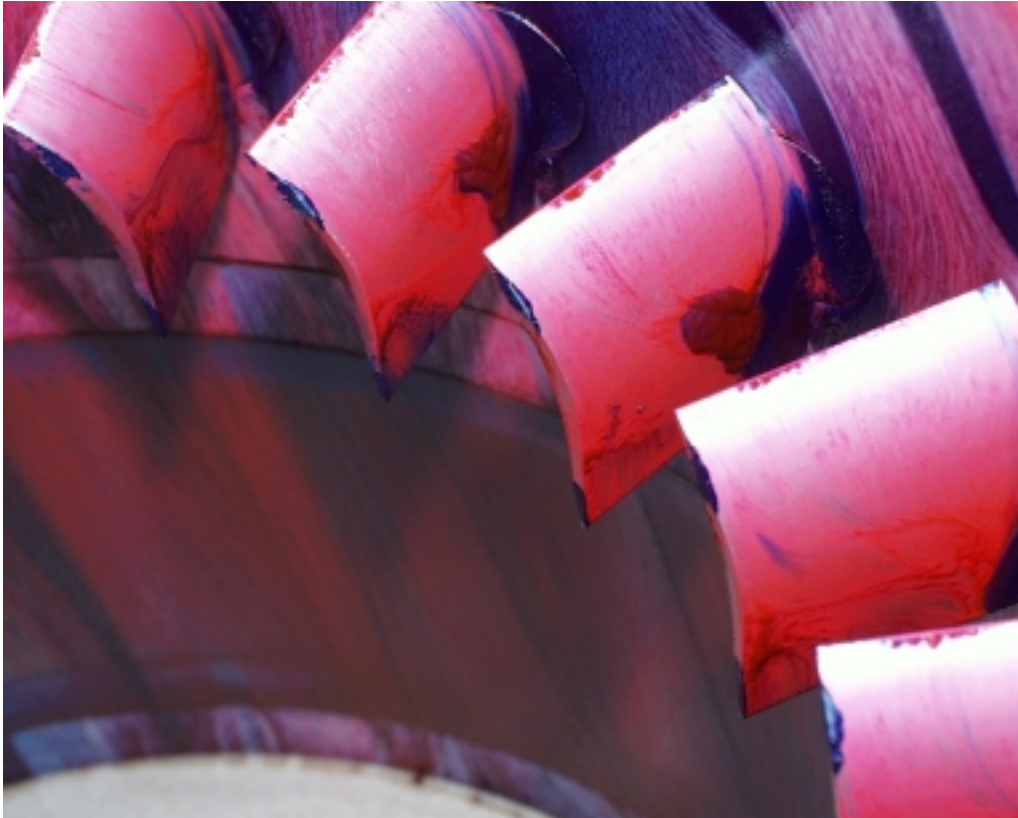


Abbildung 10.2 Blick auf Schaufelsaugseiten und Gehäuse bei ausgebautem Nabenkörper



Abbildung 10.3 Anstrich der Nabe bei ausgebautem Verdichtergitter, Strömung von rechts, exemplarisch ist unten im Bild die Position eines Verdichterprofils eingefügt

10.5 Umlaufende Störungen

Für einen Anströmwinkel von 60° (Auslegungsanströmwinkel: 45°) werden in instationären Messungen (Kapitel „Analysen“) umlaufende Druckstörungen erfaßt.

10.5.1 Interpretation der Wandschubspannungslinien

Der laminar-turbulente Umschlag findet auf der Profilsaugseite unmittelbar hinter der Vorderkante der Schaufeln statt (Abbildung 10.4). Bei ungefähr einem Sechstel der Sehnenlänge löst die Grenzschicht ab. Bis zur Ablöselinie verläuft die Strömung weitgehend zweidimensional. Der Spaltwirbel an der Nabe und der Eckenwirbel im Gehäuse zeichnen sich ab. Im Ablösegebiet gibt es wandnah eine Rückströmung. Fluid von der Druckseite wird um die Hinterkante der Schaufel herum auf die Saugseite transportiert. Außerdem wird die Schaufelvorderkante von der Druck- auf die Saugseite umströmt. Die Wandstromlinien auf der Druckseite der Schaufel sind durch die Spaltströmung an der Nabe stark deformiert.

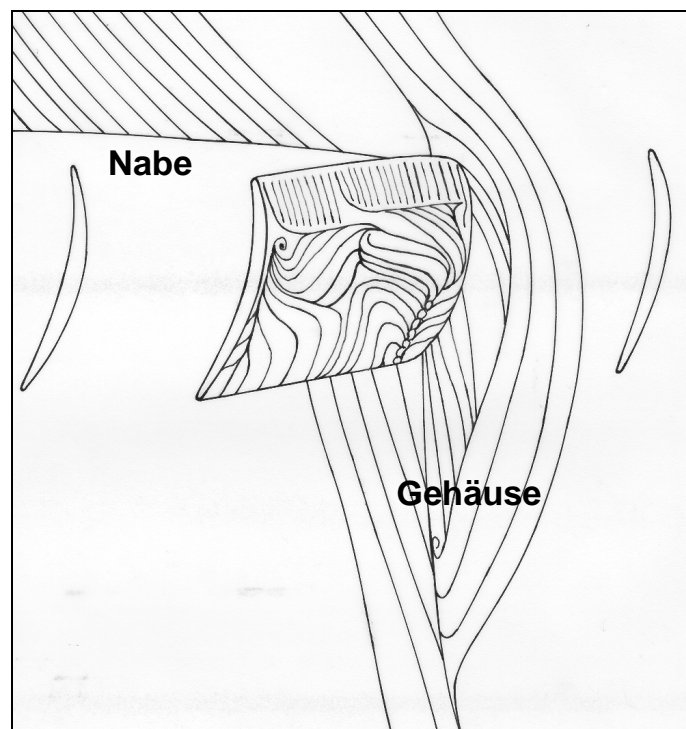


Abbildung 10.4 Wandstromlinien an Nabe, Schaufel und Gehäuse, Anströmwinkel 60°

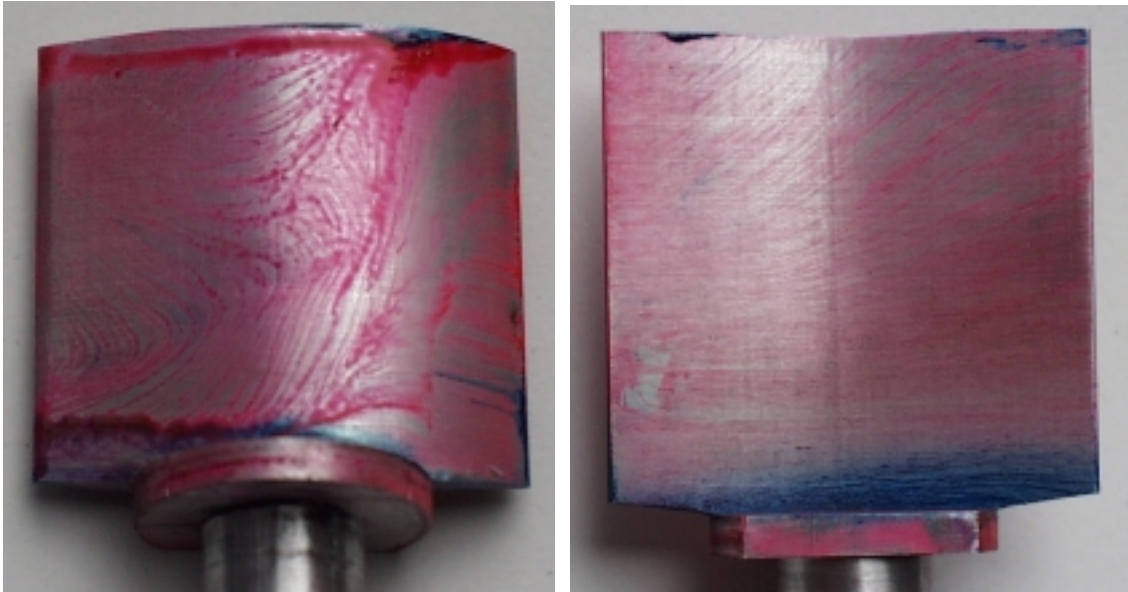


Abbildung 10.5 Schaufelsaugseite (links) und Druckseite (rechts), Anströmwinkel 60°

Die wandnahe Strömung an der Nabe (bei Rotoren am Gehäuse) wird im hochbelasteten Gitter maßgeblich durch die Dynamik des Spaltwirbels bestimmt [Saathoff 1999]. Hinter der Ablöselinie der Nabengrenzschicht spielen sich in den Schaufelpassagen stark instationäre Vorgänge ab; hier liefert der Anstrich kein deutliches Bild der wandnahen Strukturen. Auf den Schaufelsaugseiten sammelt sich Farbe, die von den Druckseiten der Schaufeln durch den Nabenspalt auf die Saugseiten transportiert wurde. Darüber hinaus scheinen Sekundärströmungen um die Vorderkanten herum und durch den vorderen Gehäusespalt hindurch vorhanden zu sein.

Bevor die Nabengrenzschicht das Verdichtergitter erreicht, löst sie bereits ab. Im Anstrich und im Teilanstrich wird die Ablöselinie der Nabengrenzschicht vor den Schaufelvorderkanten visualisiert.

Abbildung 10.11 zeigt ein Teilanstrichbild. Wandstromlinien an der Nabe sind visualisiert worden. Das Verdichtergitter ist ausgebaut. Für das Teilanstrichbild wurde das Vordrallgitter mit roter Farbe präpariert. Die Farbe wird vom Vordrallgitter ausgehend mitgerissen und visualisiert Wandschubspannungslinien der Anströmung an der Nabe. Kurz vor dem Verdichtergitter bildet sich eine Ablöselinie aus.

Die Farbe ordnet sich in einem regelmäßigen und leicht gewellten Ring um die Nabe herum an. Da wegen der hohen Wandschubspannungen im Ringgitterkanal Farbe mit großer Zähigkeit verwendet wurde, kann ein Transport durch Schwerkrafteinflüsse ausgeschlossen werden. Die dreidimensionale, abgelöste Strömung im Verdichtergitter stellt offenbar in Nabennähe einen Transportmechanismus in Umfangsrichtung bereit.

Im Gehäuse ist die Strömung weniger stark belastet. Ein Wirbelfußpunkt kann zwischen den Schaufeln im Gehäuse ausgemacht werden. Dieser Wirbel wird durch die Ablösung der Profilgrenzschicht induziert.



Abbildung 10.6 Schaufelzugseiten und Gehäuse bei ausgebautem Nabenkörper

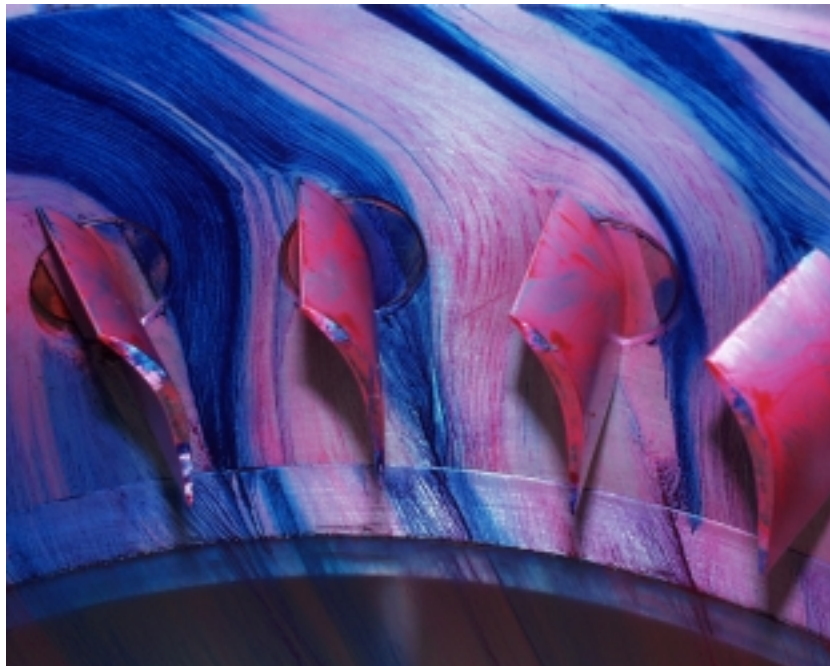


Abbildung 10.7 Blick ins Gehäuse bei ausgebautem Nabenkörper

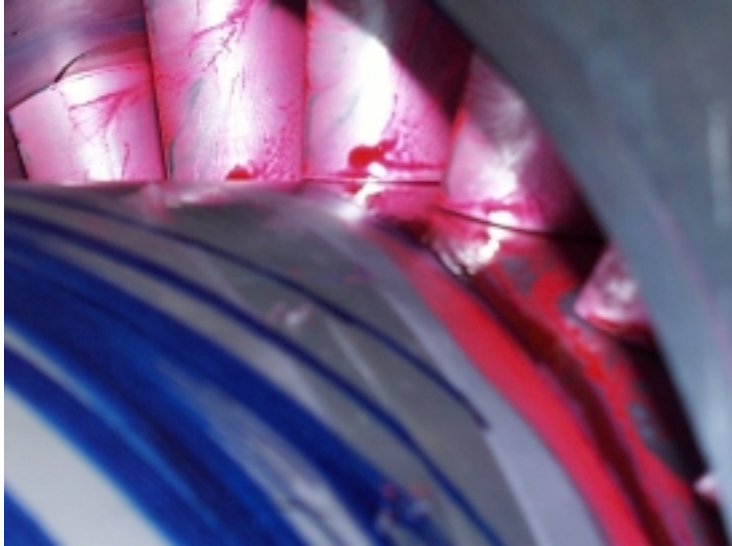


Abbildung 10.8 Blick auf Nabe und Verdichtergitter (Schaufelsaugseiten), Ablöselinie der Nabengrenzschicht vor den Schaufelvorderkanten, Spaltwirbeldynamik



Abbildung 10.9 Teilanstrichbild der Schaufelsaugseite

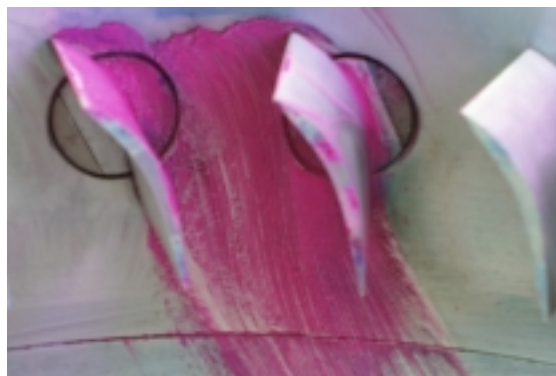


Abbildung 10.10 Teilanstriche, Blick ins Gehäuse; links: vom Vordrallgitter ausgehend mitgerissene Farbe, rechts: Teilanstrich des Verdichterschaufelkanals



Abbildung 10.11 Teilanstrich, Blick auf die Nabe bei ausgebauten Gittern. Ablöselinie der Nabengrenzschicht vor den Schaufelvorderkanten (Position des Verdichtergitters links der Ablöselinie)

10.6 Umfangskoppelung der Kanäle

10.6.1 Zur Durchführung des Versuchs

Nabe und Vordrallgitter wurden mit blauer Farbe präpariert, der Nabenkörper rosa, das Verdichtergitter rot. Auf den Verdichterschaufeln findet sich nach dem Betrieb der Verdichter rote Farbe als Farbanstrich und blaue Farbe in erster Linie von den Vordrallschaufeln im Sinne des Farbeinspritzverfahrens.

10.6.2 Wandstromlinien an der Nabe

Zunächst wird deutlich, daß der Spaltwirbel der Vordrallgitterschaufeln nach etwa einer Sehnenlänge abgeklungen ist (Abbildung 10.13). Mit wachsender Lauflänge wird der Strömungswinkel an der Nabe größer. Vor dem Verdichtergitter besteht eine markante Differenz im Anströmwinkel an Nabe und Gehäuse. Zylindrische Vordrallschaufeln und die vergleichsweise lange Strecke zwischen Vordrallgitter und Verdichtergitter haben zur Folge, daß sich ein stark deformiertes Geschwindigkeitsprofil herausbilden kann. Die Verdichterschaufeln sind daher in Nabennähe höher belastet als am Gehäuse.

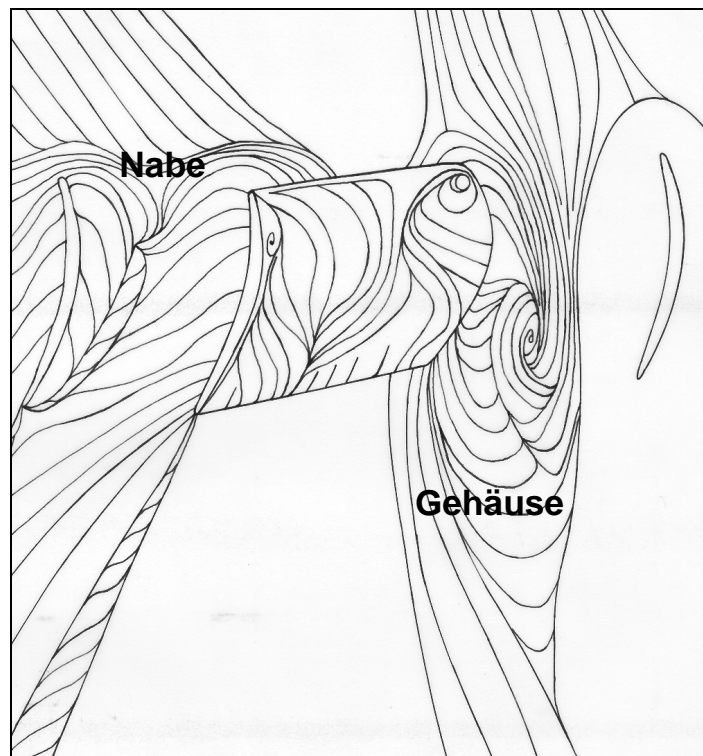


Abbildung 10.12 Wandstromlinien an Nabe und Gehäuse

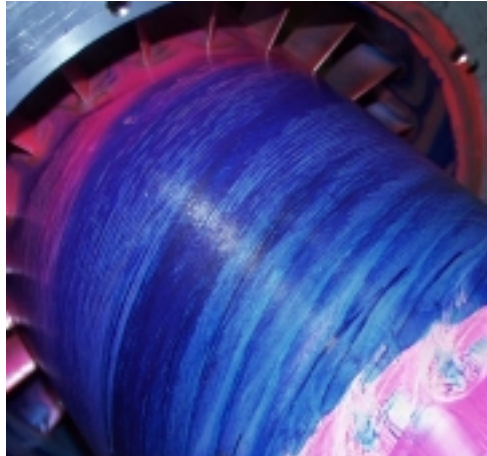


Abbildung 10.13 Wandstromlinien an der Nabe bei ausgebautem Vordrallgitter – Blick auf das Verdichtergitter, Vergrößerung des Anströmwinkels mit der Lauflänge, Abklingen des Spaltwirbels der Vordrallschaufeln, Kapselung des Schaufelkanals am Verdichtergitter

10.6.3 Kapselung des Schaufelkanals

An der Nabe bildet sich einige Millimeter vor den Vorderkanten eine Ablöselinie der Verdichterschaufeln aus (Abbildungen 10.12, 10.13). Blaue Farbe von der Nabe kann nicht in das Verdichtergitter eintreten und ordnet sich in einer leicht gewellten Grenzlinie vor dem Gitter an. Spuren von blauer Farbe gelangen aus dem Feld durch die Spaltströmung in den Bereich der Schaufelpassagen und kennzeichnen eine Ablöselinie in der Mitte der Passage in Hauptströmungsrichtung.

10.6.4 Grenzschichtablösung auf der Profilsaugseite

Im Blick auf das Gehäuse bei ausgebauter Nabe werden ein Staupunkt und eine Ablöselinie einige Millimeter vor den Vorderkanten sichtbar. In der Passage befindet sich der Fokus eines Wirbels, der Fluid aus der Strömung in Hauptströmungsrichtung, aber auch durch die konstruktiv bedingten Gehäusespalte im vorderen und hinteren Bereich der Schaufel von der Druckseite der Schaufel saugt. Weiterhin finden sich Wandschubspannungslinien, die zeigen, daß Fluid aus dem druckseitigen Bereich um die Profilverkante herum in den saugseitigen Bereich und schließlich in den Wirbel hinein transportiert wird. Der Einflußbereich des Wirbels stromab wird durch Ablöselinien begrenzt. Diese Ablöselinien sind noch einige Sehnenlängen hinter dem Verdichtergitter erkennbar; der Abstand der Ablöselinien in Umfangsrichtung nimmt in Strömungsrichtung ab.

Die Profilhrenzschicht ist an der Vorderkante saugseitig abgelöst (Abbildung 10.14). Die Saugseite der Schaufeln wird entgegen der Hauptströmungsrichtung umströmt. Die Druckseiten der Schaufeln weisen anliegende Strömung hoher Wandschubspannung auf. Fluid wird um die Hinterkante auf die Saugseite der Schaufeln transportiert. Auf der Saugseite befinden sich die Fußpunkte zweier Wirbel. Ein kleinerer Spaltwirbel beginnt in Nabennähe, ein größerer Wirbel befindet sich am vorderen Gehäusespalt. Fluid von der Druckseite wird in diese Wirbel transportiert und löst ab. In der Nähe des Schaufelmittelschnitts verläuft eine Anlegelinie. Zwischen den Wirbeln findet ein Transport zur Schaufelvorderkante statt. Kurz vor Erreichen der Vorderkante löst die Strömung ab. Eine Ablöselinie verläuft parallel zur Vorderkante. Es wird vermutet, daß der konstruktiv bedingte Gehäusespalt die Vorderkantenumströmung von der Druck- auf die Saugseite reduziert.

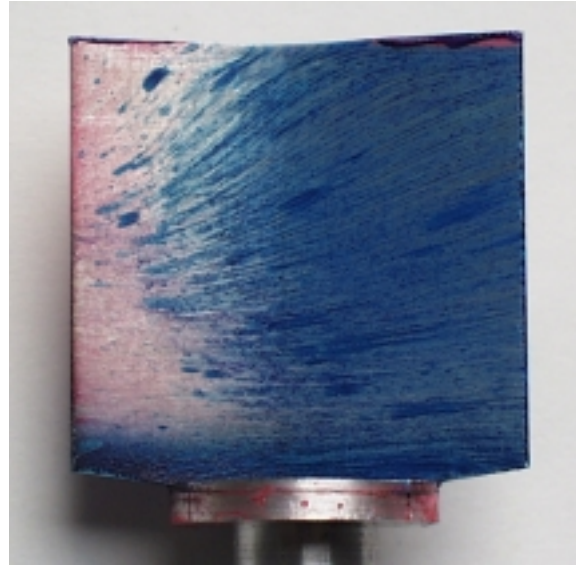
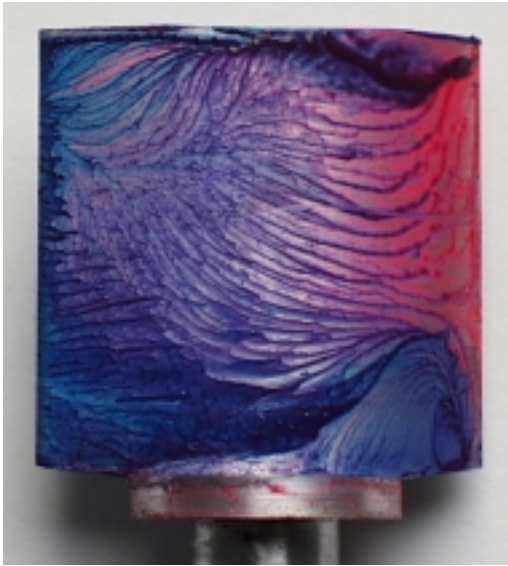


Abbildung 10.14 Verdichterschaufel – Saugseite (links), Strömungsrichtung von rechts; Druckseite (rechts), Strömungsrichtung von links



Abbildung 10.15 Blick in das Verdichtergitter (links), Vorderkantenablösungen; Blick in die Schaufelpassage bei ausgebauter Nabe (rechts), Passagenwirbel

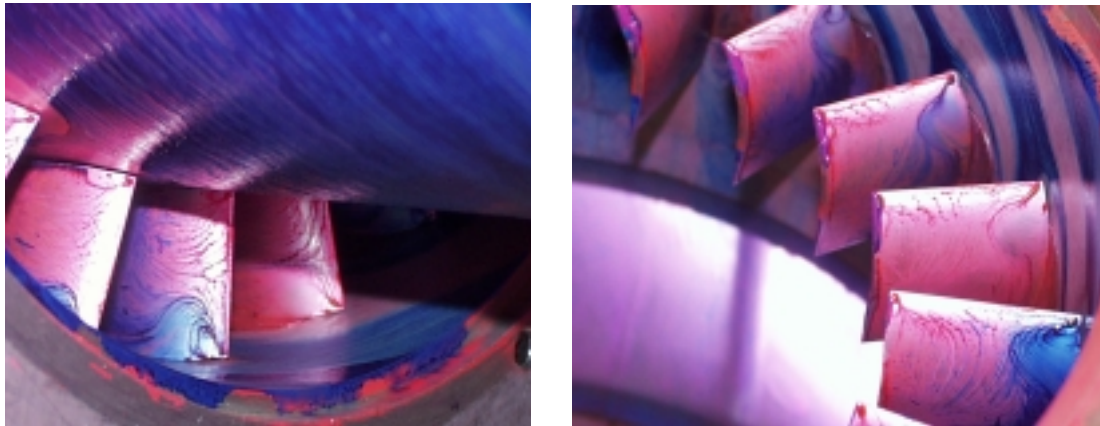


Abbildung 10.16 Blick in das Verdichtergitter (links) – bei ausgebaute Nabe (rechts)

10.6.5 Spalteffekte

Die Wandstromlinien an der Nabe reproduzieren sich nicht vollständig von Schaufelkanal zu Schaufelkanal. Es wird vermutet, daß die Vorgänge stark instationär sind. Wandschubspannungen sind sehr gering. Vermutlich verläuft hier eine im Verhältnis zur Anströmung sehr langsame Sekundärströmung. Vor den Vorderakten verläuft eine Ablöselinie. Dahinter sammelt sich blaue Farbe an, die vom Vordrallgitter ausgehend in die Schaufelkanäle transportiert wurde. Zwischen den Schaufelpassagen findet ein intensiver Queraustausch statt; der Mechanismus der Koppelung ist nicht klar erkennbar. Möglicherweise handelt es sich um eine Bewegung von der Vorderkante der einen Schaufel zur Hinterkante der nächsten.

