

Fachhochschule Düsseldorf

Fachbereich 4 Maschinenbau und Verfahrenstechnik
Institut für Strömungsmaschinen
Professor Dr.-Ing. Frank. Kameier
Josef-Gockeln-Straße 9
40474 Düsseldorf

30.04.00

Abschlußbericht

zum

BMBF-Vorhaben 0327 040L

Teil-Verbundprojekt Turbotech 2

Vorhaben-Gruppe: Verbesserung von Verdichterstabilität und Betriebsicherheit,
Lärmreduktion

Vorhaben-Nr.: 1.244 Experimentelle Untersuchung rotierender Instabilitäten in
Axialverdichtern und ihr Einfluß auf die Verdichterstabilität

Projektleiter: Dr.-Ing. F. Holste; Dr.-Ing. F. Kameier

Projektbearbeiter: Dipl.-Ing. C. Haukap

im Auftrag der Rolls-Royce Deutschland GmbH

Abstract

Untersucht wurden instationäre Wanddruckschwankungen im rotierenden und im stehenden Bezugssystem an dem 4-stufigen Niedergeschwindigkeitsverdichter der TU Dresden hinsichtlich rotierender Instabilitäten. Mittels Vergrößerung des Radialspalts an der Schaufelspitze der 3. Stufe konnten rotierende Instabilitäten erzeugt werden. Die rotierenden Instabilitäten traten jedoch nicht derart auf, daß die Strömungsbeeinflussung global und die Beeinflussung der Gehäusegrenzschichten im besonderen tiefergehend untersucht werden konnten. Die Zerlegung der Frequenzen der rotierenden