Die Spaltströmung (Abbildung 10.17) entsteht durch die Druckdifferenz zwischen Druck- und Saugseite der Schaufeln. Die Gitterabströmung wird durch das induzierte Geschwindigkeitsfeld verändert.

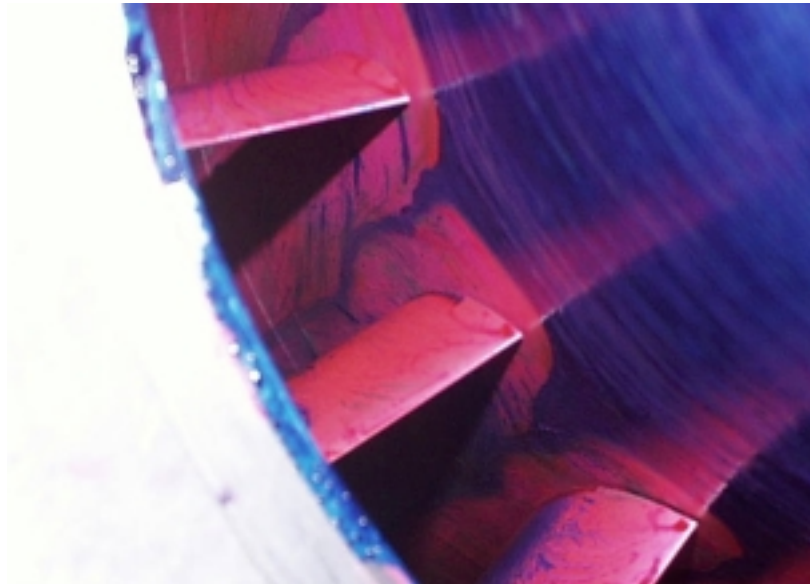


Abbildung 10.17 Einfluß des Nabenspalts am Verdichtergitter

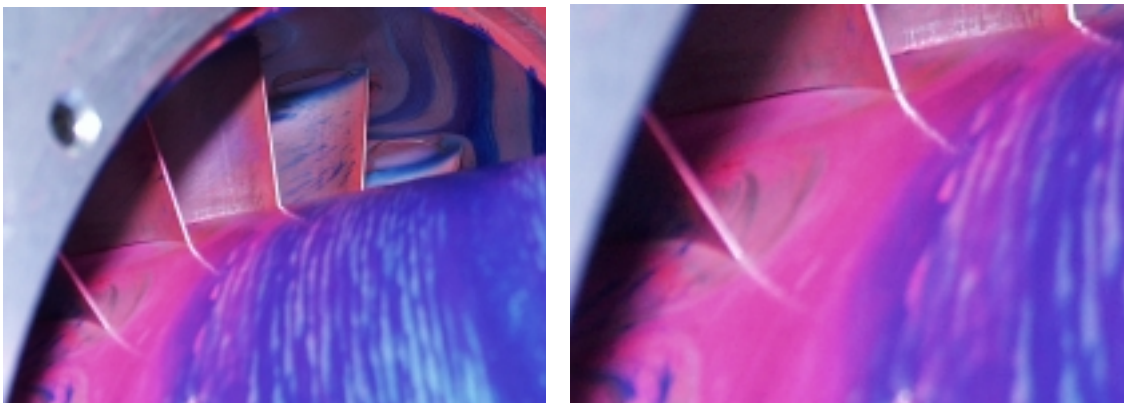


Abbildung 10.18 Blick in das Verdichtergitter – links: Wandstromlinien am Nabenspalt; rechts: Vergrößerung des Spaltbereichs

Die Profilgrenzschicht löst saugseitig an der Vorderkante ab. Der Nachlauf ist noch einige Sehnenlängen hinter dem Gitter im Wandanstrich sichtbar. Die Strömung liegt druckseitig an, dadurch wird eine Umlenkung erreicht. Eine wichtige Rolle scheinen auch die abgelösten Grenzschichten an Nabe und Gehäuse zu spielen. Die Zirkulationen des Passagenwirbels und der beiden Spaltwirbel müssen im Gleichgewicht mit der Zirkulation der abgelösten Profilgrenzschicht stehen.

10 Stationäre Strömung - Anstrichbilder

10.1 Motivation

Die Bildung eines physikalischen Modells für einen dreidimensional-instationären Vorgang in der Fluidodynamik wird wahrscheinlich erst durch einen visuellen Eindruck der dreidimensionalen Strukturen möglich. Da die zeitlich und räumlich hochauflösende Vermessung eines Strömungsfeldes immer noch ein weitgehend ungelöstes Problem der Strömungsmessungstechnik ist, behilft man sich, wo auch die Numerik versagt, mit Kompromißlösungen, nämlich qualitativen, zeitlich mittelnden und/oder zweidimensional auflösenden Verfahren. Das Farbanstrichverfahren kann ein nützliches Mittel sein, Aufschluß über Strukturen in der stationären Strömung zu erhalten.

Die Strömung im hochbelasteten Verdichtergitter hat instationär-periodischen Charakter. Druckschwankungen in der Größenordnung einiger Hundert Hertz wurden in den Messungen des statischen Drucks an der Wand des Ringgittermodells detektiert. Ursache für die in den Wänden gemessenen Druckschwankungen sind aerodynamische Prozesse, aller Wahrscheinlichkeit nach Wirbelablösungen im Verdichtergitter. Die instationär aerodynamischen Prozesse am Gitter werden maßgeblich von Rohreigenmoden beeinflusst.

Das Verhalten der Farbe im Anstrich wird von der lokalen Wandschubspannung bestimmt. Die Zähigkeit der Farbe im Zusammenhang mit der Farbfilmstärke und dem Absolutwert der Wandschubspannung entscheiden, welchen Schwankungen der Wandschubspannung die Farbe zu folgen vermag.

Ist die betrachtete Strömung periodisch instationär und sind die Schwankungen der Wandschubspannungen kleine Abweichungen vom Mittelwert, können Anstrichbilder das Bild der zeitgemittelten Wandschubspannung qualitativ abbilden. Voraussetzung ist eine hohe Zähigkeit der Farbe, die gewährleistet, daß die Farbe den langsamen Prozessen folgt, sich aber bezüglich der schnellen Abweichungen vom zeitlichen Mittelwert träge verhält. In instationären Strömungen besteht die Gefahr, daß im Farbanstrichverfahren mit ungeschickt gewählten Farbzähigkeiten unterschiedlichste Abbilder der Wandschubspannungsverteilung generiert werden.

Ein Rückschluß vom zeitgemittelten Bild der Strömung auf die instationären Bewegungen ist unzulässig. Daher wird im folgenden eine Art „Indizienbeweis“ durchgeführt. Quellen für instationäre Strömung können im Strömungsfeld ihre Spuren in den zeitgemittelten Wandstromlinien hinterlassen und mit Hilfe des Anstrichverfahrens in Wandnähe identifiziert werden. Als Quellen sollen hier Ablöselinien und Fußpunkte von Wirbeln verstanden werden; diese werden zunächst als rein stationäre Strukturen verstanden. Aber Wirbel können periodisch ablösen oder zusammenbrechen (Vortex breakdown) [Lucas 1997], oder die Trajektorie eines Wirbels kann oszillieren [März 1998]. Eine Ablöselinie kann auf eine freie Scherschicht hindeuten, in der abgelöste Wirbel Schwankungen des statischen Drucks hervorrufen. In einem Nachlauf kann sich eine Kármánsche Wirbelstraße herausbilden.

Im Rahmen der Untersuchungen am Ringgittermodell wurde die zeitlich gemittelte, wandnahe Strömung mit Hilfe von Farbanstrich- und Einspritzverfahren untersucht. Die Verfahren erwiesen sich als geeignet, die globalen Eigenschaften der dreidimensionalen, wandnahen Strömung, den Zustand der Grenzschichten, den laminar-turbulenten Umschlag, Ablöselinien, Linien des Wiederanlegens und Fußpunkte von Wirbeln zu visualisieren.

10.1.1 Instationäre Sekundärströmungen

In den Randzonen an Nabe und Gehäuse entstehen infolge der Überlagerung von Profilgrenzschicht, Seitenwandgrenzschicht und Sekundärströmungen große Profilanstellwinkel, die das Umlenkverhalten der Gitter stark beeinflussen [Scheugenpflug]. Demzufolge entstehen Ablösungen zuerst in den Ecken, und zwar bereits in Betriebspunkten, die gemäß der zweidimensionalen Auslegung noch unkritisch sind. Sekundärströmungen bewirken eine Veränderung der An- und Abstömbedingungen nicht nur in unmittelbarer Wandnähe und wirken sich auch auf folgende Stufen aus. Im gleichen Maße, wie die stationären Verluste größer werden, verschlechtert sich das Stabilitätsverhalten der Maschine. Die Charakteristik der Verluste eines Verdichtergitters verhält sich gutmütig für kleine Staffelungswinkel, die Verluste werden aber groß für große Staffelungswinkel [Stark]. Im gleichen Maße nimmt die azimuthale Koppelung der Schaufelkanäle zu (siehe Kapitel „Analysen“).

Es gibt keinen Grund für die Annahme, daß trotz azimuthaler Koppelung der Schaufelpassagen in der hochbelasteten, verzögernden Kaskade sich die klassischen und in der Literatur häufig beschriebenen (stationären) Sekundärströmungen analog in jedem Schaufelkanal reproduzieren, aber keine stationäre oder instationäre Sekundärströmung in Umfangsrichtung, durch die die Schaufelpassagen kommunizieren, vorhanden sein soll. Bereits das einfache Modell von Emmons beschreibt einen Transportmechanismus für Masse und Impuls zwischen Schaufelpassagen, nach dessen Logik sich auch im Sinne einer (instationären) Sekundärströmung Masse und Impuls zwischen den Passagen fortbewegen könnte.

10.2 Beschreibung des eingesetzten Verfahrens

Farbanstrichverfahren liefern zeitlich gemittelte Verteilungen der Wandschubspannung, die qualitativ ausgewertet werden können. Am Ringgittermodell wurde sowohl das einfache Farbanstrichverfahren eingesetzt, als auch eine Kombination aus Anstrich- und Einspritzverfahren. Die Farbmischungen wurden auf Schaufeln, Gehäuse und Nabe aufgetragen. Um eine bessere Übersichtlichkeit zu schaffen, wurden für die vorliegenden Bilder Schaufeln und Wände des Verdichtergitters mit roter Farbe, Vordallschaufeln und Nabe mit blauer Farbe präpariert. Mitgerissene Farbe von Nabe und Vordrallgitter wird auf das rote Verdichtergitter gespritzt. Es entstehen Farbvisualisierungen sowohl nach dem Anstrich- als auch nach dem Einspritzprinzip.

10.2.1 Rezeptur

In der Literatur finden sich die verschiedensten Rezepturen für Farbmischungen zur Visualisierung von Wandschubspannungsverteilungen. Ingredienzien sind häufig exotisch (Mohnöl) oder giftig (Aceton). Als günstig hat sich für die vorliegenden Untersuchungen eine Mischung aus feinem Pigment und Maschinenöl erwiesen, die mit Petroleum verdünnt werden kann. Im Gegensatz zu klassischer Ölfarbe trocknet diese Mischung nicht an. Das Aufschwemmen der Farbe ist unkompliziert. Das beliebte Titandioxid (Malerweiß) liefert in Kombination mit der spiegelnden Oberfläche von Aluminium nur sehr unbefriedigende Ergebnisse, während Ruß, der auch für Anstrichvisualisierungen empfohlen wird, große Schwierigkeiten bei der Reinigung der Komponenten verursacht. Daher wurde für die vorliegenden Aufnahmen mit fluoreszierendem Pigment gearbeitet und mit UV-Licht beleuchtet.

Die Zähigkeit der Mischung schließlich muß an die lokale Wandschubspannung angepaßt werden. Es wird empfohlen, mit der zähesten Mischung zu beginnen und die Zähigkeit durch Verdünnung mit Petroleum langsam herabzusetzen.

10.3 Die Wahl der Betriebspunkte

Aus den Messungen des instationären Wanddrucks konnte folgendes beobachtet werden (siehe Kapitel „Analysen“):

Bei steigendem Anströmwinkel und sonst gleichen Bedingungen bildet sich aus dem glatten Amplituden- und Phasenspektrum im Auslegungspunkt zunächst ein modulierter Peak bei etwa 400 Hz aus. Eine weitere Erhöhung der Fehlanströmung führt zunächst zu einer Anhebung des Rauschpegels, ferner zu einer Ausbildung der ersten Harmonischen als tonales Signal. Wird der Anströmwinkel weiter erhöht, dominiert die erste Harmonische. Der Pegel wächst mit steigendem Anströmwinkel. In Abhängigkeit vom Strömungswinkel unterscheidet man drei verschiedene Muster im Frequenzbereich. Diese Muster reproduzieren sich bei unterschiedlichen Reynoldszahlen. Daher wurden Anstichbilder und Teilanstrichbilder bei zwei Reynoldszahlen und je drei repräsentativen Anströmwinkeln aufgenommen.

10.4 Ergebnisse

Die Strömung im Verdichterstator ist durch großräumige, dreidimensionale Strukturen geprägt. Die zeitgemittelte Grenzschichtentwicklung auf den Profilen kann nachvollzogen werden, ebenso die Entwicklung der Grenzschichten an Nabe und Gehäuse.

Die Umfangssymmetrie der Strömung als Voraussetzung für die Ausbildung rotierender Strukturen konnte nachgewiesen werden. Dreidimensionale Strukturen im Gitter, wie Blattspitzen- oder Hufeisenwirbel, konnten identifiziert werden.

11 Ergebnisse der instationären Messungen

In diesem Kapitel werden die Ergebnisse der experimentell-instationären Analysen der Ringgitterströmung vorgestellt. In der Hauptsache werden Signale des instationären Wanddrucks beschrieben und interpretiert. Der instationäre Wanddruck wird zur Charakterisierung des dynamischen Verhaltens und der Stabilität des Gesamtsystems herangezogen.

Die Wahl des Wanddrucks als Charakteristikum der Systemstabilität hat folgenden Vorteil: Mit den Schwankungen des Wanddrucks werden nicht nur lokale Störungen unmittelbar in Quellnähe gemessen, sondern auch Störungen, die sich im System ausbreiten. Ein wandbündig eingebauter Druckaufnehmer liefert ein globales Bild der Strömung. Resonanzeigenschaften des Systems können durch Druckmessungen erfaßt werden. Anders die Strömungsgeschwindigkeit oder die Wandschubspannung – diese Größen werden im wesentlichen lokal und in unmittelbarer Nähe zur aerodynamischen Quelle gemessen.

Das Ringgitter ist mach- und reynoldsähnlich zu Verdichtern in Flugtriebwerken. Daher ist die Geometrie des Ringraums für den Einsatz von Sonden nicht geeignet. Die Strömung im vergleichsweise engen Ringraum wird massiv durch die Verdrängungswirkung einer Sonde gestört. Weiterhin führen Wirbelablösungen am Sondenschaft zu Sondenschwingungen, die das Signal beeinflussen und sich auch auf die instationäre Strömung im Kanal auswirken können. Im Rahmen einer Voruntersuchung konnte ein erheblicher Lärmpegel im Fernfeld infolge periodischer Ablösungen am Sondenschaft einer Heißfilmsonde beobachtet werden, deren Ablösefrequenz mit einem Eigenmode des durchströmten Kanals koppelte.

Ein Nachteil der instationären Drucksignale gegenüber Hitzdraht- oder Heißfilmsignalen ist das schlechtere Signal-/Rauschverhältnis. Wandschubspannung oder Geschwindigkeit werden mit erheblich geringerem Rauschpegel gemessen. Die Analyse der Druckschwankungssignale wird daher im Frequenzbereich durchgeführt. Spektren werden 200 Mal gemittelt. Die Anzahl der Mittelungen richtet sich nach dem untersuchten Problem und ist im Einzelfall Ermessensfrage.

Um das Stabilitätsverhalten des Ringgitters in systematischer Form zu untersuchen und darzustellen, wird wie folgt vorgegangen

- Die instationäre Charakteristik des Gitters in Abhängigkeit von der Zuströmung wird vorgestellt.
- Instationäre Druckmessungen an Nabe und Gehäuse werden zueinander in Beziehung gesetzt, indem Umfangskorrelationen durchgeführt werden.
- Messungen der Druckschwankungen werden in Beziehung gesetzt zu Messungen der Wandschubspannung (exemplarisch) und Messungen der Schaufelschwingungen.
- Die Abstrahlung von Schall ins Fernfeld wird untersucht.
- Der Versuch einer Systematisierung der einzelnen Erscheinungen in Abhängigkeit vom Anströmwinkelbereich wird unternommen.
- Von der Anströmung abhängige und unabhängige Vorgänge werden voneinander getrennt.
- Systemresonanzen werden identifiziert und untersucht.
- Das Zusammenspiel von aerodynamischen Quellen und der Wellenausbreitung im Gesamtsystem wird untersucht.
- Darüber hinaus wird über eine Messung im Stator einer einstufigen axialen Strömungsmaschine berichtet.

11.1 Dramaturgie des Strömungsabrisses

Die folgenden Abbildungen 11.1, 11.2 und 11.3 zeigen Spektren der im Gehäuse und in der Nabe gemessenen Druckfluktuationen. Ausgehend vom stabilen Betrieb, wurde durch Umstaffeln des Vordrallgitters die Fehlanströmung des Verdichtergitters schrittweise vergrößert. In Abhängigkeit vom Anströmwinkel zeichnen sich in den Spektren markante Strukturen ab. Zum Teil sind die Störungen vom Anströmwinkel abhängig, zum Teil sind sie unabhängig von der Anströmung.

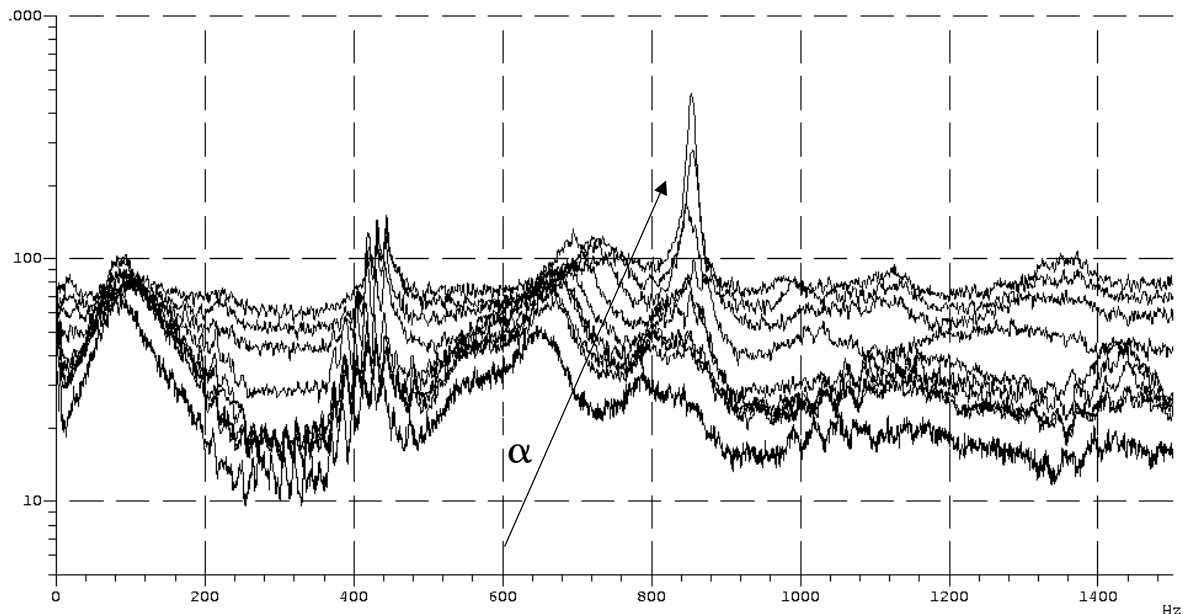


Abbildung 11.1 Wanddruckspektrum der Druckfluktuationen hinter dem Verdichtergitter im Gehäuse, bei steigendem Vordrallwinkel gemessen (Anströmwinkelvariation 45° bis 67°)

11.1.1 Beobachtungen

Weitgehend unabhängig vom gefahrenen Betriebspunkt liegt bei 127 Hz die erste Überhöhung im Frequenzspektrum des instationären Wanddrucks. Die Störung wird anströmwinkelunabhängig bei kleineren Fehlanströmungen gemessen, verliert sich aber bei größerer Fehlanströmung im Rauschen.

Drei weitere markante Bereiche zeichnen sich im Spektrum ab. Bei 420 Hz bildet sich ein System von schmalbandigen Peaks, dessen Maximum sich mit steigenden Anströmwinkeln in höhere Frequenzen verlagert. Dabei stehen die Einzelpeaks fest (Abbildung 11.2). Abstände zwischen den Einzelpeaks betragen 13 Hz.

Bei etwa 750 Hz fällt eine ebenfalls sehr breitbandige Überhöhung auf, die vom Anströmwinkel abhängt und bei hohen Anstellwinkeln im Rauschen verschwindet.

Bei der breitbandigen Überhöhung bei etwa 850 Hz könnte es sich um die erste Harmonische der Gruppe von Einzelpeaks handeln. Für sehr breitbandige Signale ist die Identifikation der höheren Harmonischen nicht vollständig gesichert. Das Maximum des zunächst ebenfalls sehr breitbandigen Signals verlagert sich mit steigendem Anströmwinkel in höhere Frequenzen. Bei maximaler Fehlanströmung hat sich aus dem bandbegrenzten Rauschen ein schmalbandigeres Signal hohen Pegels herausgebildet.

Der Rauschpegel steigt mit steigendem Anströmwinkel.

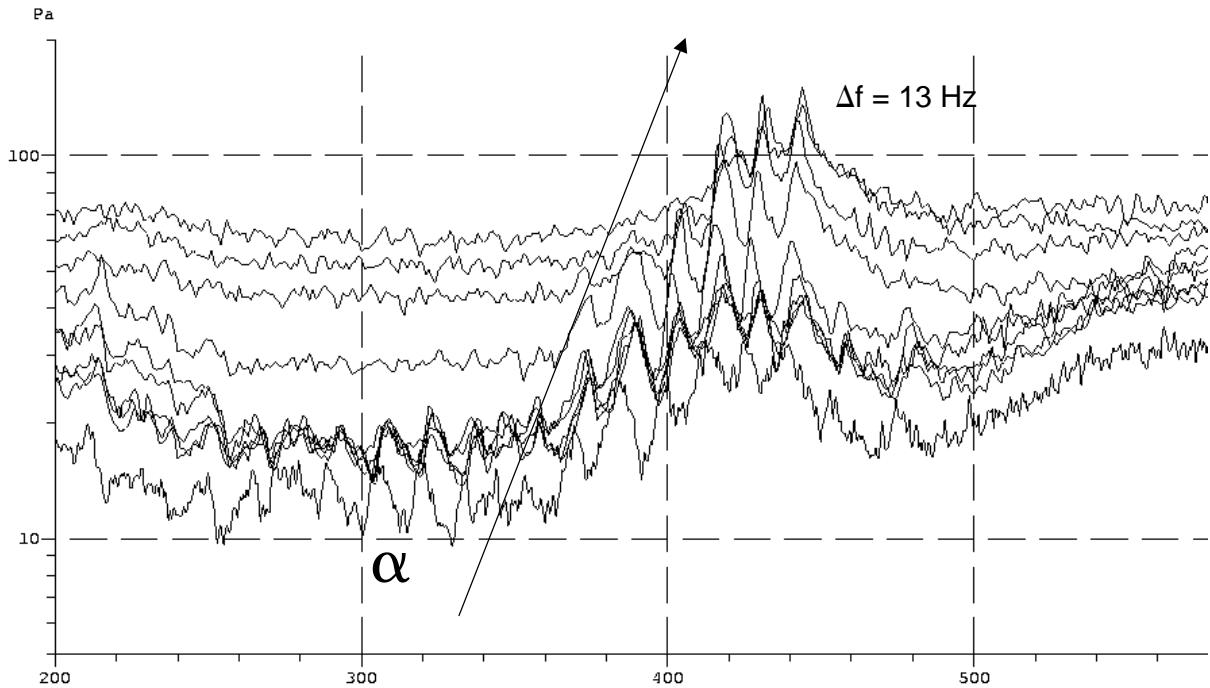


Abbildung 11.2 Kreuzleistungsspektrum der Druckfluktuationen im Gehäuse bei steigender Fehlanströmung: Gruppe von Einzelpeaks, höhere Harmonische der Axialresonanz des Gesamtsystems (vgl. Kapitel "Rohrresonanzen"). Vergrößerter Bereich aus Abbildung 11.1

11.2 Spektren der Druckfluktuationen in der Nabe, ausgehend vom stabilen Betrieb

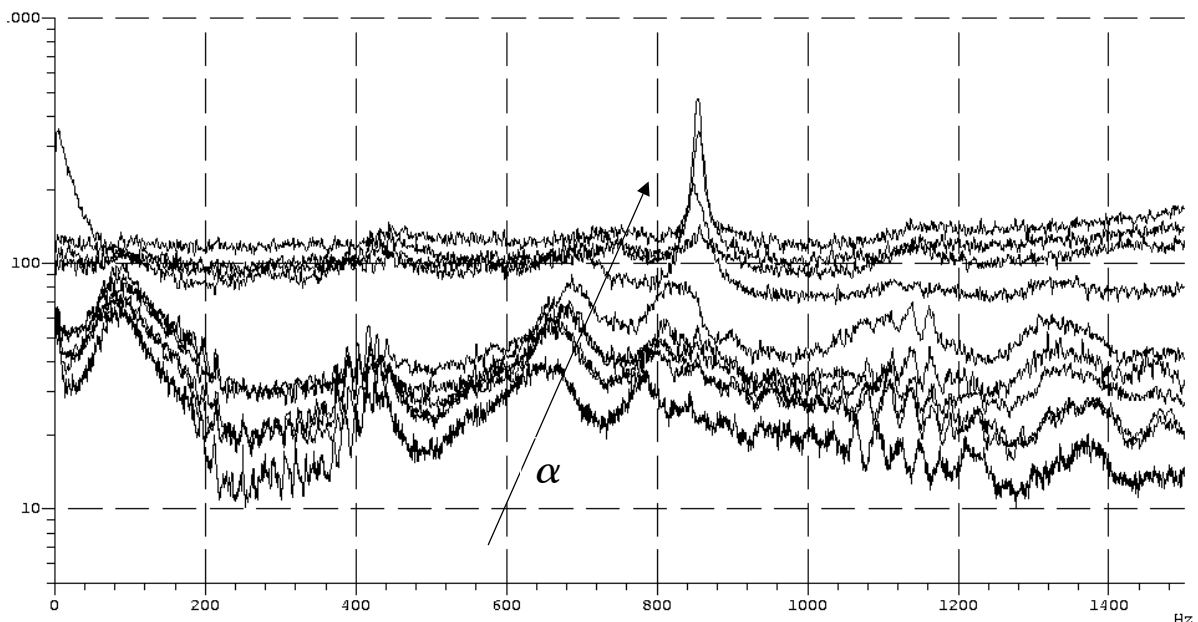


Abbildung 11.3 Wanddruckspektrum der Druckfluktuationen in der Nabe, bei steigendem Vordrallwinkel gemessen (Anströmwinkelbereich 45° bis 67°)

Die in der Nabe gemessenen Spektren (Abbildung 11.3) unterscheiden sich oberflächlich betrachtet zunächst kaum von den im Gehäuse gemessenen. Es finden sich die gleichen Muster wieder: Erhöhte Intensität bei 127 Hz, eine Gruppe von schmalbandigen Einzelpeaks

bei 420 Hz, bei 750 Hz eine breitbandige Störung, die vom Anströmwinkel abhängt und bei etwa 850 Hz ein schmalbandiger Peak bei maximalem Anströmwinkel. Zusätzlich wird eine breitbandige Überhöhung oberhalb von 1 kHz gemessen. Möglicherweise handelt es sich um die erste Harmonische des 750-Hz-Signals. Der Rauschpegel steigt mit steigendem Anströmwinkel stark an. Anders als bei den im Gehäuse gemessenen Druckschwankungen erfährt hier der Rauschpegel einen diskontinuierlichen Anstieg über einen kleinen Anströmwinkelbereich.

11.3 Schallabstrahlung ins Fernfeld

Der abgestrahlte Schallpegel wird bei steigendem Anströmwinkel geringer. In den Frequenzbereichen der Rohreigenmoden (Umfangs- und Axialmoden) erreicht die Schallabstrahlung ins Fernfeld lokale Maxima. Für einen Anströmwinkel von 67° liegt das Maximum der Schallemission bei etwa 850 Hz.

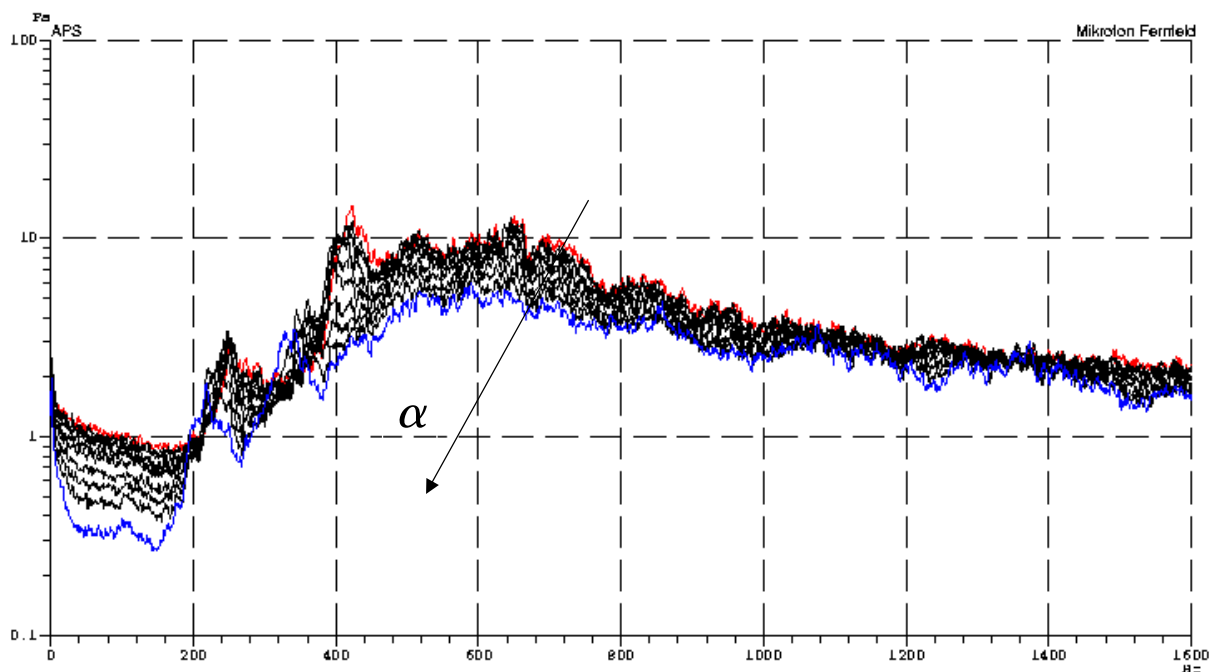


Abbildung 11.4 Schallabstrahlung ins Fernfeld bei steigendem Anströmwinkel

11.4 Der Auslegungspunkt

Das Autoleistungsspektrum der Druckfluktuationen an der Wand im Auslegungspunkt wird bereits durch breitbandige Störungen dominiert. Kohärenzen sind in diesen Bereichen hoch. Phasenwinkel sind klein für umfangversetzte Aufnehmer (Abbildung 11.4).

Bei der ersten Störung im Spektrum handelt es sich mit hoher Wahrscheinlichkeit um die erste Axialresonanz der Meßstrecke (siehe Abschnitt "Systemresonanzen").

Für höhere Frequenzen sind die Phasenwinkeldifferenzen zwischen umfangversetzten Aufnehmern klein. An der Nabe findet im Auslegungspunkt kaum Informationstransport in Umfangsrichtung statt. Im wesentlichen oszillieren Signalanteile in axialer Richtung.

11.4.1 Schaufelschwingungen im Auslegungspunkt

Als selbsterregte Schwingung erfassen Dehnungsmeßstreifen an den Schaufelfüßen die erste Biegeschwingung bei 1750 Hz. Mit kleinem Signal-/Rauschverhältnis werden auch die als Wirbelablösefrequenzen interpretierten Signalanteile (Abbildung 11.6) gemessen. In der Kohärenzfunktion für DMS-Signale an zwei benachbarten Schaufeln finden sich bei diesen Frequenzen lokale Maxima. Der Abstand der Schaufeln beträgt eine Sehnenlänge, 34 mm, 18°. Dem linearen Verlauf des Phasenwinkels bei tiefen Frequenzen ist zu entnehmen, daß sich Störungen in Richtung der Schaufelsaugseiten ausbreiten.

11.4.2 Vergleich der Signale im Gehäuse und in der Nabe

Die Abbildungen 11.4 und 11.5 zeigen bei ähnlichen Autoleistungsspektren deutliche Unterschiede in Kohärenz und Phasenwinkel. Während der Phasenverlauf an der Nabe im Auslegungspunkt auf mäßig umfangkorrelierte Signale schließen läßt, besteht für die in der Gehäusewand gemessenen Druckfluktuationen bereits eine ausgeprägte Umfangskoppelung. Unter 200 Hz wird im Gehäuse, wie in der Nabe, die erste Axialresonanz der Meßstrecke gemessen. Zwischen 400 und 500 Hz wird eine Störung beobachtet, die sich mit etwa halber in Umfangsrichtung in Richtung der Schaufelsaugseiten ausbreitet. Jenseits von 500 Hz liegen die Phasenwinkel konstant bei etwa 90°; das entspricht dem Abstand der Aufnehmer. Dies ist ein Hinweis auf Umfangskoppelung der Signale in Gehäusenähe. Signalpegel sind im Gehäuse größer als an der Nabe.

Der Phasenwinkel ist fast über den gesamten dargestellten Frequenzbereich glatt. Lediglich zwischen 300 und 420 Hz, dem Bereich des markanten Zackenmusters im Autoleistungsspektrum, ist der Phasenwinkel nicht interpretierbar. Die Ursache ist darin zu suchen, daß durch die umlaufende Druckstörung gezielt die höheren Harmonischen der Axialresonanz des Gesamtsystems (ca. 13 Hz) angefacht werden, die die Interpretierbarkeit des Phasenwinkels in den betroffenen Bereichen beeinträchtigen (systematische Untersuchung im Kapitel „Rohrresonanzen“). Da die Strömung in der Schaufelpassage weitgehend zweidimensional verläuft, ist die Ursache für die bereits im Auslegungspunkt vorhandene umlaufende Störung vermutlich in einer Eckenablösung am Gehäuse zu suchen, die auch im Anstrichbild visualisiert werden konnte. Das beobachtete Phänomen zeigt Ähnlichkeit mit Modal waves (vgl. Abschnitt "Literatur").

Daß lokal an Nabe und Gehäuse deutlich unterschiedliche Phänomene das Strömungsbild dominieren, zeigen erst die Korrelationen von umfangversetzt gemessenen Signalen. So können Signalanteile mit hoher Kohärenz in azimuthaler Richtung identifiziert werden, die im Autoleistungsspektrum von stochastischen Signalanteilen überlagert werden. In den folgenden Abbildungen sind untereinander das Autoleistungsspektrum, die Kohärenzfunktion und der Verlauf des Phasenwinkels dargestellt.

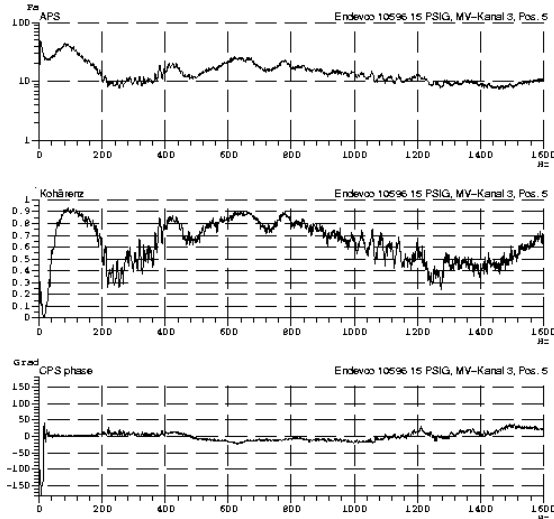


Abbildung 11.5 APS, Kohärenz und Phasenwinkel für zwei um 18° umfangversetzte Druckaufnehmer in der Nabe, Auslegungspunkt, Anströmwinkel 45° . Beim Vergleich mit Abbildung 11.6 muß berücksichtigt werden, daß die Abstände der Aufnehmer in Nabe und Gehäuse bei der Messung verschieden waren.

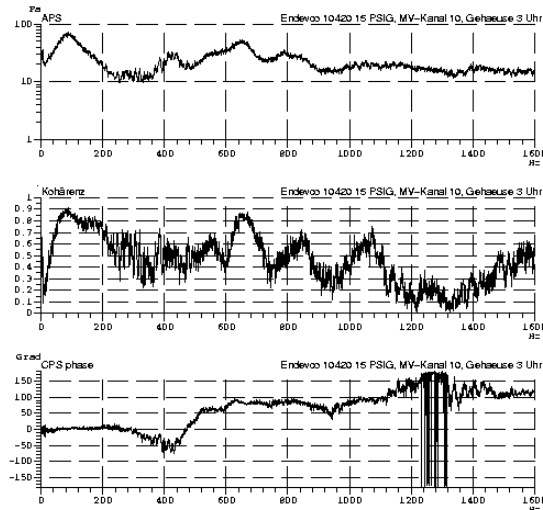
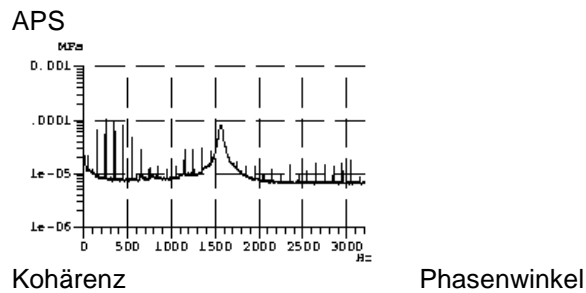
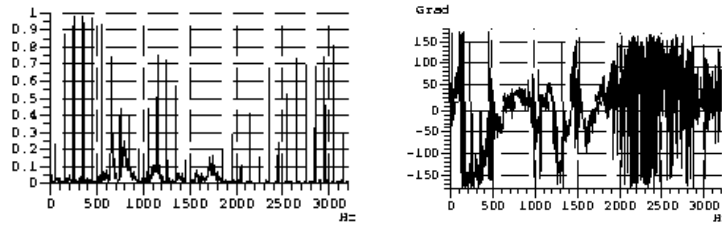


Abbildung 11.6 APS, Kohärenz und Phasenwinkel für zwei um 45° umfangversetzte Druckaufnehmer im Gehäuse, Auslegungspunkt, Anströmwinkel 45°

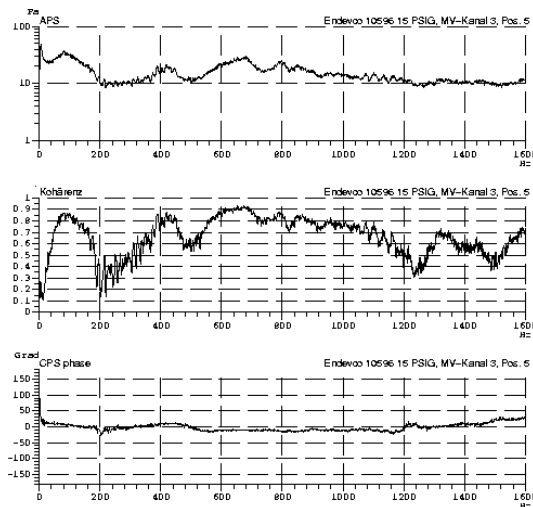




11.7 APS, Kohärenz, Phasenwinkel der Schaufelschwingungen für DMS auf zwei benachbarten Schaufeln im Auslegungspunkt, Anströmwinkel 45°

11.5 Zwischen Auslegung und den ersten Instabilitäten

Das Gitter verhält sich zunächst unkritisch für kleine Fehlanströmungen. Die Überhöhungen im Autoleistungsspektrum intensivieren sich für größere Anstellwinkel. Die Kohärenz in Umfangsrichtung zeigt unverändert Maxima. Der Phasenverlauf wird für steigende Anströmwinkel sukzessive welliger. Von einer ausgeprägten Umfangskoppelung der Signale in Nabennähe kann noch nicht gesprochen werden.



11.8 APS, Kohärenz und Phasenwinkel für zwei um 18° umfangsversetzte Druckaufnehmer in der Nabe, Anströmwinkel 50°

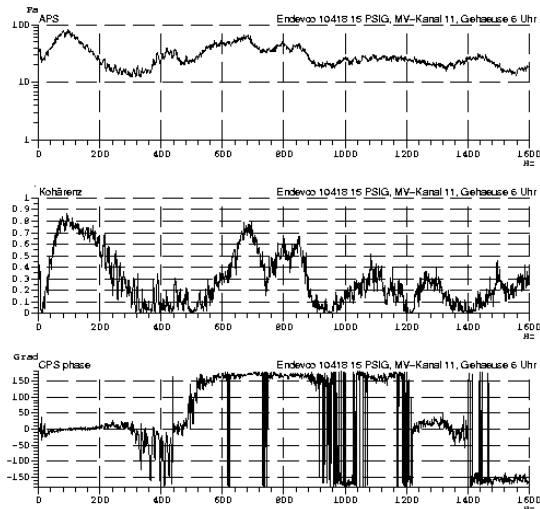


Abbildung 11.9 APS, Kohärenz und Phasenwinkel für zwei um 180° umfangversetzte Druckaufnehmer im Gehäuse, Anströmwinkel 50°

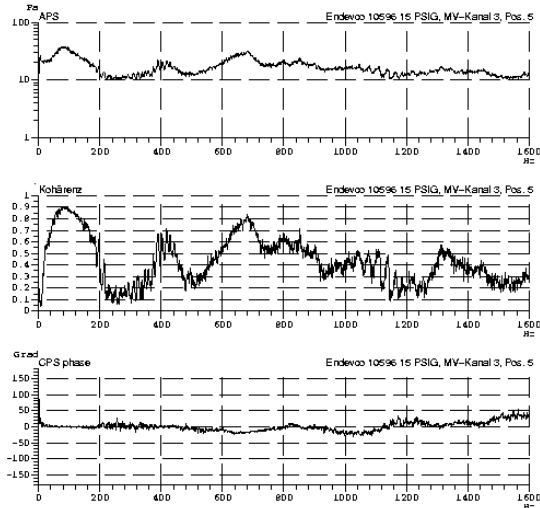
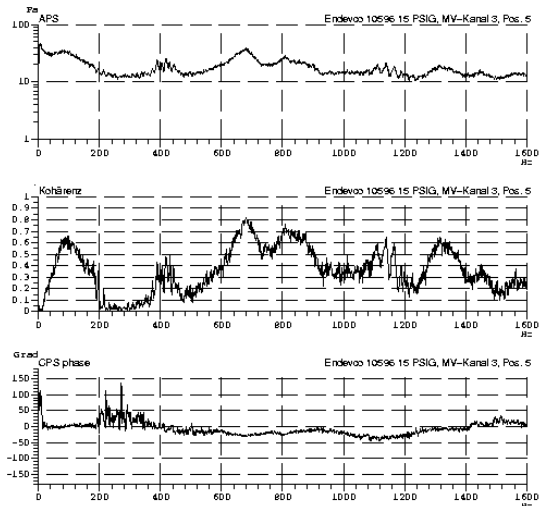


Abbildung 11.10 APS, Kohärenz und Phasenwinkel für zwei um 18° umfangversetzte Druckaufnehmer in der Nabe, Anströmwinkel 51°

11.6 Umfangsstrukturen setzen sich in Bewegung: Einsetzen der azimuthalen Koppelungsmechanismen, rotierende Strukturen

Für größere Anströmwinkel wird der Verlauf des Phasenwinkels an der Nabe welliger – die Umfangskoppelung setzt ein. Der kritische Anströmwinkel für den Auslegungsstaffelungswinkel des Ringgitters von 25° liegt bei 53°.

Der Charakter der Strömung im Gitter wird zunehmend dreidimensional, Profilablösungen gewinnen an Bedeutung. Sekundärströmungen dominieren das Bild im gesamten Schaufelkanal.



11.11 APS, Kohärenz und Phasenwinkel für zwei um 18° umfangsversetzte Druckaufnehmer in der Nabe, Anströmwinkel 53°

11.6.1 Verlauf der Wandschubspannung

Die in den Druckschwankungen gemessenen charakteristischen Frequenzen finden sich im Verlauf der Wandschubspannungsschwankungen auf Druck- und Saugseite der Schaufeln wieder. An verschiedenen Meßpositionen (Meßpositionen 1 bis 14 mit gleichen Abständen, 1 an der Profilvorderkante, 14 an der Hinterkante) werden sehr unterschiedliche Spektren gemessen.

Druckseitig prägt sich die 400-Hz-Gruppe der Wandschubspannung auf. Schwach ist die erste Wirbelablösefrequenz bei 600 Hz auszumachen. Mit etwas höherem Pegel wird bei etwa 850 Hz eine als Wirbelablösefrequenz interpretierte Störung gemessen. Die Störung tritt moduliert mit der ersten Biegefrequenz der Schaufel bei 1750 Hz auf.

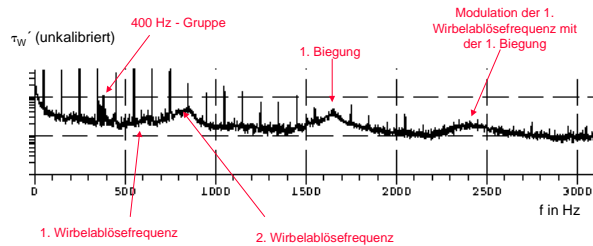


Abbildung 11.12 APS der Heißfilmsignale, Position DS 3, Anströmwinkel 53°

Auf der Saugseite der Schaufel ist das Signal-/Rauschverhältnis schlechter. Es prägen sich moduliert mit der ersten Biegung die als Wirbelablösefrequenz interpretierten 850-Hz auf.

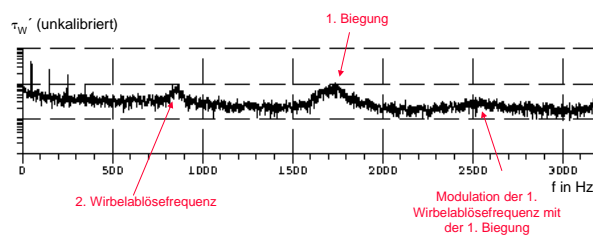


Abbildung 11.13 APS der Heißfilmsignale, Position SS 7, Anströmwinkel 53°

Die auf der Schaufel­aus­ge­seite im Hin­ter­kanten­be­reich ge­mes­se­nen Spek­tren der Wandschubspannung zeigen sehr deut­lich die als Wir­bel­ab­lö­se­fre­quen­zen in­ter­pre­tie­ren Stö­run­gen und die Mo­du­la­tion mit der er­sten Bie­ge­schwin­gung. Alle Si­gnale sind sehr breit­ban­dig. Bei et­wa 750 Hz ist eine Über­hö­hung ge­rin­gen Pe­gels zu ver­zei­chen.

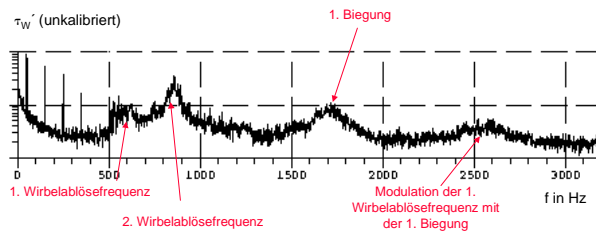


Abbildung 11.14 APS der Heißfilmsignale, Position SS 13, Anströmwinkel 53°

Unmittelbar an der Hinterkante wird das 850-Hz-Signal nicht mehr gemessen. Dominant sind breitbandige Peaks bei 650 und 750 Hz. Der Pegel der ersten Biegeschwingungsfrequenz verschwindet im Rauschteil. Offensichtlich ist in diesem Bereich die Strömung ständig abgelöst, so daß sich die Schaufelschwingungen dem Spektrum der Wandschubspannung nicht aufprägen .

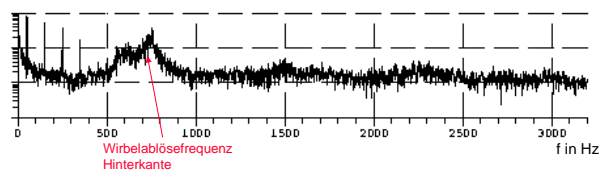


Abbildung 11.15 APS der Heißfilmsignale, Position SS 14, Anströmwinkel 53°

Zusammenfassend läßt sich feststellen, daß die Dynamik der Strömung am Verdichterstator komplex und dreidimensional ist. Punktmessungen liefern kein geschlossen interpretierbares Bild.

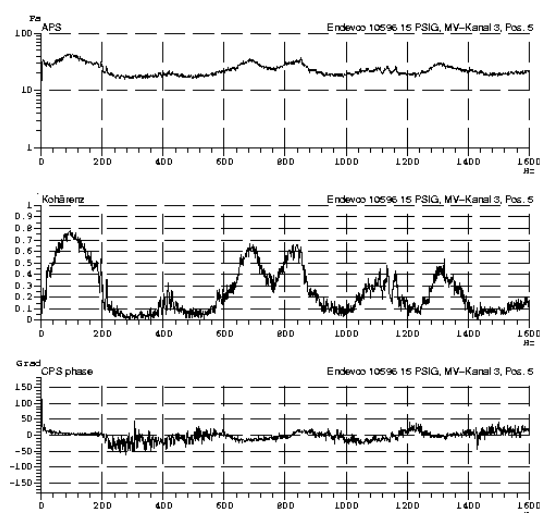


Abbildung 11.16 APS, Kohärenz und Phasenwinkel für zwei um 18° umfangsversetzte Druckaufnehmer in der Nabe, Anströmwinkel 53°

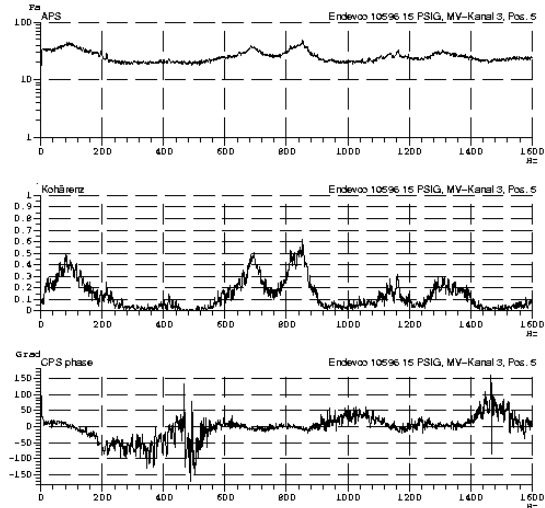


Abbildung 11.17 APS, Kohärenz und Phasenwinkel für zwei um 18° umfangsversetzte Druckaufnehmer in der Nabe, Anströmwinkel 53°

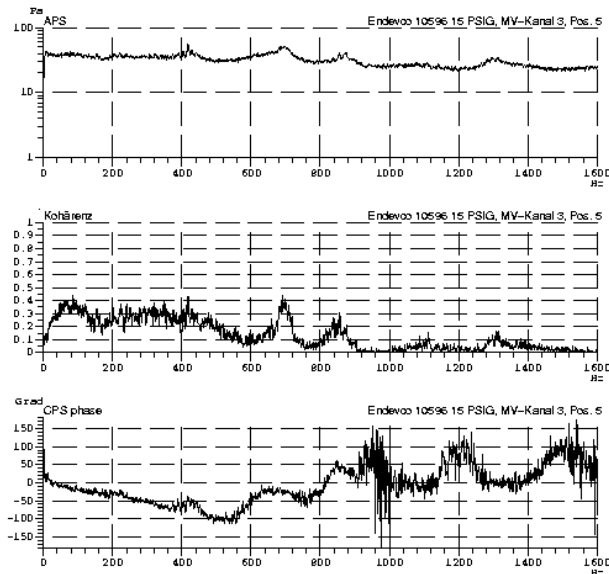
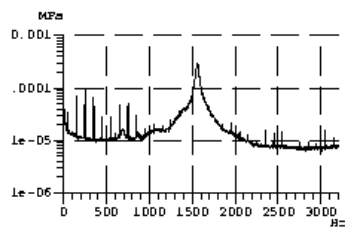
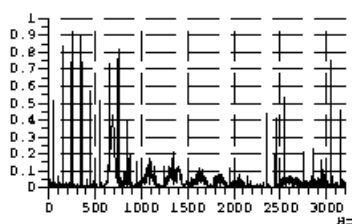


Abbildung 11.18 APS, Kohärenz und Phasenwinkel für zwei um 18° umfangsversetzte Druckaufnehmer in der Nabe, Anströmwinkel 56°

APS



Kohärenz



Phasenwinkel

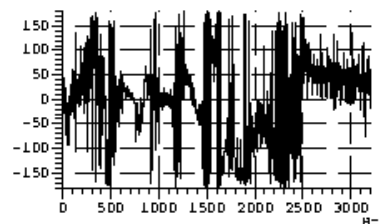


Abbildung 11.19 APS, Kohärenz und Phasenwinkel für zwei DMS auf benachbarten Schaufeln;
Schaufelschwingung 56°

11.6.2 Moduliertes Muster

Für einen Anströmwinkelbereich von 54° bis 60° ist an der Nabe eine Ausbreitung von Signalanteilen in Umfangsrichtung festzustellen. Das Spektrum der in der Nabe gemessenen Druckschwankungen ist fast vollständig glatt. Es dominiert das Rauschen. Der Kohärenzfunktion ist jedoch zu entnehmen, daß umfangsversetzte Aufnehmer korrelierte Signale registrieren. Die Kohärenzfunktion zeigt mehrere (breitbandige) Maxima. Der lineare Phasengang im Bereich 200 ... 600 Hz weist auf eine Ausbreitung der gemessenen Druckschwankungen in Umfangsrichtung hin. Besonders deutlich tritt das Phänomen bei 57° Anströmwinkel hervor.

Eine mögliche Ursache für ein im Frequenzbereich dargestelltes Druckschwankungssignal dieser Form ist eine rotierende Quelle. Dabei wird der Abstand der Maxima als Umlauffrequenz der Quelle interpretiert. Der Phasenverlauf ist zwischen 200 und 600 Hz linear. Die Auswertung von Kohärenzfunktion und Phasenwinkel liefert konsistente Ergebnisse. Es breitet sich ein Signalanteil mit etwa halber Umfangsgeschwindigkeit in Richtung der Schaufelaußen aus.

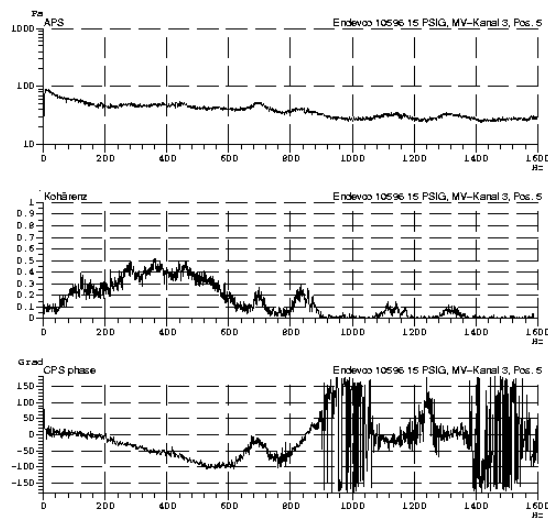


Abbildung 11.20 APS, Kohärenz und Phasenwinkel für zwei um 18° umfangsversetzte
Druckaufnehmer in der Nabe, Anströmwinkel 57°

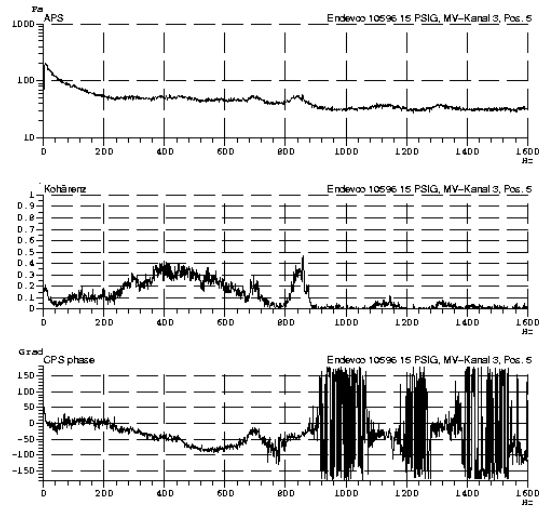


Abbildung 11.21 APS, Kohärenz und Phasenwinkel für zwei um 18° umfangsversetzte Druckaufnehmer in der Nabe, Anströmwinkel 58°

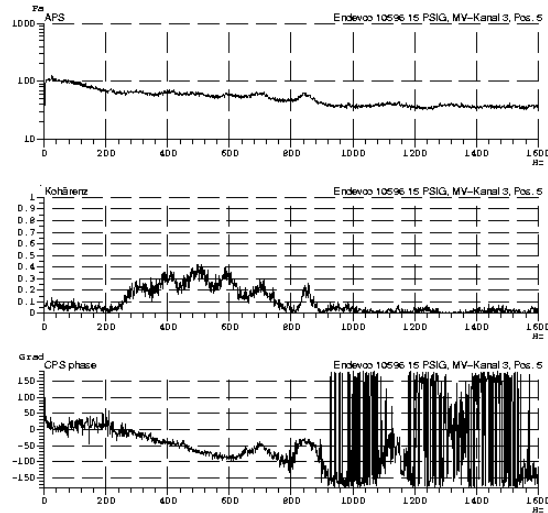


Abbildung 11.22 APS, Kohärenz und Phasenwinkel für zwei um 18° umfangsversetzte Druckaufnehmer in der Nabe, Anströmwinkel 59°, Abstände der Einzelpeaks sind hier etwa 94 Hz. Mit einem Umfang des Ringgitters von 5,3 m an der Nabe ergibt sich eine Rotationsgeschwindigkeit der Quelle von 50 m/s.

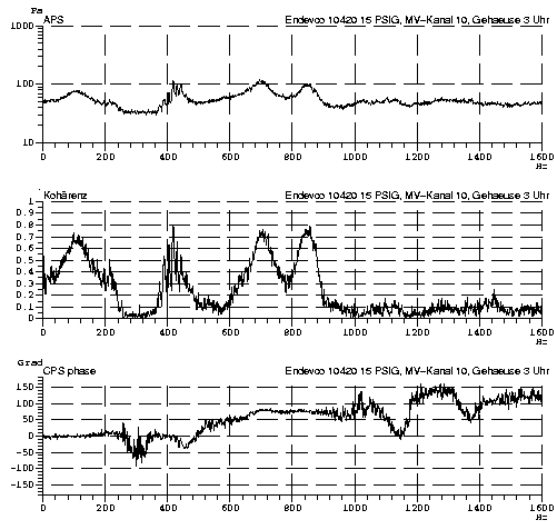


Abbildung 11.23 APS, Kohärenz und Phasenwinkel für zwei um 90° umfangsversetzte Druckaufnehmer im Gehäuse, Anströmwinkel 59°

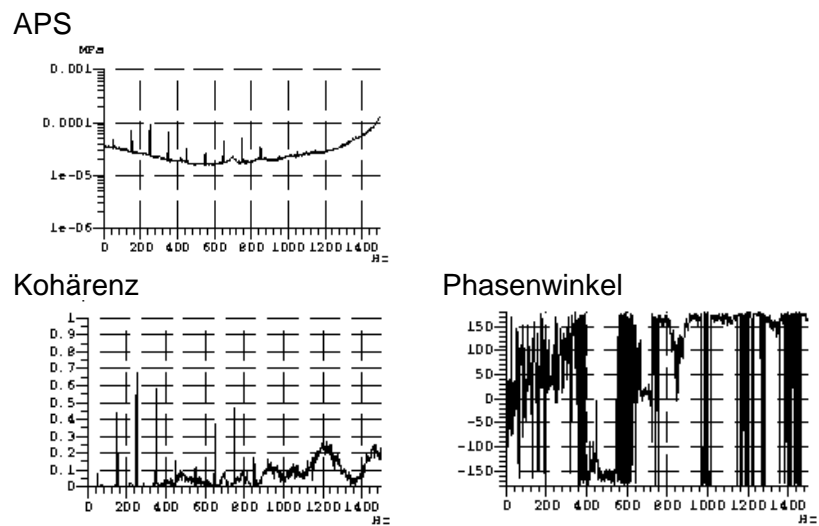


Abbildung 11.24 Schaufelschwingungen, DMS auf zwei benachbarten Schaufeln, Anströmwinkel 59°

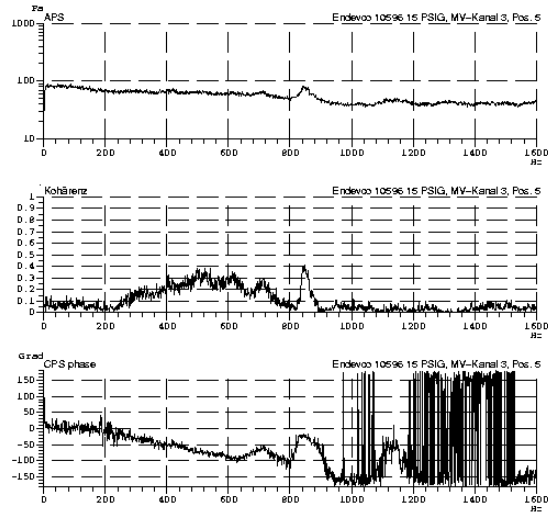


Abbildung 11.25 APS, Kohärenz und Phasenwinkel für zwei um 18° umfangsversetzte Druckaufnehmer in der Nabe, Anströmwinkel $59,5^\circ$

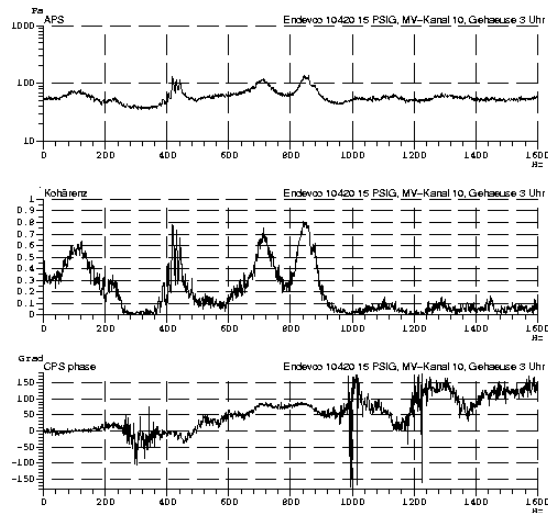


Abbildung 11.26 APS, Kohärenz und Phasenwinkel für zwei um 90° umfangsversetzte Druckaufnehmer im Gehäuse, Anströmwinkel $59,5^\circ$

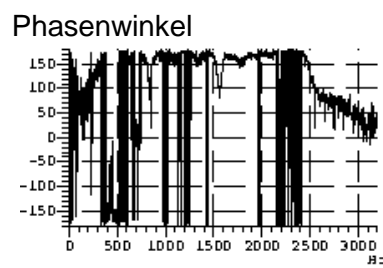
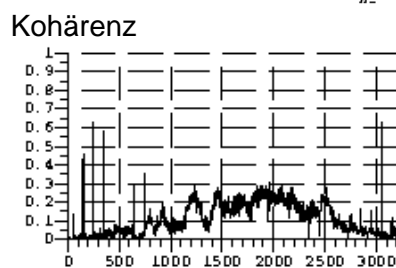
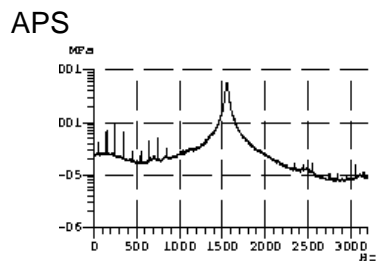


Abbildung 11.28 APS, Kohärenz und Phasenwinkel für zwei benachbarte Schaufeln, Schaufelschwingungen $59,5^\circ$, breitbandiges Signal bis 500 Hz, linearer Phasengang, 700 Hz und 800 Hz mit hoher Kohärenz, erste Biegung bei 1600 Hz, zwei Schaufeln schwingen mit 90° Phasenversatz, Geschwindigkeit der Störung: 37 m/s, keine Axialresonanz in den Schaufelschwingungen meßbar

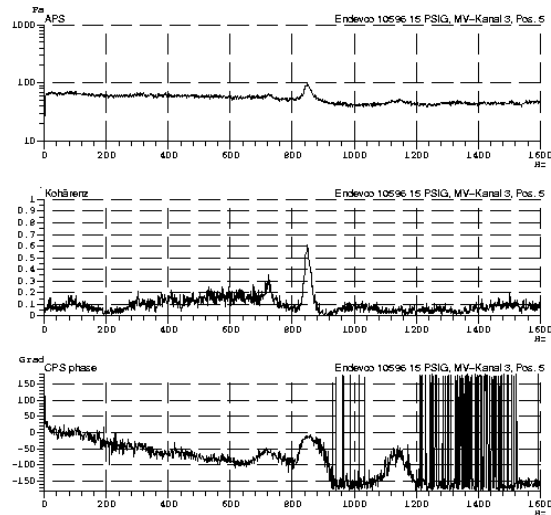


Abbildung 11.29 APS, Kohärenz und Phasenwinkel für zwei um 18° umfangversetzte Aufnehmer in der Nabe, Anströmwinkel 60°

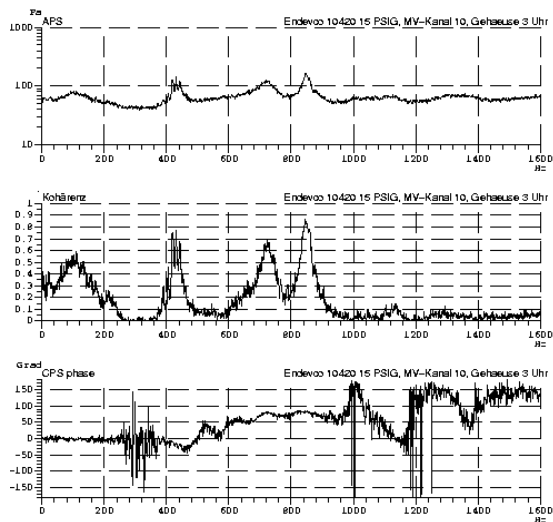


Abbildung 11.30 APS, Kohärenz und Phasenwinkel für zwei um 90° umfangversetzte Aufnehmer im Gehäuse, Anströmwinkel 60°

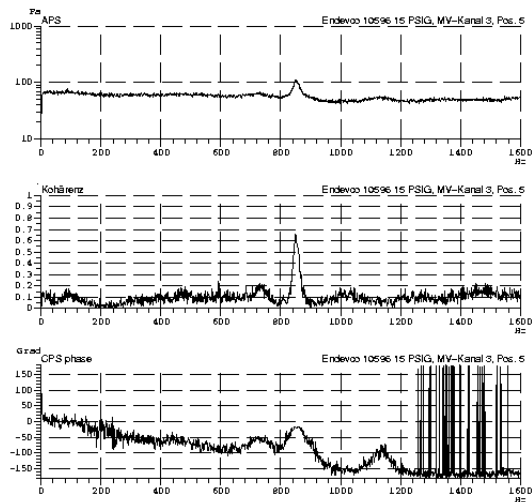


Abbildung 11.31 APS, Kohärenz und Phasenwinkel für zwei um 18° umfangversetzte Aufnehmer in der Nabe, Anströmwinkel 60°

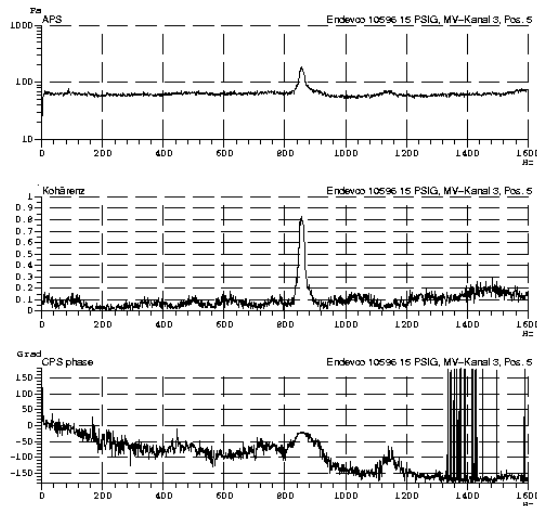


Abbildung 11.32 APS, Kohärenz und Phasenwinkel für zwei um 18° umfangversetzte Aufnehmer in der Nabe, Anströmwinkel 60,5°

Staffelungswinkel	Anströmwinkel	c_{RI} in m/s in der Nabe in m/s	c_{RI}/c_{∞}	c_{RI} in m/s im Gehäuse in m/s	c_{RI}/c_{∞}
43°	54°	54	0,4	42	0,3
44°	57°	42	0,3	47	0,3
45°	58°	43	0,3	-	-
46°	59°	39	0,3	-	-
47°	59,5°	47	0,3	-	-
48°	59,7°	72	0,5	30	0,2
49°	60°	59	0,4	26	0,2

Tabelle 11.33 Umfangsgeschwindigkeiten der breitbandigen, rotierenden Störungen an der Nabe und am Gehäuse, Annahme für die Berechnung: zweidimensionale Geschwindigkeitsprofile, Referenzgeschwindigkeit in der Kanalmitte

11.6.3 Rotierende Instabilitäten im stehenden System

Sogenannte rotierende Instabilitäten (RI) sind bislang ein wenig erforschtes Phänomen. Sie gehören zu den instationären Sekundärströmungen und treten bei hohen Massenströmen im Spalt auf, d. h. bei großen Spaltweiten, hohen Staffelungen und hohen Belastungen als Vorstufe von Rotating stall (RS).

Im Frequenzspektrum erscheinen sie als frequenzmoduliertes Signal. Das Meßsignal wird auf eine rotierende Quelle für Druckschwankungen zurückgeführt. Die Umlaufgeschwindigkeit der rotierenden Instabilität ist die halbe Umfangsgeschwindigkeit.

Im an der Nabe gemessenen Phasenspektrum der Druckfluktuationen tauchen breitbandige Überhöhungen hoher Kohärenz auf, die sich mit halber Umfangsgeschwindigkeit, das heißt der für RI oder RS typischen Umfangsgeschwindigkeit in Richtung der Schaufelaußenenden drehen. Die am Ringgitter gemessenen Spektren der Druckschwankungen (vgl. Abbildung 11.22) weisen Ähnlichkeit mit den in der Literatur beschriebenen rotierenden Instabilitäten, die im Rotor gefunden wurden [Kameier 1993], [März 1998], [Mailach 1999]. Demnach sind rotierende Instabilitäten ein Phänomen, dessen genaue Physik noch ungeklärt ist, das aber vom Massenstrom im Spalt abhängig auftritt und mit dem Blattspitzenwirbel in Zusammenhang gebracht wird. Die Kohärenzfunktion für umfangsversetzt angeordnete Aufnehmer zeigt ein lokales Maximum, Phasenverläufe sind linear. In Abhängigkeit vom Rauschpegel ist das Signal interpretierbar durchmoduliert oder erscheint als breitbandige Überhöhung im Spektrum.

Am Verdichterstator des Ringgitterprüfstands werden Signale dieser Form an der Nabe gemessen. Im Gehäuse sind die Signale weniger deutlich. Quellen sind mit großer Wahrscheinlichkeit an der Nabe lokalisiert. Wenn das Phänomen mit dem Blattspitzenwirbel zusammenhängt, sollte es beim Rotor im Gehäuse, beim Stator an der Nabe zu beobachten sein. Darüber hinaus ist für den betrachteten Verdichterstator die Schaufelbelastung an der Nabe (alle Schaufeln sind prismatisch) maximal.

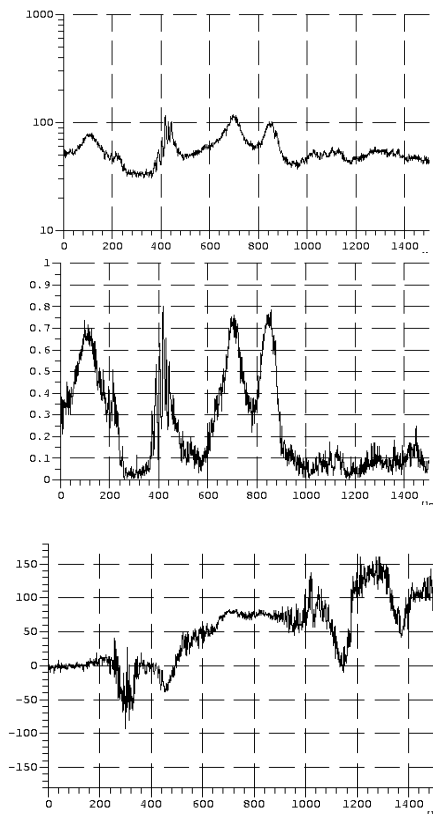
Autoren		Axiale Machzahl	Zellenzahl	U_{RS}/U_{Umfang}	Fehlanströmung
Gary	Axiales Ringgitter	0,1	1...7	0,2...0,6	13 ... 36°
Kriebel	Radiales Ringgitter	0,4	9 ... 12	0,6 ... 0,8	5 ... 24°
Emmons	Kaskade	0,1...0,6	2...4	0,1	12 ... 15°
Ulbricht	Axiales Ringgitter	0,4	1	0,2 ... 0,5	10 ... 35°

Tabelle 2.1 Vergleich der gemessenen Frequenzen der rotierenden Strukturen im stehenden System

11.7 Ausbreitung von Druckwellen im System

Die an der Nabe gemessenen rotierenden Instabilitäten, sind eindeutig als typische Phänomen der Strömung an einem Gitter mit Spalt identifiziert worden. Im Gehäuse finden sich sehr ähnliche Signalformen, die aber nicht schlüssig interpretiert werden können. Das als modale Welle interpretierte Signal ist mit einer Gruppe von Einzelpeaks moduliert; der Phasengang ist nicht interpretierbar.

Die Berechnung von Kohärenzfunktion und Phasenwinkel in Abhängigkeit von der Frequenz zeigt, daß der Verlauf des Phasengangs linear ist. Die Steigung läßt im Rahmen der Auswertegenauigkeit auf eine Ausbreitungsgeschwindigkeit von 54 m/s schließen, die gleiche Geschwindigkeit für die Ausbreitung der Druckstörungen an der Nabe.



11. 35 Kreuzleistungsspektrum im Gehäuse bei 24° Fehlanströmung

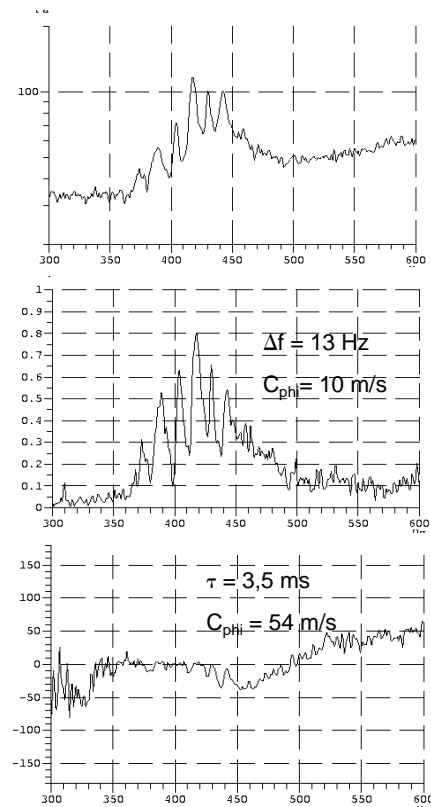


Abbildung 11.36 Kreuzleistungsspektrum im Gehäuse bei 24° Fehlanströmung, Abstand der Aufnehmer: 90° (188 mm)

Die Vergrößerung des Bereichs zeigt (Abbildung 11.36), daß der Bereich maximaler Kohärenz keinen interpretierbaren Phasenwinkel aufweist. Die Abstände der Einzelpicks würden auf eine Ausbreitung von Druckstörungen mit ca. 10 m/s in Umfangsrichtung hindeuten. Die Interpretation des Signals als Modulation durch rotierende Quellen führt zu Widersprüchen.

11.7.1 Interpretation des modulierten Signals

Man mißt die Modulation der Gruppe bei 420 Hz in allen Betriebspunkten. Besonders gut ist das Signal in der Düse detektierbar. Es liegt daher die Vermutung nahe, daß es sich um eine Systemresonanz handelt.

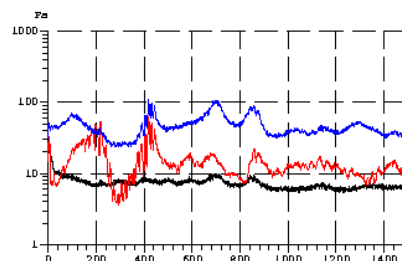


Abbildung 11.37 Axialresonanz: Vergleich Nabe (schwarz), Düse (rot) und Gehäuse (blau)

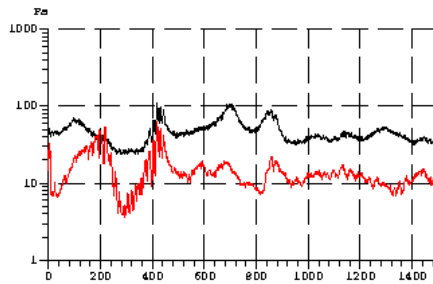


Abbildung 11.38 Axialresonanz: Vergleich Düse (rot) und Gehäuse (schwarz)

Eine Analyse der Umfangsmoden wurde durchgeführt (Abbildung 11.39). Für 50 Meßpositionen am Umfang wurden Phasenwinkel zu einer Referenz berechnet. Ein Nulldurchgang des Phasenwinkels bezeichnet eine Symmetrielinie am Umfang. Der Phasenwinkel variiert am Umfang zwischen 20° und -20° .

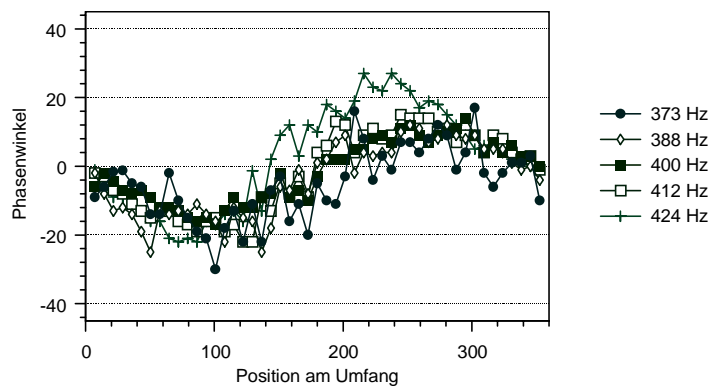


Abbildung 11.39 Verlauf des Phasenwinkels in azimuthaler Richtung für 400-Hz-Gruppe

Die Verläufe für die einzelnen Peaks liegen in Phase; daher kann geschlossen werden, daß der gleiche physikalische Effekt zur Ausprägung der Signalanteile führt. Der Phasenverlauf ist mehrdeutig. Eine reine Rotation einer Druckstörung gemäß der von Kameier [1993] beschriebenen rotierenden Instabilitäten liegt nicht vor. Eine mögliche Ursache für diesen Phasenverlauf könnte eine Axialresonanz des Systems sein. Die Herkunft dieses modulierten Signals wird im Kapitel „Rohrresonanzen“ eingehender untersucht.

11.7.2 Tonales Signal bei 800 Hz – eine azimuthale gekoppelte Wirbelablösung?

Mit steigender Fehlanströmung verschwindet die Kohärenz für die modulierten Signalanteile unterhalb 600 Hz. Das dominante Signal für sehr große Fehlanströmungen ist der tonale Peak bei 800 Hz. Die Kohärenzfunktion zeigt ein lokales Maximum für die Frequenz. Der Phasenwinkel für zwei umfangsversetzte Aufnehmer deutet auf ein am Umfang rotierendes Signal hin. Spontan könnte man dieses Signal für rotierende Ablösung halten. Es tritt für sehr große Fehlanströmungen auf, und zwar nachdem sogenannte rotierende Instabilitäten wieder abgeklungen sind. Das Signal läuft um. Aus den Anstrichbildern wird ersichtlich, daß für diese hohen Anstellwinkel Vorderkantenablösungen an den Schaufeln auftreten.

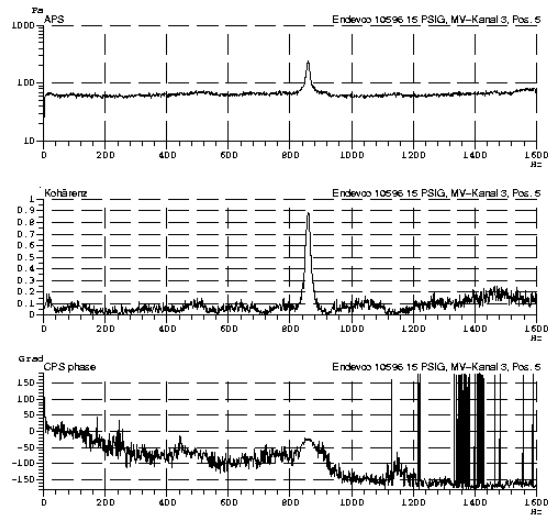


Abbildung 11.39-2 APS, Kohärenz und Phasenwinkel für zwei um 18° umfangversetzte Aufnehmer in der Nabe, Anströmwinkel $61,5^\circ$

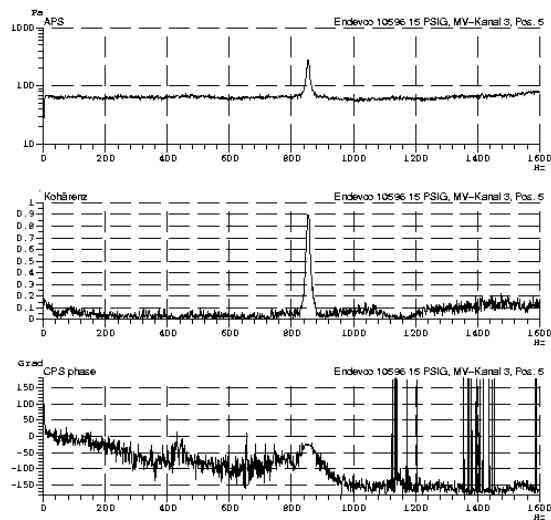


Abbildung 11.40 APS, Kohärenz und Phasenwinkel für zwei um 18° umfangversetzte Aufnehmer in der Nabe, Anströmwinkel $63,5^\circ$

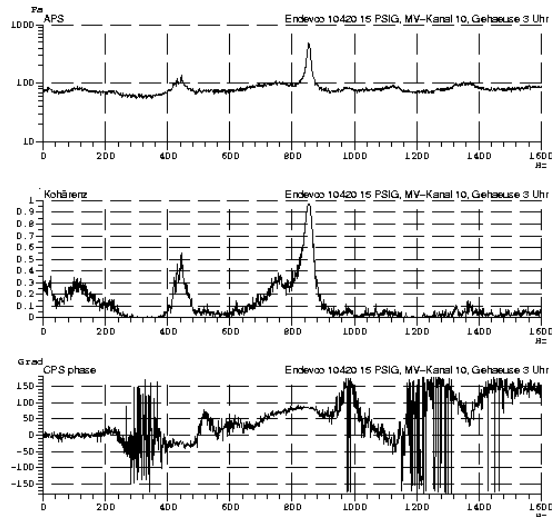


Abbildung 11.41 APS, Kohärenz und Phasenwinkel für zwei um 90° umfangsversetzte Aufnehmer im Gehäuse, Anströmwinkel 63,5°; zwei Frequenzen dominieren, 750 und 850 Hz (siehe Heißfilmsignale), was auf ein dreidimensional-instationäres Bild hindeutet

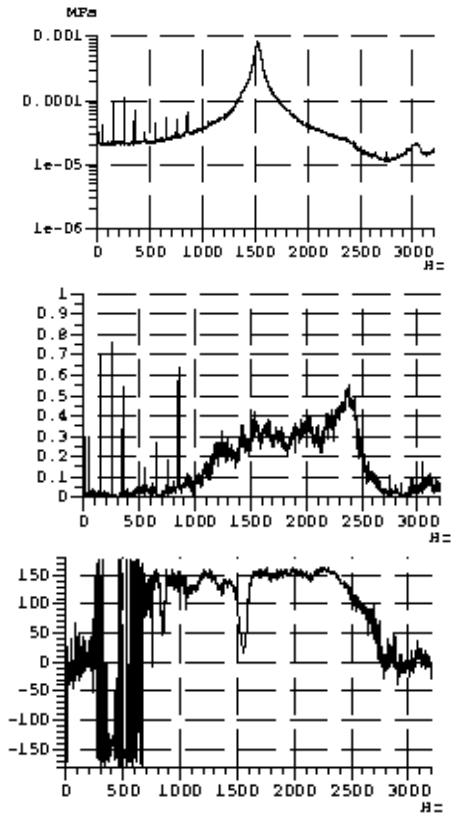


Abbildung 11.42 Schaufelschwingungen 63,5°, Kohärenz im Bereich der ersten Biegung nimmt zu, da Anregung stärker wird (vorher selbsterregte Schwingung)

Das Signal erinnert stark an das von von Heesen [1997] beschriebene ATN ("Abnormal Tonal Noise"), das an Statorn in Axialgebläsen untersucht wurde (vgl. Kapitel Literatur). Im Bereich extrem hoher Schaufelbelastungen finden sich Vorderkantenabrisse an den Profilen. Rotierende Instabilitäten verschwinden.

Es wird vermutet, daß die erste Harmonische der Gruppe bei 420 Hz in Rückkopplung mit einem Umfangsmode des Ringrohrs geht. Die Amplitude des Signals wird groß. Der Mode hat die Umfangsmodenordnung 1. Die Phasengeschwindigkeit des umlaufenden Signals liegt oberhalb der Schallgeschwindigkeit. Das Signal erzwingt eine Strukturschwingung der Schaufeln.

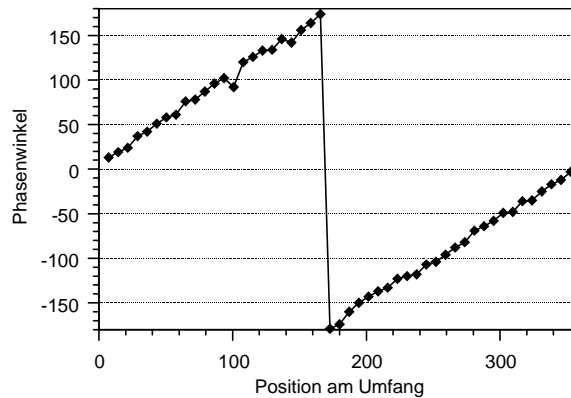


Abbildung 11.43 Modenanalyse im Gehäuse; Phasenwinkel des Signals bei 850 Hz in azimuthaler Richtung, 50 Meßpositionen am Umfang

Die Analyse der Umfangsmoden mit Hilfe der Phasenwinkel nach von Heesen [1997] führt auf einen ersten Mode in Umfangsrichtung. Amplituden sind in Umfangsrichtung konstant. Die Ursache ist also eine rotierende Quelle (vgl. Kapitel "Amplitudenverteilungen am Umfang - Hinweise auf rotierende Quellen").

Sollte die Ursache für die gemessene Druckschwankung eine rotierende Ablösezone sein, müßte diese mit etwa 400 m/s in Umfangsrichtung rotieren. Diese Geschwindigkeit liegt über der Schallgeschwindigkeit in der Meßstrecke. Eine rotierende Ablösung kommt als aerodynamische Quelle nicht in Frage.

Breitbandige Signale, deren erste Harmonische mit näherungsweise gleicher Intensität gemessen werden, können ein Hinweis auf Ablösungen von Wirbelpaaren sein. Die gemessenen Frequenzen weisen typische Strouhalzahlen für Kármánsche Wirbelstraßen auf. Es wird daher vermutet, daß die Ursache für das gemessene Signal eine azimuthal gekoppelte Paarwirbelablösung in Naben- oder Gehäusenähe ist.

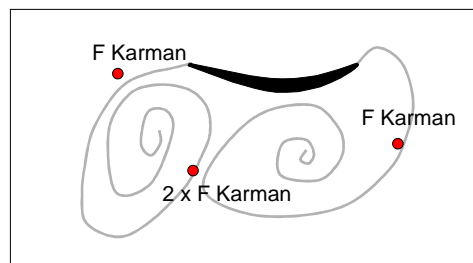


Abbildung 11.44 Ablösung von Wirbelpaaren, aerodynamische Signale und ihre ersten Harmonischen Gemessene Frequenzen in der alternierenden Wirbelablösung an drei Meßpositionen

11.7.3 Spektren bei reduziertem Massenstrom (exemplarisch)

Bei verringertem Massenstrom kann an der Nabe eine breitbandige Störung bei etwa 400 Hz beobachtet werden, die hohe Kohärenz aufweist und einen linearen Phasengang. Ausbreitungsgeschwindigkeit ist im Rahmen der Meßgenauigkeit halbe Umfangsgeschwindigkeit. Dieses Signal ist nicht moduliert. Das Phänomen kommt nur bei sehr hohen Anstellwinkeln vor (Anströmwinkel 67°), bei denen Profilablösungen an den Schaufelvorderkanten auftreten.

Es wird vermutet, daß es sich hier um klassische rotierende Ablösung handelt, die im Rotor als schmalbandiges Signal gemessen wird.

Die Kriterien für die Identifikation der rotierenden Ablösung sind hier erfüllt:

- abgelöste Profilmrenzschichten
- Bewegungsrichtung saugseitig
- Ausbreitungsgeschwindigkeit: halbe Umfangsgeschwindigkeit

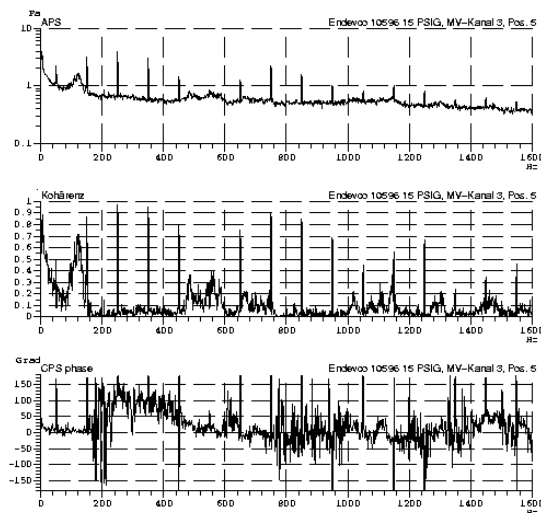


Abbildung 11.46 APS, Kohärenz, Phasenwinkel für zwei um 18° umfangsversetzte Aufnehmer in der Nabe, Anströmwinkel 45° , V1 Teillast

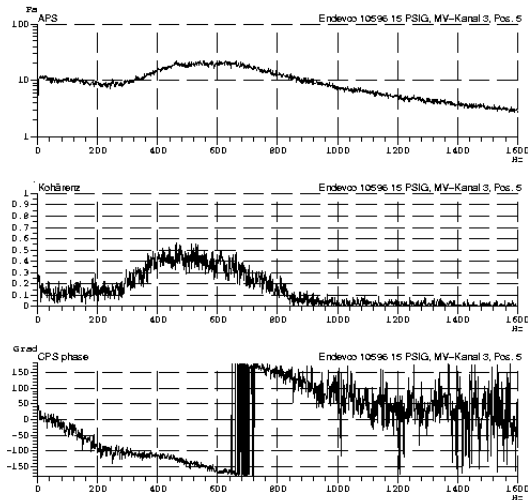


Abbildung 11.47 APS, Kohärenz, Phasenwinkel für zwei um 18° umfangsversetzte Aufnehmer in der Nabe, Anströmwinkel 67° , V1 Teillast

11.8 Blockschaltbild

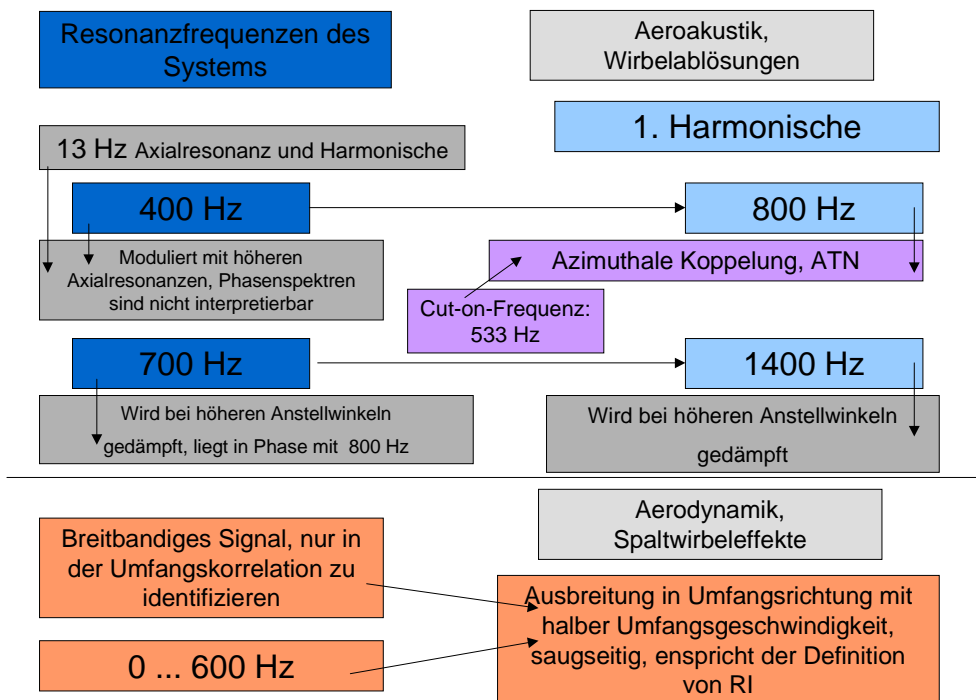


Abbildung 11.45 Struktogramm der Vorgänge am Ringgitter bei veränderter Fehlanströmung

Die Grafik stellt noch einmal die Vorgänge am Ringgitter bei verändertem Vordrallwinkel zusammen. Wie Abbildung 11.45 zu entnehmen ist, sind die Zusammenhänge komplex.

Im wesentlichen können vier Effekte isoliert werden:

- Axialresonanz des Systems, höhere Harmonische gezielt angeregt durch eine rotierende Umfangsstörung im Gehäuse
- die selbsterregte angefachte Axialresonanz der Meßstrecke
- rotierende Instabilitäten
- und „ATN“
- Zusätzlich tritt rotierende Ablösung bei stark reduziertem Massenstrom auf.

11.9 Die Resonanzeigenschaften des Systems

11.9.1 Untersuchung der Resonanzeigenschaften des Ringrohrsystems

In den instationären Untersuchungen der Ringgitterströmung wurde durchgängig bei kleineren Fehlanströmungen im Frequenzspektrum eine Gruppe von Einzelpeaks identifiziert. Diese Peaks haben innerhalb der Meßgenauigkeit Abstände von etwa 13 Hz. Die Frequenzen der Einzelpeaks stehen bei verändertem Betriebspunkt fest. Das Maximum der Gruppe verlagert sich mit dem Anströmwinkel. Phasenwinkel sind im Bereich der Einzelpeaks nicht interpretierbar. Vor diesem Hintergrund wurden die Resonanzeigenschaften des Systems untersucht.

Der Ringgitterkanal besteht aus einem Ringrohr mit Einbauten, angeschlossenen Volumina, das heißt Rohren mit einer Anzahl von Querschnittsänderungen, verschiedenen Krümmern und der Beruhigungskammer. Strömungsgeschwindigkeiten sind hoch ($M_{\max} = 0,8$) und in den Teilbereichen des Systems verschieden. In Abschnitten des Ringrohres liegt Drallströmung mit variablem Strömungswinkel vor.

Einbauten, Krümmer und Querschnittsänderungen stellen Reflexionsflächen für Druckwellen dar. Periodische Druckwellen, ob vom Strömungsfeld oder von einem Lautsprecher erzeugt, können sich besonders verlustarm im Kanal ausbreiten, wenn ihre Gestalt den Eigenschwingungsformen des Kanals (Moden) entspricht. Das gilt sowohl in azimuthaler als auch in radialer oder axialer Richtung.

Das Ausbreitungsverhalten der Wellen wird maßgeblich von der Strömungsgeschwindigkeit beeinflusst. Der Einfluß des Dralls ist noch nicht systematisch untersucht worden (es gibt keinen Hinweis auf Ausbreitung von Umfangswellen in Drallströmung in der Literatur). Es wird vermutet, daß die Wellenausbreitung maßgeblich von der Komponente der Strömungsgeschwindigkeit in Ausbreitungsrichtung der Wellenfronten beeinflusst wird. Das hieße, Axialresonanzen würden durch die Axialgeschwindigkeit beeinflusst, Umfangsmoden durch die Umfangsgeschwindigkeit.

Eine Berechnung der Resonanzeigenschaften des Gitterkanals ist analytisch nicht möglich. Aus diesem Grund wird das System mit Schallwellen gezielt angeregt und ohne Strömung mit der Originalinstrumentierung, das heißt piezoresistiven Druckaufnehmern in Gehäuse und Nabe, bezüglich seiner Resonanzeigenschaften vermessen. Zur Anregung wird ein Frequenzsweepsignal zwischen 50 Hz und 2 kHz gewählt. Um auch Umfangsmoden anzuregen, wird der Lautsprecher radial am Ringrohr angebracht.

.

11.9.2 Ergebnisse der experimentellen Analyse der Resonanzeigenschaften

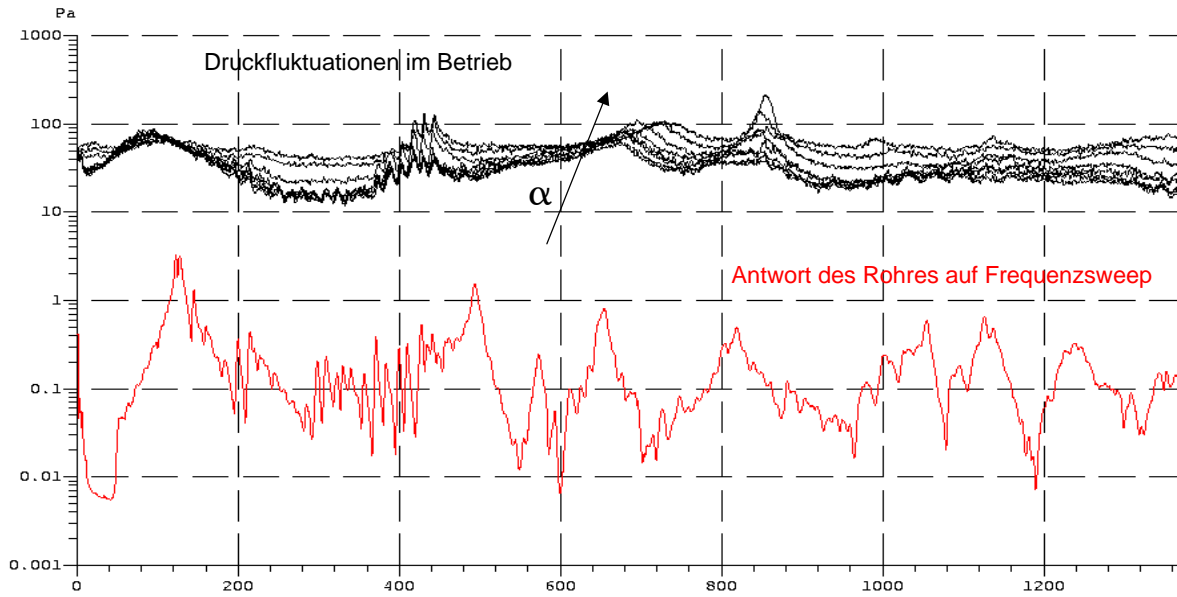


Abbildung 11.48 Schwarz: Leistungsdichtespektren im Gehäuse bei steigender Fehlanströmung; rot: Antwort des Rohres auf Frequenzsweep, Umfangsmode oder höhere Harmonische der Axialresonanz der Meßstrecke, verstärkte Aktivität bei 200 ... 400 Hz

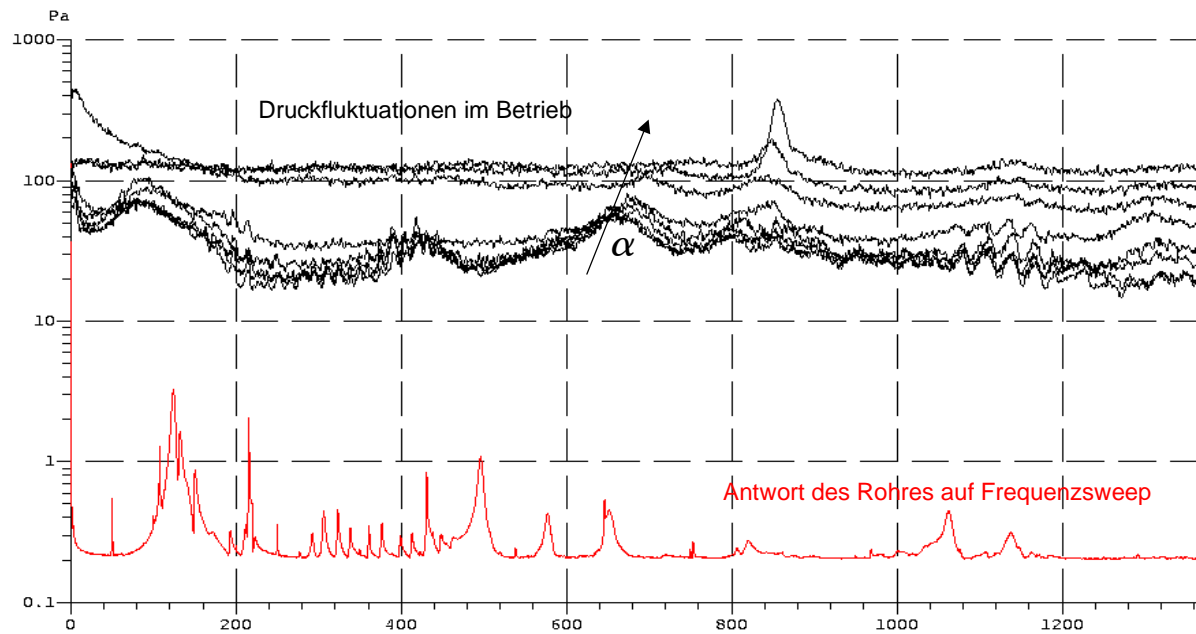


Abbildung 11.49 Leistungsdichtespektrum in der Nabe bei steigender Fehlanströmung und die Antwort des Rohres auf einen Frequenzsweep (50 Hz bis 2 kHz)

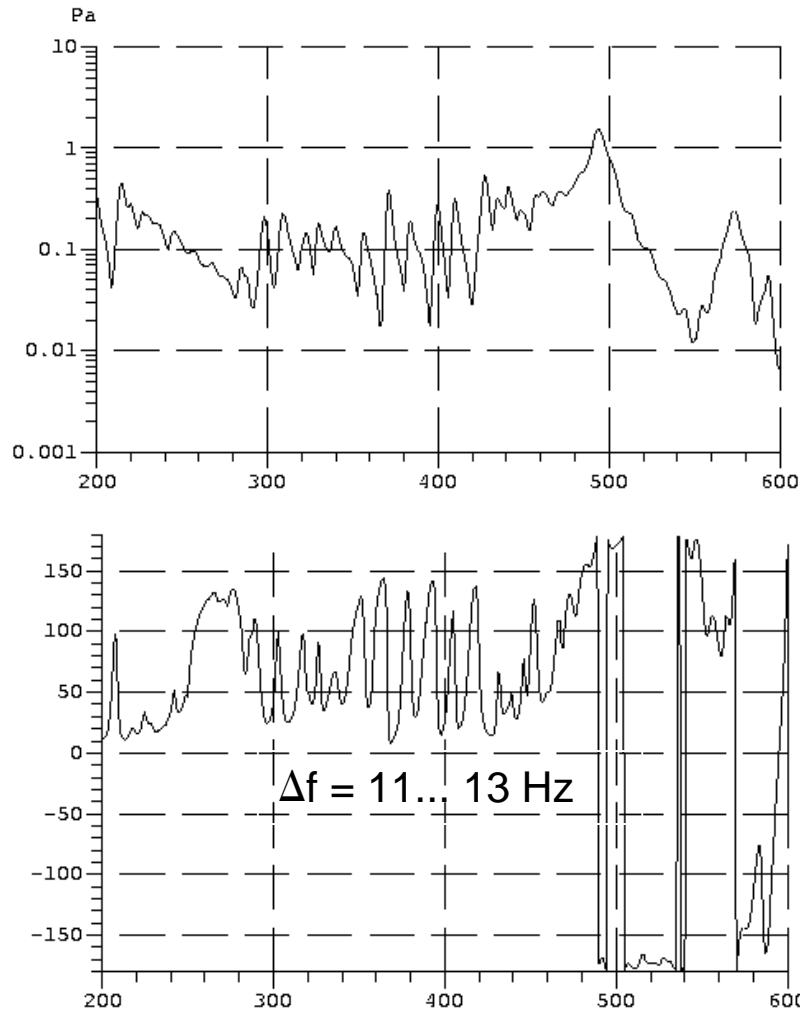


Abbildung 11.50 Kreuzleistungsspektrum im Gehäuse, Anregung mit radial eingebrachtem Lautsprecher, Frequenzsweep: 50 Hz .. 2 kHz, Abstand der Aufnehmer: 90°

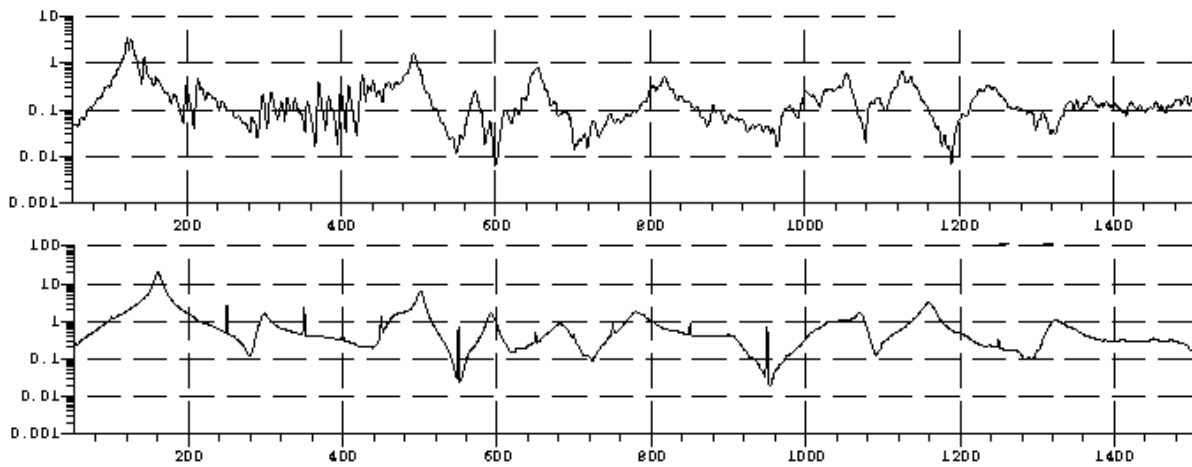


Abbildung 11.51 Vergleich: Rohrantwort mit und ohne Beruhigungskammer und angeschlossenem Rohrsystem; oben: Länge der Meßstrecke 1,20 m, Ausgangskonfiguration; unten: Länge der Meßstrecke: 1,03 m, Rohrantwort ohne Beruhigungskammer

Die Untersuchung der Resonanzeigenschaften des Systems konnte folgendes zeigen:

Die erhöhte Aktivität zwischen 200 Hz und 400 Hz ist auf eine Axialresonanz des gesamten Systems zurückzuführen. Offensichtlich werden höhere Harmonische von 13 Hz gemessen, die Resonanzfrequenz einer Rohrlänge von etwa 15 m. Eine Vergleichsmessung (Abbildung 11.51) demonstriert das.

Im Betrieb regt ein umlaufendes Signal bei etwa 400 Hz, das einer Ablösung im Gehäuse bereits im Auslegungspunkt (im Sinne einer von Day beschriebenen modalen Welle) zugeschrieben wird, in diesem Bereich die Axialresonanzen gezielt an. Das Rohr klingt mit – die Folge ist, daß Phasenspektren in diesem Bereich nicht interpretierbar sind.

11.10 Wellenausbreitung im durchströmten System

Oberhalb einer Cut-off-Frequenz in Abhängigkeit von der Geometrie des Ringrohres sind Störungen ausbreitungsfähig. Eine rotierende Störung regt einen Spinning mode an [Tyler 1962], [Neise], der hohe Amplituden haben und auch ins Fernfeld abstrahlen kann.

11.11 Amplitudenverteilungen am Umfang – Hinweise auf rotierende Quellen

Umfangsmoden können durch rotierende oder stehende Quellen angeregt werden. Wie bereits beschrieben, ist es möglich, mit Hilfe eines einzigen radial angebrachten Lautsprechers Umfangsmoden in einem Rohr oder Ringrohr anzuregen. Es zeigt sich, daß die Wellenausbreitung im Rohr aufgrund dieser stehenden Quelle eine sinusartige Amplitudenverteilung am Umfang liefert. Der Grund dafür ist in der Vorstellung zu suchen, daß die Wellenknoten für den Fall der stehenden Quelle feststehen.

Sind am Umfang mehrere Quellen vorhanden, zum Beispiel eine Anzahl am Umfang phasenversetzt geschalteter Lautsprecher, oder gibt es alternativ dazu eine einzige, rotierende Quelle, rotieren auch die Knoten der Wellen am Umfang. Momentan gibt es auch hier eine azimuthale Amplitudenverteilung. Werden die Signale zeitlich gemittelt, ist die Umfangsverteilung der Signalamplituden konstant. Bei den Untersuchungen wurden ausschließlich zeitlich mitteln Methoden angewendet.

Für die Fouriertransformation müssen Zeitblöcke des auszuwertenden Signals eingelesen werden (Beispiel: Zur Auswertung von 2 Hz benötigt man Signalabschnitte, die mindestens eine halbe Sekunde lang sind.). Bereits die reine Fouriertransformation wirkt daher als zeitliche Mittelung des Signals für die Dauer der Inversen des auszuwertenden Frequenzbereichs. Darüber hinaus werden Leistungsdichtespektren einer Anzahl von Mittelungen unterworfen. Bei der Interpretation von Spektren muß diese Problematik im Auge behalten werden, da alle transienten Signalanteile einer Mittelung unterworfen werden.

Der Unterschied zwischen ruhenden und bewegten Quellen wird anhand der Untersuchungen mit und ohne Strömung deutlich. Ohne Strömung und mit einem Lautsprecher werden Umfangsmoden angeregt, die in Umfangsrichtung deutliche Amplitudendifferenzen zeigen. Das gilt für die Frequenzen 500, 600, 700 und 800 Hz. Mit Strömung ist die Amplitude der Druckstörung für die gemessenen Spinning modes am Umfang in den Frequenzspektren konstant. Quellen für diese Ereignisse rotieren relativ zum Verdichterstator.

11.12 Diskussion der Ergebnisse

Die Ringgitteruntersuchungen zeigen, daß die klassische Trennung zwischen Akustik und Aerodynamik hier nicht zu sinnvollen Ergebnissen führt. Akustik beschreibt zunächst nur kleine Druckschwankungen im Sinne einer linearen Theorie bei zeitlich konstantem mittleren Druck. Die Annahmen sind für die instationären Prozesse am Ringgitter nicht erfüllt. Eine Trennung von Akustik und Aerodynamik ist hier nicht sinnvoll, besser ist es, von Wellenausbreitung und Resonanzen zu sprechen.

Eine Welle, die einen Eigenmode des Kanals anregt, kann sich besonders verlustarm im System ausbreiten. Eigenmoden des Ringgitterkanals begünstigen die Ausbreitung aller Druckschwankungen, ob „akustischer“ oder „aerodynamischer“. Hohe Signalamplituden entstehen besonders für den Fall, daß Quelle und Antwort miteinander koppeln. Eine aerodynamische Druckschwankung kann mit dem System wechselwirken, in dem Sinne, daß die Druckschwankung die Rohrresonanz anregt und die Rohrantwort die Druckschwankungsquelle (zum Beispiel die Wirbelablösefrequenz) triggert. Das Ergebnis sind hohe Signalpegel in Frequenzen, die nicht mehr der natürlichen Stouhal-Gesetzmäßigkeit folgen und nahezu unabhängig von der Reynoldszahl auf Resonanzfrequenzen des Systems eingefroren sind.

11.12.1 „Querflöte und Klarinette“

Uralte Technologien nutzen diese Phase-Locking-Mechanismen. Das Mundstück einer Querflöte ist so gestaltet, daß der Luftstrom beim Anblasen eine abgelöste Scherschicht erzeugt. Die Wirbelablösefrequenz regt einen Axialmode der Flöte an. Die aktive Länge kann bei der Flöte durch Öffnen und Verschließen der Klappen variiert werden. Die Antwort des Rohrs triggert die Wirbelablösefrequenz am Mundstück. Das Ergebnis ist ein sauberer Ton hohen Pegels.

Die Klarinette hat ein schwingungsfähiges Mundstück. Hier findet sich ein Zusammenspiel von Wirbelablösefrequenz, Strukturschwingung und Rohraxialresonanz.

Die Frage, ob es sich beim System Ringgitterkanal eher um eine Querflöte oder eine Klarinette handelt, ist also einfach zu beantworten: Die Ringgitterströmung verhält sich entsprechend dem Prinzip der Querflöte, da ein Zusammenspiel von Wirbelablösefrequenzen und Rohreigenmoden das Strömungsmuster bestimmt. Die Strukturschwingungen der Schaufeln spielen eine untergeordnete Rolle.

11.12.2 Trennung von Quelle und Antwort

In den Experimenten am Ringgitterkanal wurden Druckschwankungen gemessen. Es bestand bei allen Messungen die Schwierigkeit, von der Rohrantwort auf die Quelle für die instationäre Bewegung zu schließen. Die vorangegangene Argumentation sollte verdeutlichen, daß sich Quelle und Rohrantwort gegenseitig bedingen und so eine Trennung von Quelle und Antwort nicht sinnvoll ist. Eine Identifikation der Orte, an denen lokal durch aerodynamisch-instationäre Mechanismen Schwankungsbewegung produziert wird, ist durch Analyse der Signalpegel und der Phasenlagen der Signale gelungen.

Das Verdichtergitter wurde als maßgeblicher Einfluß identifiziert. Unterschiedliche Effekte wurden der Nabe und dem Gehäuse zugeschrieben. Die Schaufelvorderkante ist der Ort der maximalen Schwankungsbewegung für Spalteffekte.

11.13 Messung rotierender Strukturen im Stator eines einstufigen Axialverdichters – ergleich mit Messungen aus dem stehenden Ringgitter

11.13.1 Motivation

Im Verdichterringgitter der TU Berlin wurden bei hohen Schaufelbelastungen Wirbelstrukturen in den Schaufelpassagen als Folge eines Strömungsabrisses an den Schaufelvorderkanten detektiert. Wandanstrichbilder zeigen nur das zeitgemittelte Strömungsbild, weisen aber auf Quellen für instationäre Bewegung hin (vgl. Kapitel "Anstrichbilder"). Ablöselinien und Fußpunkte von Wirbeln sind aerodynamische Quellen für instationäre Bewegung und im zeitlichen Mittel in den Wandschubspannungslinien sichtbar. Parallel dazu wurden am Ringgitter instationäre Druckmessungen durchgeführt. In den Betriebspunkten hoher Belastung wird ein breitbandiges Signal im Spektrum sichtbar. Die Kohärenz zeigt ein lokales Maximum. Der Phasenverlauf ist in diesem Bereich linear, ein Hinweis auf die Ausbreitung eines Signals in Umfangsrichtung. Die Vermutung lag nahe, daß die Vorderkantenabriss nicht stationär erfolgten, sondern daß ein Wandern gemäß dem Mechanismus des Rotating stall vorlag [Emmons 1955].

Im Braunschweiger Verdichter wurden im Stator in Anstrichversuchen kurz vor dem Abriß des Rotors sehr ähnliche Wirbelstrukturen detektiert. Den Bildern konnte eine stark instationäre Bewegung des Wirbels entnommen werden, da Farbe aus dem Wirbelkern in die unmittelbare Umgebung des Wirbels zentrifugiert wurde. Es fand ein Strömungsabriß im Stator statt, bevor die gesamte Maschine die Stabilitätsgrenze überschritt. Die Vermutung, es könne sich um rotierende Strukturen in der Form handeln, wie sie auch im Ringgitter gefunden wurden, wurde durch Messung von Druckspektren auf der Höhe des Stators in der Gehäusewand überprüft.

11.13.2 Meßaufbau

Im Gehäuse wurde auf der Höhe des Stators umfangversetzt mit zwei Kulite-Druckaufnehmern gemessen. Der Abstand der Aufnehmer betrug in Umfangsrichtung etwa 45° und damit ca. 200 mm. Konstruktionsbedingt ergab sich ein kleiner Abstand in axialer Richtung. Die Meßposition für Aufnehmer A lag vor der Profilvorderkante, Aufnehmer B wurde unmittelbar neben dem Profil positioniert. Es wurden Auto- und Kreuzleistungsspektren mit 100 Mittelungen gemessen. Dabei wurden folgende Punkte gefahren:

- $\Phi = 0,41$: Abriß
- $\Phi = 0,42$: deutlichste Wirbelstrukturen
- $\Phi = 0,43 - \Phi = 0,45$ Wirbelstrukturen
- $\Phi = 0,46$: Verschwinden der Wirbelstrukturen
- $\Phi = 0,50$: Best efficiency

Exemplarisch wurde bei $\Phi = 0,42$ ein Spektrum des instationären Wanddrucks auf Höhe des Rotors gemessen.

11.13.3 Ergebnisse

Auf Höhe des Rotors werden kurz vor dem Erreichen der Stabilitätsgrenze keine Anzeichen einer rotierenden Druckstörung im Stator gefunden. Es treten keine rotierenden Instabilitäten als Vorstufe der rotierenden Ablösung auf. Deutlich heben sich im Spektrum die Blattfolgefrequenz sowie die Rotorfrequenz mit Harmonischen hervor. Seitenbänder der Blattfolgefrequenz deuten auf eine aerodynamische Unwucht hin.

Auf Höhe des Stators wird von Aufnehmer A eine undeutliche und sehr breitbandige Überhöhung im Spektrum erfaßt. Sie liegt in etwa zwischen 800 und 1000 Hz, unterhalb der Blattfolgefrequenz bei etwa 1200 Hz (Abbildung 11.53). Aufnehmer B, in Profilmitte, mißt für die breitbandige Druckstörung eine erheblich kleinere Amplitude.

Die Kohärenzfunktion zeigt für den breitbandig überhöhten Bereich ein lokales Maximum, das aber deutlich unterhalb der Kohärenz für die Blattfolgefrequenz (nahe 1) liegt. Erst in der Korrelation ist das Signal interpretierbar. Der Verlauf des Phasenwinkels ist linear (Abbildung 11.54) und deutet auf ein Wandern einer Störung in saugseitiger Richtung hin. Die Ausbreitungsgeschwindigkeiten der Druckstörung in Abhängigkeit vom gefahrenen Betriebspunkt zeigt Abbildung 11.55. Die Umfangsgeschwindigkeiten der Strömung liegen bei ca. 95 m/s. Die Druckstörung rotiert mit etwa halber Umfangsgeschwindigkeit.

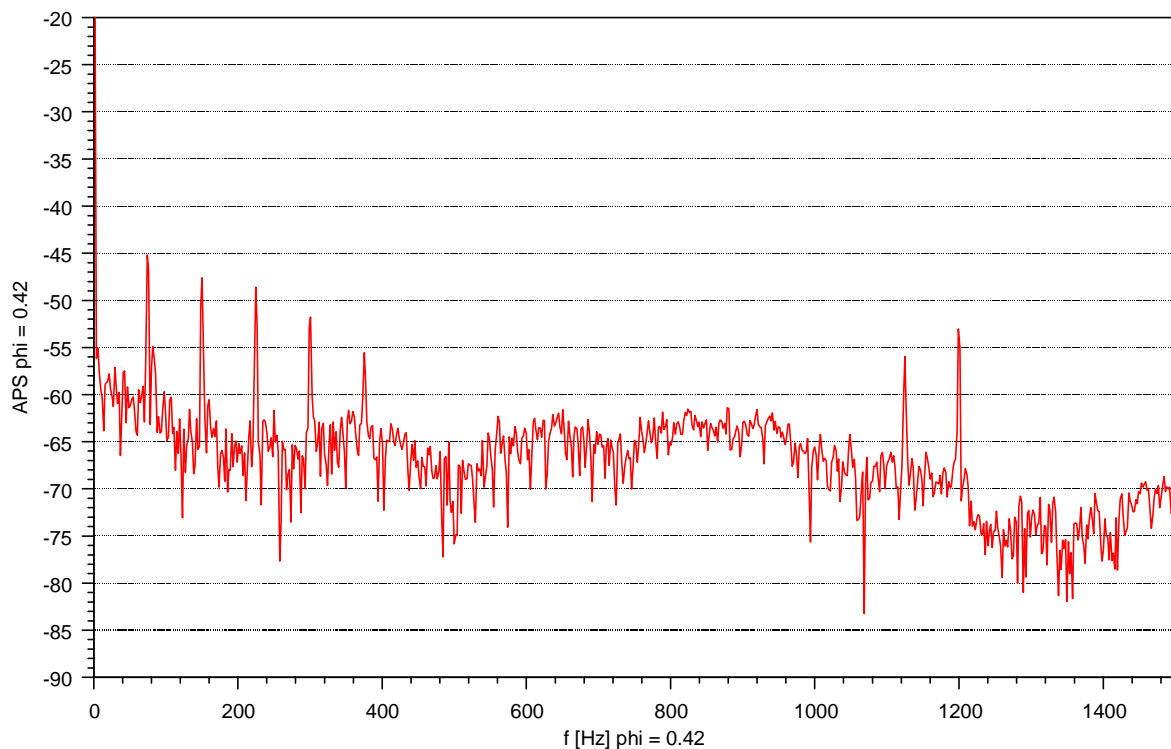


Abbildung 11.53
Autoleistungsspektrum, 100 Mittelungen, $\Phi = 0,42$

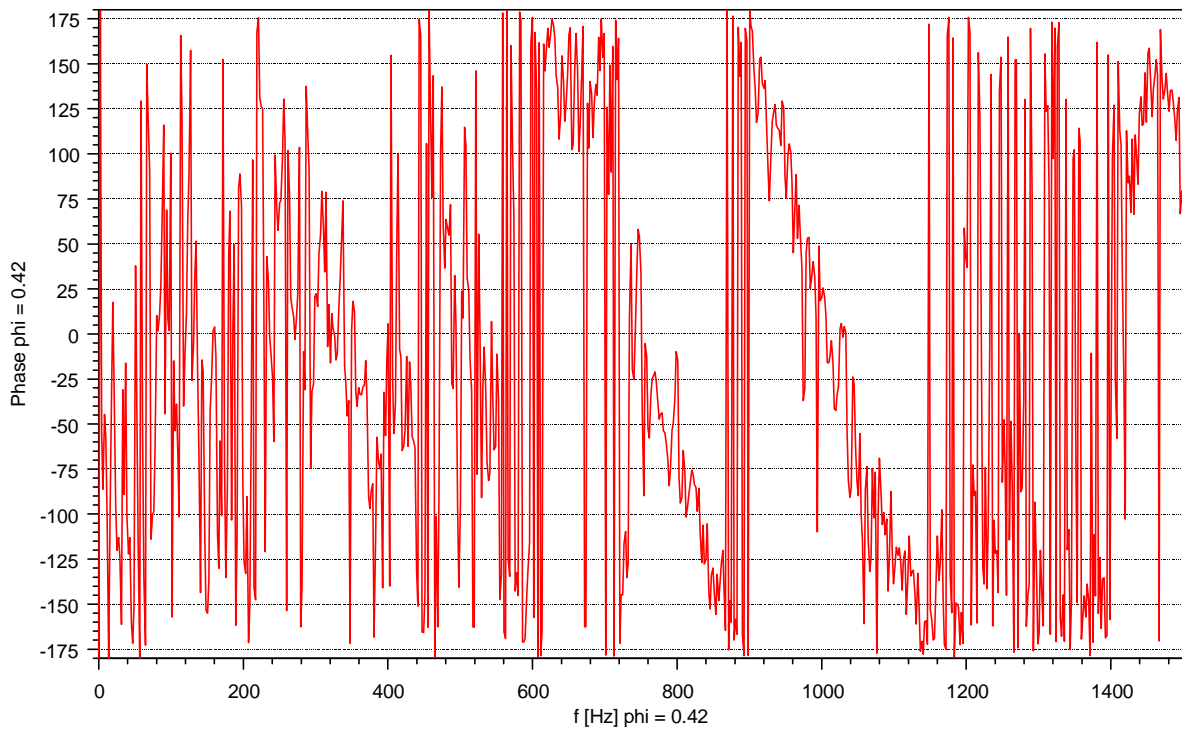


Abbildung 11.54
Phasenspektrum, 100 Mittelungen, Aufnehmer 45° umfangsversetzt

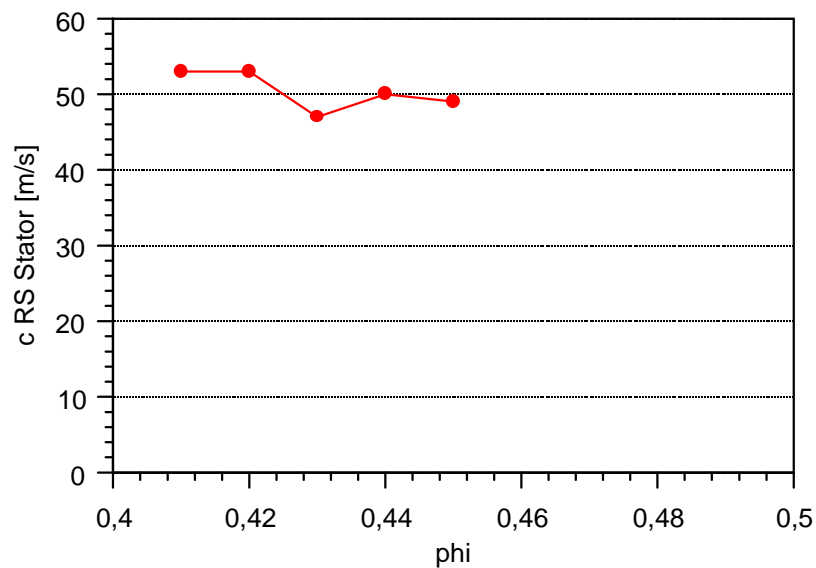


Abbildung 11.55
Umfangsgeschwindigkeit der rotierenden Ablösung im Stator
 $\Phi = 0,41$: Stall; $\Phi = 0,5$: Best efficiency

Bei $\Phi = 0,41$ setzt der Rotating stall im Rotor ein. Neben Blattfolgefrequenz, Rotorfrequenz und Statorablösungen werden Peaks der Frequenz der rotierenden Ablösung im Rotor gemessen (Abbildung 11.61). Das Entdrosseln der Maschine führt zu einer Verkleinerung der Amplitude der Rotorfrequenz mit Harmonischen. Die rotierende Ablösestruktur im Stator ist bei $\Phi = 0,46$ in den Spektren nicht mehr zu erkennen. Diese Beobachtung deckt sich mit den am Stator durchgeführten Anstrichversuchen. Bei $\Phi = 0,50$ (Best efficiency) werden nur noch Blattfolgefrequenz und Rotorfrequenz (Harmonische und Seitenbänder) gemessen.

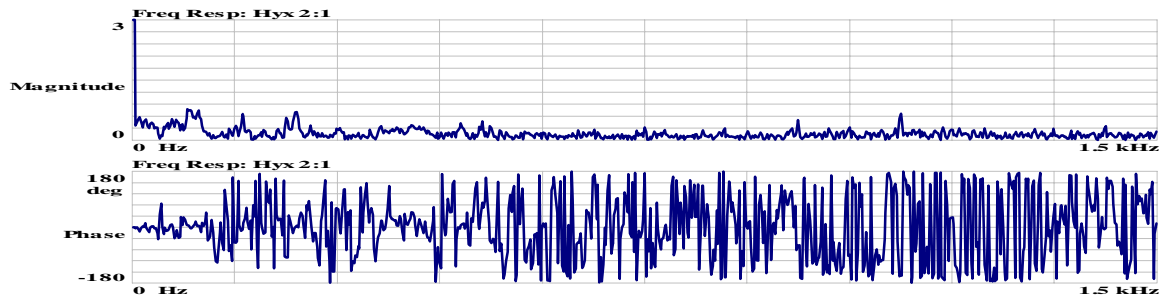


Abbildung 11.56
 $\Phi = 0,50$

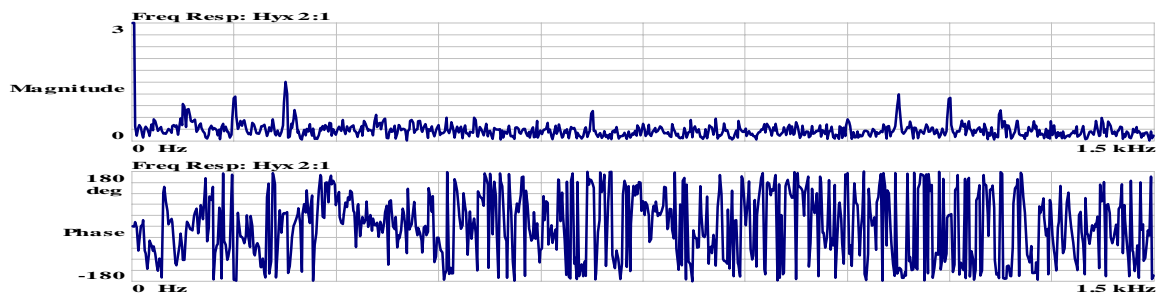


Abbildung 11.57
 $\Phi = 0,46$

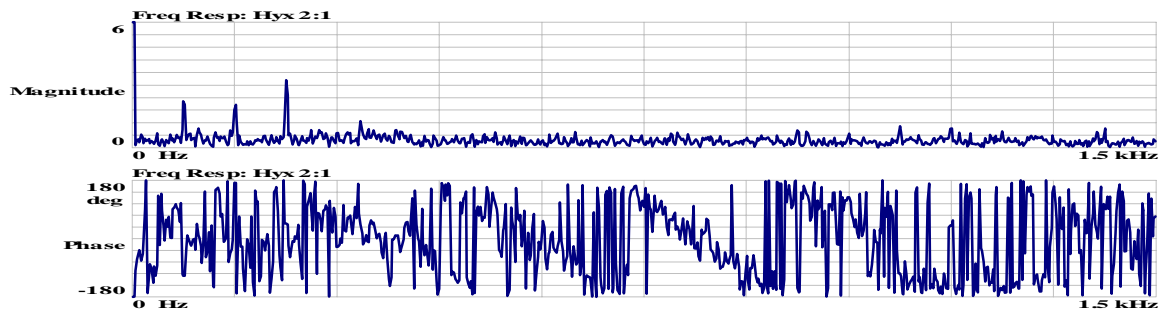


Abbildung 11.58
 $\Phi = 0,45$

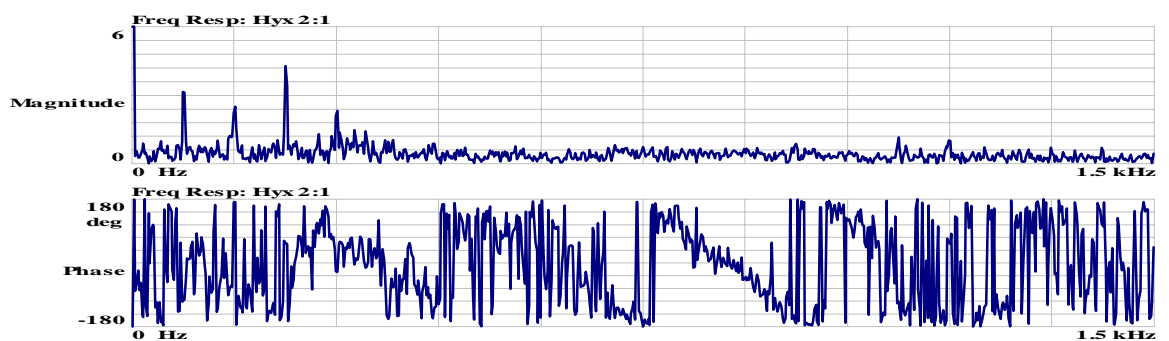


Abbildung 11.59
 $\Phi = 0,44$



Abbildung 11.60
 $\Phi = 0,43$

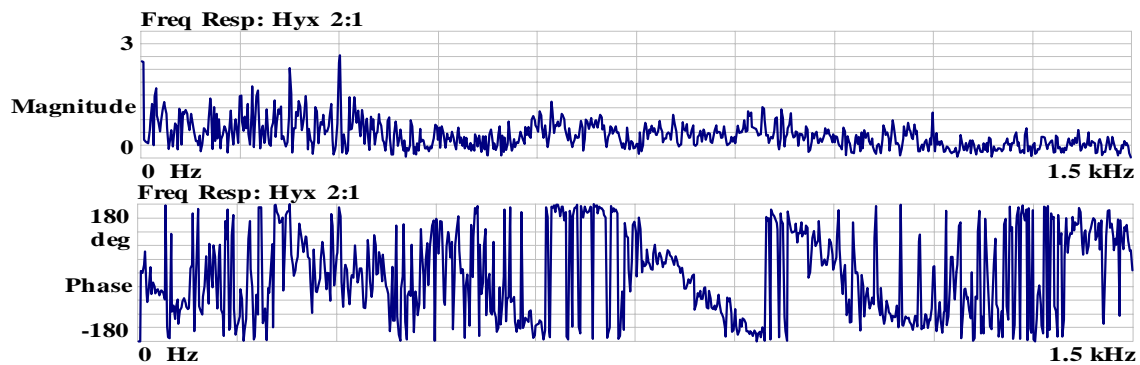


Abbildung 11.61
 $\Phi = 0,41$

11.13.4 Folgerungen

Für gewöhnlich wird bei der Vermessung von Turbomaschinen das Augenmerk auf die Rotoren gelegt. In Rotornähe werden strömungsmechanische Effekte aus dem Stator von den um Größenordnungen höheren Signalanteilen aus dem Rotor überdeckt. Eine gezielte Messung im Stator zeigt, daß im Off-Design vor Erreichen der Abrißgrenze des Gesamtsystems, die vom Verhalten des Rotors bestimmt wird, eine rotierende Ablösestruktur im Stator ausgeprägt ist. Die Strukturen drosseln den Verdichter und stellen eine rotierende aerodynamische Unwucht dar, die aller Wahrscheinlichkeit nach eine Stromaufwicklung ausübt. Somit wäre der Stator als maßgeblicher Faktor für das Stabilitätsverhalten des Gesamtsystems identifiziert worden.

Die am Stator des Verdichters gemessenen Spektren (Abbildungen 11.53 bis 11.61) weisen große Ähnlichkeit mit den am Ringgitter gemessenen (Abbildung 11.64) auf. Die charakteristischen Drucksignaturen gehen mit Ablösungen der Profilgrenzschichten einher [Abbildung 10].

Die rotierenden Strukturen zeigen in der Signatur im Spektrum weniger Ähnlichkeit mit dem klassischen Rotating stall im Rotor, der gewöhnlich als schmalbandiges, häufig als tonales Signal im Spektrum erscheint. Eher sind Ähnlichkeiten zu den von Kameier beschriebenen rotierenden Instabilitäten vorhanden [Kameier 1994], [Mailach 1999], die im Spektrum als breitbandige Überhöhung unterhalb der Blattfolgefrequenz erscheinen und als rotierende Frequenzquelle verstanden werden. Im Gegensatz dazu steht die klassische rotierende Ablösung, dem quasi eingeforenen Störungsmuster in der Laufradebene.

Die Strömungsphysik der rotierenden Instabilitäten ist noch nicht vollständig verstanden. Als Voraussetzung für das Auftreten von rotierenden Instabilitäten als Vorstufe zur rotierenden Ablösung wurde das Vorhandensein eines Spalts im Zusammenspiel mit einer hohen Schaufelbelastung identifiziert [März 1998]. Die hier untersuchten Gitter, Ringgitter wie Verdichterstator, verfügen über einen Nabenspalt und sind hoch gestaffelt. Die Erfüllung dieser beiden Kriterien gewährleistet jedoch keine gleichen physikalische Ursachen für die am Stator gemessenen Ablösungen und die bislang nur am Gehäusespalt des Rotors gefundenen rotierenden Instabilitäten. Vielmehr wird vermutet, daß Ablösungen der Profilhrenzschichten und die in den zeitgemittelten Bildern sichtbaren Passagenwirbel eine Rolle im instationären Strömungsmuster spielen.

Bereits vor dem Strömungsabriß am Rotor eines Verdichters ist der Stator hoch belastet. Die Strömung im Stator löst ab, und *instationäre Sekundärströmungen* rotieren in Umfangsrichtung mit halber Umfangsgeschwindigkeit. Die Signalamplituden vor den Vorderkanten sind höher als in der Profilmittle – die Quellen sind mit großer Wahrscheinlichkeit unmittelbar vor dem Stator lokalisiert.

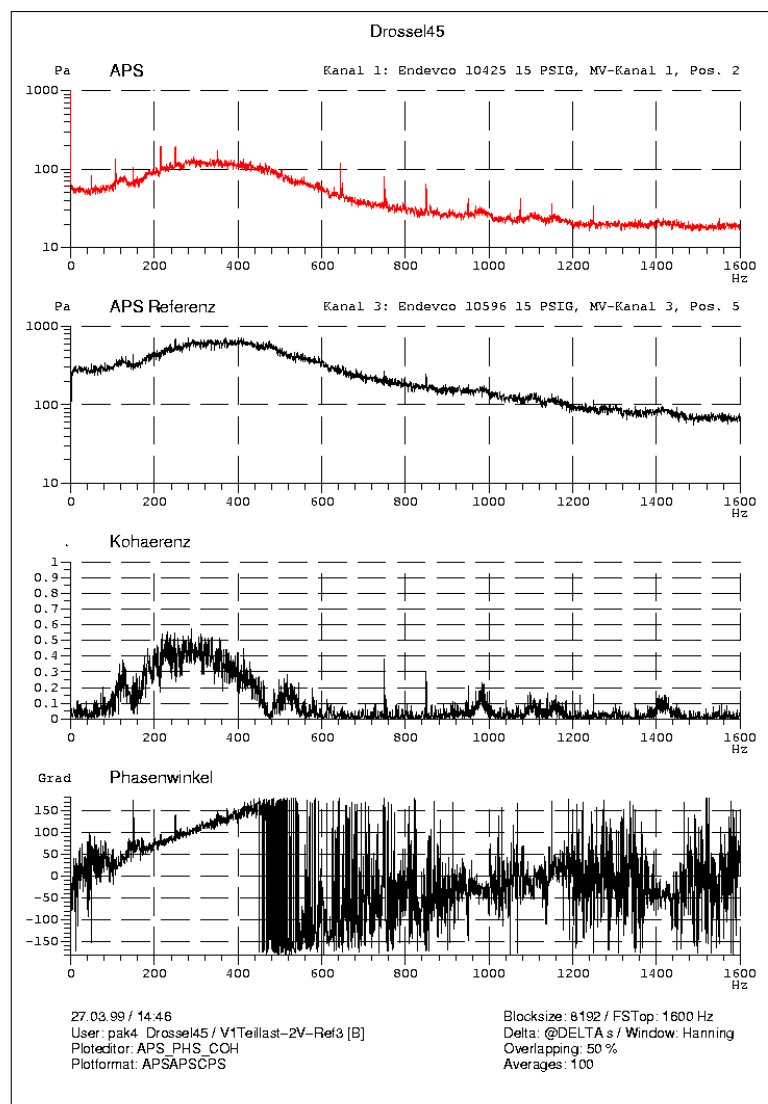


Abbildung 11.64 Druckschwankungsspektrum am Ringgitter, in der Nabe gemessen. Ausbreitungsgeschwindigkeit der Störung ist halbe Umfangsgeschwindigkeit in Saugseitenrichtung, Fehlanströmung: 25° , $Re = 8 \times 10^4$

12 Fazit

In Statoren kann eine große Zahl unterschiedlicher Ablösestrukturen beobachtet werden. Ein Triggern dieser Strukturen ist nicht erforderlich. Oszillationen in axialer Richtung werden beobachtet, sowie umlaufende Strukturen.

Am Ringgitter entstehen vielfältigste Strömungsinstabilitäten, teils durch instationär-aerodynamische Mechanismen, teils durch Resonanzerscheinungen und Rückkoppelungen mit dem durchströmten Rohr. Anstrichvisualisierungen haben gezeigt, daß am Stator sehr ähnliche Mechanismen für instationäre Bewegung sorgen wie im Rotor oder in der vollständigen Stufe. Der einzige Unterschied ist, daß im Spektrum nur sehr breitbandige Signale erfaßt werden, die erst in der Umfangskorrelation interpretierbar sind. Das als rotierende Ablösung interpretierte Signal erscheint nicht als scharfer Peak, sondern als breitbandiges Signal. Für die Ausbreitung der Störungen in Umfangsrichtung scheint eine Art Kugellagermechanismus verantwortlich zu sein, der den Instabilitäten die halbe Umfangsgeschwindigkeit als Fortpflanzungsgeschwindigkeit aufzwingt.

In der Literatur finden sich zwar Beschreibungen von rotierender Ablösung im Stator oder in der Kaskade. Oft wird aber nur ein periodisches Signal identifiziert und ohne Kenntnis der Phasenlage auf rotierende Ablösung geschlossen. Die Ringgittermessungen zeigen, daß eine Vielzahl von Periodizitäten auftreten, die nicht alle klassische rotierende Ablösung, das heißt die Ablösung der Profilgrenzschichten mit saugseitiger Bewegungsrichtung, sind, sondern auch auf Koppelungen von Wirbelablösefrequenzen mit den Eigenmoden des Rohrs in axialer, radialer und Umfangsrichtung zurückzuführen sein können.

13 Literaturverzeichnis

- Beitz W., Küttner K. H. 1987 Dubbel, Taschenbuch für den Maschinenbau. 16. Auflage, Springer Verlag, Berlin
- Bendat J., Piersol A: 1980 Engineering Application of Correlation and Spectral Analysis. New York
- Blake W. K. 1983 Differential Pressure Measurement, in: Fluid Mechanics Measurements. Springer, Berlin
- Boehm R. G., Breugelmans F. A. E. 1997 Deterministic Chaos Theory Applied to the Prediction of Stall in Axial Flow Compressors, VKI Project Report June 1997-22
- Cumpsty, N. A. 1989 Compressor Aerodynamics. Longman Scientific & Technical
- Emmons H. W., Pearson C. E., Grant H. P. 1955, Compressor Surge and Stall Propagation. Transactions of the ASME, May 55, pp 455-467
- Fechtmann C. 1996 Analyse der Instabilitäten im konzentrischen Kugelspalt für weite Spaltweiten, Studienarbeit am Zentrum für angewandte Raumfahrttechnologie und Mikrogravitation, Universität Bremen
- Gary, R. L., Nenni, J. P. , Arendt, R.H. 1973 Investigation of Rotating Stall in Axial Flow Compressors and the Development of a Prototype Rotating Stall Control System – Technical Report of the U.S. Air Force Aero Propulsion Laboratory, Mai 1973
- Greitzer E. M. 1980, Review – Axial Compressor Stall Phenomena. Trans ASME Vol. 102
- Gründel H. 1995 Strukturen in symmetrischen und asymmetrischen Scherschichten, Dissertation an der TU Berlin, Verlag Dr. Köster Berlin
- Gyarmathy G. 1996 Impeller Momentum Exchange During Rotating Stall. ASME Paper 96-WA/PID-6, ASME Winter Annual Meeting, Atlanta, November.
- Hoying D. A., Choon S T, Greitzer E. M. 1998, Role of Blade Passage Flow Structures in Axial Compressor Rotating Stall Inception, ASME 98-GT-588
- Inoue M, Kuroumaru M, Iwamoto T, Ando Y 1991 Detection of a Rotating Stall Precursor in Isolated Axial Flow Compressor Rotors. Journal of Turbomachinery Vol. 113, pp 281 ff
- Kalter M. 1990 Bericht zu einer Untersuchung über dreidimensionale Effekte in einer nominell zweidimensionalen Grenzschicht infolge von Inhomogenitäten in der Anströmung. Interner Bericht am Hermann-Foettinger-Institut, Technische Universität Berlin
- Kameier F. 1994, Experimentelle Untersuchung zur Entstehung und Minderung des Blattspitzen-Wirbellärms axialer Strömungsmaschinen, VDI-Verlag, Düsseldorf
- Körbächer H. 1996 Experimental Investigation of the Unsteady Flow in an Oscillating Annular Compressor Cascade, Dissertation EPFL Lausanne
- Mailach R. 1999, Experimental Investigation of Rotating Instabilities in a Low Speed Research Compressor, ImechE 1999 C557/006
- März J., Neuhaus L., Neise W., Gui X. 1998, Circumferential Structure of Rotating Instability and the Variation of Flow Rates and Solidity, VDI-Tagung Turbokompressoren im industriellen Einsatz, VDI-Bericht Nr. 1425

- Mathioudakis C. 1985 Rotating Stall in Axial Flow Compressors. Dissertation am Von-Karman-Institut.
- Mc Doughall N. M., Cumpsty N. A., Hynes T. P. 1990 Stall Inception in Axial Compressors. Transactions of the ASME, Journal of Turbomachinery, Vol. 112, pp 177 ff
- Milde W. 1997 Betriebsanleitung Druckluftanlage. Bericht 1/97-1, Luftfahrtantriebe TU Berlin
- Nelson E. B., Paduano J. D., Epstein A. H. 1999, Active Stabilisation of Surge in an Axial-Centrifugal Turboshift Engine. ASME, 99-GT-438
- Okiishi T., Rukavina J. 1990, Stall margin Improvement in axial-Flow Compressors by Circumferential Variation of Stationary Blade Setting Angles, 26th Joint propulsion Conference, July 16-18 / Orlando, FL, AIAA 90-1912
- Palomba C., Breugelmans F. A. E. 1994 The Use of Strange Attractors to Represent Rotating Stall Phenomenon in Axial Flow Compressors, VKI Project Report June 1994-26
- Palomba C., Breugelmans F. A. E. 1995 Phase portraits from rotating stall time series, ISABE Conf., Melbourne, Australia, Sept 10-15, 1995
- Preute, R. 1999, Ruhr-Uni Bochum Untersuchung auf der AG-Turbo-Sitzung, Messungen an einem mehrstufigen Verdichter
- Reitebuch D., Ulbricht I. 1997 Modellierung der Wechselwirkungen zwischen benachbarten Strömungstrecken, interner Vortrag bei BMW Rolls Royce 1997
- Saathoff H., Homeier L. 1999 Sekundärströmungen in einem hoch gestaffelten Verdichtergitter mit Spalt, DGGL-Nachwuchstagung Berlin, 27.9 – 1.10.1999
- Schulz H. D. 1989 Experimentelle Untersuchung der dreidimensionalen abgelösten Strömung in einem Axialverdichterringgitter, Dissertation an der RWTH Aachen, September 1989
- Stenning A. H., Kriebel A. R. 1957 Stall Propagation in a Cascade of Airfoils, Massachusetts Institute of Technology, Cambridge, MA, USA
- Tyler J. M., Sofrin T. G., Axial Flow Compressor Noise Studies. SAE Transaction 70, 1962, pp 309–332
- Ulbricht, I. 1996 Rotierende Ablösung und Pumpen bei einem mehrstufigen Niedergeschwindigkeitsverdichter, Diplomarbeit an der TU Berlin
- Von Heesen W. 1997, Experimentelle Untersuchungen nicht-drehklangbezogener tonaler und breitbandig-rauschartiger Störgeräusche bei Radial- und Axialventilatoren. Abschlußbereich zum Forschungsvorhaben AiF 10047 der Forschungsvereinigung für Luft- und Trocknungstechnik Frankfurt / Main, Mai 1997
- Welsh M. C., Stokes A. N., Parker R. 1984, Flow-Resonant Sound Interaction in a Duct Containing a Plate, Part I: Semi-Circular Leading Edge. Journal of Sound and Vibration 95, pp 305-323
- Wennerstorm A. J. 1987, Some Experiments With a Supersonic Axial Compressor Stage. Journal of Turbomachinery, July 1987, pp 388–397
- Zweifel O. 1945 Zur Frage der optimalen Schaufelteilung bei Beschaukelungen von Turbomaschinen, insbesondere bei großer Umlenkung in den Schaufelreihen. Brown Bovary Mitteilungen S. 436 ff, Dezember 1945

Verzeichnis der Tabellen und Abbildungen	Seite
Abbildung 5.1 Ringgittermodell mit Beruhigungskammer und Meßtechnik	16
Abbildung 5.2 Schaltbild der Druckluftanlage	17
Abbildung 5.3 Kennlinien für den Parallelbetrieb von drei Verdichtern	18
Abbildung 5.3-1 Kennlinien für den Parallelbetrieb von zwei Verdichtern	19
Abbildung 5.4 Kennlinien für den Standalone-Betrieb eines Verdichters mit regelbarer Drehzahl	20
Abbildung 5.5 Schaufelhöhe h in Abhängigkeit vom Nabenverhältnis x	21
Abbildung 5.6 Ringfläche in Abhängigkeit von der Anströmmachzahl	21
Tabelle 5.7 Anströmbedingungen für das Vordrallgitter	22
Tabelle 5.8 Anströmbedingungen für das Verdichtergitter	23
Diagramm 5.9 Anströmwinkel des Verdichtergitters	24
Diagramm 5.10 Nickwinkel	24
Diagramm 5.11 Gesamtdruck	24
Diagramm 5.12 Statischer Druck	25
Diagramm 5.13 Tangentialgeschwindigkeit	25
Diagramm 5.14 Drallwinkel	25
Abbildung 5.15 Schaufelkanal des Verdichtergitters, Stromlinienschnitt	27
Abbildung 5.16 Verdichterprofil, ebener Schnitt	27
Abbildung 5.15 Machzahlverteilung und Druckverlustbeiwert für einen Anströmwinkel von 45°	29
Abbildung 5.18 Machzahlverteilung und Druckverlustbeiwert für einen Anströmwinkel von $45,5^\circ$	30
Abbildung 5.19 Machzahlverteilung und Druckverlustbeiwert für einen Anströmwinkel von 46°	31
Abbildung 5.20 Machzahlverteilung und Druckverlustbeiwert für einen Anströmwinkel von $46,5^\circ$	32
Abbildung 5.21 Machzahlverteilung und Druckverlustbeiwert für einen Anströmwinkel von 47°	33
Abbildung 5.22 Machzahlverteilung und Druckverlustbeiwert für einen Anströmwinkel von 48°	34
Abbildung 5.23 Machzahlverteilung und Druckverlustbeiwert für 6° Entlastung: Anströmwinkel 44° , Abströmwinkel 20°	35
Abbildung 5.24 Schaufelkanal des Vordrallgitters, Stromlinienschnitt	36
Abbildung 5.25 Ebener Schnitt durch das Profil des Vordrallgitters	36

Abbildung 5.26 Machzahlverteilung über der Sehnenlänge des Vordrallprofils im Stromlinienschnitt im Auslegungspunkt aus Mises 1.4-Rechnung	37
Abbildung 5.27 Auslegungspunkt, Vordrall- und Verdichtergitter maßstäblich	37
Datenblatt 5.28 Ringgitterschaufeln	38
Abbildung 6.1	39
Abbildung 6.-2 PMMA-Einsatz und Nabenelement für Messungen des statischen Drucks (links), in die Nabe eingebaute Miniaturkamera (rechts)	39
Abbildung 6.3 Miniaturlaser zur Einstellung des Staffelungswinkels von Vordrall- und Verdichtergitter	40
Abbildung 6.4 Halbkontur der vier Stützen, aufgedicktes, symmetrisches Eppler-Modellflugprofil	40
Abbildung 6.5 Windkanal	42
Abbildung 6.6 Schaufelring	43
Abbildung 6.7 Verstellring	43
Abbildung 6.8 Nasenkonus	44
Abbildung 6.9 Enddiffusor	44
Abbildung 6.10 Lager	44
Die vier Stützen sind profiliert und gebohrt, die Flansche des zentralen Elements geschweißt.	44
Abbildung 6.11 Schaufelkränze und PMMA-Einsätze	45
Abbildung 7.1 Das instrumentierte Ringgitter	47
Tabelle 7.2 Stationäre Druckmeßtechnik	47
Tabelle 7.3 Instationäre Druckmeßtechnik	48
Abbildung 7.4 Drei DMS-Halbbrücken, zwei Heißfilmarrays	48
Abbildung 7.5 Laservibrometer, Isolation der Schaufelschwingungen durch Differenzmessung zwischen Schaufel und Gehäuse	49
Abbildung 7.6 Mit DMS instrumentierte Verdichterschaufeln (DMS-Halbbrücken, Sensoren auf Schaufelober- und unterseite)	49
Abbildung 7.7 Im Gehäuse eingebaute piezoresistive Differenzdruckaufnehmer	49
Abbildung 7.8 Flüssigkristallfolie auf Verdichterschaufeln und Gehäuse	50
7.9 Signalverarbeitung	50
Abbildung 7.10 Kondensatormikrofon mit Vorverstärker und Mikrofonkabel	51
Abbildung 8.1 Kleiner Windkanal mit Diffusormeißstrecke	53
Abbildung 8.2 Sensorpositionen	53
Tabelle 8.3 Mikrofonpositionen	53

Abbildung 8.4 Spektren bei gleicher Reynoldszahl im abgelöseten Diffusor (oben) und im nicht abgelösten (unten) – die Oszillation der Ablöselinie verursacht tieffrequente Schwankungsbewegung	55
Abbildung 8.5 Spektren der drei Mikrofone und Zeitreihen (untere Abbildung) – deutlich zu erkennen sind die “Orgeltöne” bei ca. 600 Hz	56
Abbildung 8.6 Orgelton beim Hochfahren des Kanals: rot Mikrofon1, schwarz: Mikrofon 2, blau: Mikrofon3	57
Abbildung 8.7 Drei bandpaßgefilterte Zeitverläufe (FIR, 1025 Koeffizienten) bei verschiedenen Gebläsedrehzahlen – oben: Orgelton deutlich hörbar, Mitte und unten: Orgelton nicht hörbar. Die Störung ist immer im Signal vorhanden, wird aber nur bei bestimmten Drehzahlen angefacht	58
Abbildung 8.8 Tiefpaßgefilterte Zeitreihen – rot: abgelöste Strömung, schwarz: anliegende Strömung. Die abgelöste Diffusorströmung ist durch höhere Amplituden gekennzeichnet. Weiterhin kann das Wandern von Störungen von Mikrofon 1 nach Mikrofon 3 beobachtet werden.	59
Abbildung 8.9 Zeitsignale der drei in Strömungsrichtung angeordneten Mikrofone – Störungen pflanzen sich grundsätzlich in Strömungsrichtung fort.	60
Abbildung 8.10 Gefilterte Zeitverläufe – deutlich wird das Wandern der Störungen besonders bei dem Druckmaximum bei 18,5 s.	61
Abbildung 8.11 Ringgitter mit Beruhigungskammer (rechts) und Gebläse (links) im saugenden Betrieb	62
Abbildung 8.12 Modell	64
Abbildung 8.13 Rotierende Ablösung im isolierten Rotor; schwarz: ungedrosselter, rot: gedrosselter Betrieb. Rotorfrequenz bei etwa 30 Hz, rotierende Ablösung bei etwa 11 Hz. Sichtbar sind außerdem Harmonische der Rotorfrequenz und die Blattfolgefrequenz bei 210 Hz. Strömungsmedium: Luft	66
Abbildung 8.14 Rotierende Ablösung im isolierten Rotor; schwarz: ungedrosselter, rot: gedrosselter Betrieb. Rotorfrequenz bei etwa 30 Hz, rotierende Ablösung bei etwa 11 Hz. Strömungsmedium: Luft	67
Abbildung 8.15 $1/\ln(f)$ -Verteilung	69
Tabelle 9.1 Staffelungswinkel der drei Gitter	72
Tabelle 9.2 Parameter der Verdichterszentrale	72
Abbildung 9.3 Blockschaltbild der gesamten Meßkette	73
Abbildung 9.4 HP Workstation mit PAK und TEAC Datenrekorder	73
Abbildung 10.1 Saugseite der Verdichterschaufel für einen Anströmwinkel von 51° (links) und Druckseite der Schaufel (rechts)	77
Abbildung 10.2 Blick auf Schaufelsaugseiten und Gehäuse bei	78

ausgebautem Nabenkörper	
Abbildung 10.3 Anstrich der Nabe bei ausgebautem Verdichtergitter, Strömung von rechts, exemplarisch ist unten im Bild die Position eines Verdichterprofils eingefügt	79
Abbildung 10.4 Wandstromlinien an Nabe, Schaufel und Gehäuse, Anströmwinkel 60°	80
Abbildung 10.5 Schaufelsaugseite (links) und Druckseite (rechts), Anströmwinkel 60°	81
Abbildung 10.6 Schaufelsaugseiten und Gehäuse bei ausgebautem Nabenkörper	82
Abbildung 10.7 Blick ins Gehäuse bei ausgebautem Nabenkörper	82
Abbildung 10.8 Blick auf Nabe und Verdichtergitter (Schaufelsaugseiten), Ablöselinie der Nabengrenzschicht vor den Schaufelvorderkanten, Spaltwirbeldynamik	83
Abbildung 10.9 Teilanstrichbild der Schaufelsaugseite	83
Abbildung 10.10 Teilanstriche, Blick ins Gehäuse; links: vom Vordrallgitter ausgehend mitgerissene Farbe, rechts: Teilanstrich des Verdichterschaufelkanals	83
Abbildung 10.11 Teilanstrich, Blick auf die Nabe bei ausgebauten Gittern. Ablöselinie der Nabengrenzschicht vor den Schaufelvorderkanten (Position des Verdichtergitters links der Ablöselinie)	84
Abbildung 10.12 Wandstromlinien an Nabe und Gehäuse	85
Abbildung 10.13 Wandstromlinien an der Nabe bei ausgebautem Vordrallgitter – Blick auf das Verdichtergitter, Vergrößerung des Anströmwinkels mit der Lauflänge, Abklingen des Spaltwirbels der Vordrallschaufeln, Kapselung des Schaufelkanals am Verdichtergitter	86
Abbildung 10.14 Verdichterschaufel – Saugseite (links), Strömungsrichtung von rechts; Druckseite (rechts), Strömungsrichtung von links	87
Abbildung 10.15 Blick in das Verdichtergitter (links), Vorderkantenablösungen; Blick in die Schaufelpassage bei ausgebauter Nabe (rechts), Passagenwirbel	87
Abbildung 10.16 Blick in das Verdichtergitter (links) – bei ausgebauter Nabe (rechts)	88
Abbildung 10.17 Einfluß des Nabenspalt am Verdichtergitter	89
Abbildung 10.18 Blick in das Verdichtergitter – links: Wandstromlinien am Nabenspalt; rechts: Vergrößerung des Spaltbereichs	89
Abbildung 11.1 Wanddruckspektrum der Druckfluktuationen hinter dem Verdichtergitter im Gehäuse, bei steigendem Vordrallwinkel	92

gemessen (Anströmwinkelvariation 45° bis 67°)	
Abbildung 11.2 Kreuzleistungsspektrum der Druckfluktuationen im Gehäuse bei steigender Fehlanströmung: Gruppe von Einzelpeaks, höhere Harmonische der Axialresonanz des Gesamtsystems (vgl. Kapitel "Rohrresonanzen"). Vergrößerter Bereich aus Abbildung 11.1	93
Abbildung 11.3 Wanddruckspektrum der Druckfluktuationen in der Nabe, bei steigendem Vordrallwinkel gemessen (Anströmwinkelbereich 45° bis 67°)	93
Abbildung 11.4 Schallabstrahlung ins Fernfeld bei steigendem Anströmwinkel	94
Abbildung 11.5 APS, Kohärenz und Phasenwinkel für zwei um 18° umfangsversetzte Druckaufnehmer in der Nabe, Auslegungspunkt, Anströmwinkel 45°. Beim Vergleich mit Abbildung 11.6 muß berücksichtigt werden, daß die Abstände der Aufnehmer in Nabe und Gehäuse bei der Messung verschieden waren.	96
Abbildung 11.6 APS, Kohärenz und Phasenwinkel für zwei um 45° umfangsversetzte Druckaufnehmer im Gehäuse, Auslegungspunkt, Anströmwinkel 45°	96
Abbildung 11.7 APS, Kohärenz, Phasenwinkel der Schaufelschwingungen für DMS auf zwei benachbarten Schaufeln im Auslegungspunkt, Anströmwinkel 45°	97
Abbildung 11.8 APS, Kohärenz und Phasenwinkel für zwei um 18° umfangsversetzte Druckaufnehmer in der Nabe, Anströmwinkel 50°	97
Abbildung 11.9 APS, Kohärenz und Phasenwinkel für zwei um 180° umfangsversetzte Druckaufnehmer im Gehäuse, Anströmwinkel 50°	98
Abbildung 11.10 APS, Kohärenz und Phasenwinkel für zwei um 18° umfangsversetzte Druckaufnehmer in der Nabe, Anströmwinkel 51°	98
Abbildung 11.11 APS, Kohärenz und Phasenwinkel für zwei um 18° umfangsversetzte Druckaufnehmer in der Nabe, Anströmwinkel 53°	99
Abbildung 11.12 APS der Heißfilmsignale, Position DS 3, Anströmwinkel 53°	99
Abbildung 11.13 APS der Heißfilmsignale, Position SS 7, Anströmwinkel 53°	99
Abbildung 11.14 APS der Heißfilmsignale, Position SS 13, Anströmwinkel 53°	100
Abbildung 11.15 APS der Heißfilmsignale, Position SS 14, Anströmwinkel 53°	100
Abbildung 11.16 APS, Kohärenz und Phasenwinkel für zwei um 18° umfangsversetzte Druckaufnehmer in der Nabe, Anströmwinkel 53°	100
Abbildung 11.17 APS, Kohärenz und Phasenwinkel für zwei um 18° umfangsversetzte Druckaufnehmer in der Nabe, Anströmwinkel 53°	101

Abbildung 11.18 APS, Kohärenz und Phasenwinkel für zwei um 18° umfangsversetzte Druckaufnehmer in der Nabe, Anströmwinkel 56°	101
Abbildung 11.19 APS, Kohärenz und Phasenwinkel für zwei DMS auf benachbarten Schaufeln; Schaufelschwingung 56°	102
Abbildung 11.20 APS, Kohärenz und Phasenwinkel für zwei um 18° umfangsversetzte Druckaufnehmer in der Nabe, Anströmwinkel 57°	102
Abbildung 11.21 APS, Kohärenz und Phasenwinkel für zwei um 18° umfangsversetzte Druckaufnehmer in der Nabe, Anströmwinkel 58°	103
Abbildung 11.22 APS, Kohärenz und Phasenwinkel für zwei um 18° umfangsversetzte Druckaufnehmer in der Nabe, Anströmwinkel 59°, Abstände der Einzelpeaks sind hier etwa 94 Hz. Mit einem Umfang des Ringgitters von 5,3 m an der Nabe ergibt sich eine Rotationsgeschwindigkeit der Quelle von 50 m/s.	103
Abbildung 11.23 APS, Kohärenz und Phasenwinkel für zwei um 90° umfangsversetzte Druckaufnehmer im Gehäuse, Anströmwinkel 59°	104
Abbildung 11.24 Schaufelschwingungen, DMS auf zwei benachbarten Schaufeln, Anströmwinkel 59°	104
Abbildung 11.25 APS, Kohärenz und Phasenwinkel für zwei um 18° umfangsversetzte Druckaufnehmer in der Nabe, Anströmwinkel 59,5°	105
Abbildung 11.26 APS, Kohärenz und Phasenwinkel für zwei um 90° umfangsversetzte Druckaufnehmer im Gehäuse, Anströmwinkel 59,5°	105
Abbildung 11.28 APS, Kohärenz und Phasenwinkel für zwei benachbarte Schaufeln,	106
Schaufelschwingungen 59,5°, breitbandiges Signal bis 500 Hz, linearer Phasengang, 700 Hz und 800 Hz mit hoher Kohärenz, erste Biegung bei 1600 Hz, zwei Schaufeln schwingen mit 90° Phasenversatz, Geschwindigkeit der Störung: 37 m/s, keine Axialresonanz in den Schaufelschwingungen meßbar	106
Abbildung 11.29 APS, Kohärenz und Phasenwinkel für zwei um 18° umfangsversetzte Aufnehmer in der Nabe, Anströmwinkel 60°	106
Abbildung 11.30 APS, Kohärenz und Phasenwinkel für zwei um 90° umfangsversetzte Aufnehmer im Gehäuse, Anströmwinkel 60°	106
Abbildung 11.31 APS, Kohärenz und Phasenwinkel für zwei um 18° umfangsversetzte Aufnehmer in der Nabe, Anströmwinkel 60°	107
Abbildung 11.32 APS, Kohärenz und Phasenwinkel für zwei um 18° umfangsversetzte Aufnehmer in der Nabe, Anströmwinkel 60,5°	107
Tabelle 11.33 Umfangsgeschwindigkeiten der breitbandigen, rotierenden Störungen an der Nabe und am Gehäuse, Annahme für die Berechnung: zweidimensionale Geschwindigkeitsprofile, Referenzgeschwindigkeit in der Kanalmitte	107

Tabelle 2.1 Vergleich der gemessenen Frequenzen der rotierenden Strukturen im stehenden System	108
Abbildung 11.35 Kreuzleistungsspektrum im Gehäuse bei 24° Fehlanströmung	109
Abbildung 11.36 Kreuzleistungsspektrum im Gehäuse bei 24° Fehlanströmung, Abstand der Aufnehmer: 90° (188 mm)	110
Abbildung 11.37 Axialresonanz: Vergleich Nabe (schwarz), Düse (rot) und Gehäuse (blau)	110
Abbildung 11.38 Axialresonanz: Vergleich Düse (rot) und Gehäuse (schwarz)	111
Abbildung 11.39 Verlauf des Phasenwinkels in azimuthaler Richtung für 400-Hz-Gruppe	111
Abbildung 11.39-2 APS, Kohärenz und Phasenwinkel für zwei um 18° umfangsversetzte Aufnehmer in der Nabe, Anströmwinkel 61,5°	112
Abbildung 11.40 APS, Kohärenz und Phasenwinkel für zwei um 18° umfangsversetzte Aufnehmer in der Nabe, Anströmwinkel 63,5°	112
Abbildung 11.41 APS, Kohärenz und Phasenwinkel für zwei um 90° umfangsversetzte Aufnehmer im Gehäuse, Anströmwinkel 63,5°; zwei Frequenzen dominieren, 750 und 850 Hz (siehe Heißfilmsignale), was auf ein dreidimensional-instationäres Bild hindeutet	113
Abbildung 11.42 Schaufelschwingungen 63,5°, Kohärenz im Bereich der ersten Biegung nimmt zu, da Anregung stärker wird (vorher selbsterregte Schwingung)	113
Abbildung 11.43 Modenanalyse im Gehäuse; Phasenwinkel des Signals bei 850 Hz in azimuthaler Richtung, 50 Meßpositionen am Umfang	114
Abbildung 11.44 Ablösung von Wirbelpaaren, aerodynamische Signale und ihre ersten Harmonischen	114
Gemessene Frequenzen in der alternierenden Wirbelablösung an drei Meßpositionen	114
Abbildung 11.46 APS, Kohärenz, Phasenwinkel für zwei um 18° umfangsversetzte Aufnehmer in der Nabe, Anströmwinkel 45°, V1 Teillast	115
Abbildung 11.47 APS, Kohärenz, Phasenwinkel für zwei um 18° umfangsversetzte Aufnehmer in der Nabe, Anströmwinkel 67°, V1 Teillast	116
Abbildung 11.45 Struktogramm der Vorgänge am Ringgitter bei veränderter Fehlanströmung	116
Abbildung 11.48 Schwarz: Leistungsdichtespektren im Gehäuse bei steigender Fehlanströmung; rot: Antwort des Rohres auf Frequenzsweep, Umfangsmode oder höhere Harmonische der Axialresonanz der Meßstrecke, verstärkte Aktivität bei 200 ... 400	118

Hz	
Abbildung 11.49 Leistungsdichtespektrum in der Nabe bei steigender Fehlanströmung und die Antwort des Rohres auf einen Frequenzsweep (50 Hz bis 2 kHz)	118
Abbildung 11.50 Kreuzleistungsspektrum im Gehäuse, Anregung mit radial eingebrachtem Lautsprecher, Frequenzsweep: 50 Hz .. 2 kHz, Abstand der Aufnehmer: 90°	119
Abbildung 11.51 Vergleich: Rohrantwort mit und ohne Beruhigungskammer und angeschlossenem Rohrsystem; oben: Länge der Meßstrecke 1,20 m, Ausgangskonfiguration; unten: Länge der Meßstrecke: 1,03 m, Rohrantwort ohne Beruhigungskammer	119
Abbildung 11.53 Autoleistungsspektrum, 100 Mittelungen, $\eta = 0,42$	123
Abbildung 11.54 Phasenspektrum, 100 Mittelungen, Aufnehmer 45° umfangsversetzt	124
Abbildung 11.55 Umfangsgeschwindigkeit der rotierenden Ablösung im Stator $\eta = 0,41$: Stall; $\eta = 0,5$: Best efficiency	124
Abbildung 11.64 Druckschwankungsspektrum am Ringgitter, in der Nabe gemessen, Ausbreitungsgeschwindigkeit der Störung ist halbe Umfangsgeschwindigkeit in Saugseitenrichtung Fehlanströmung: 25°, $Re = 8 \times 10^4$	127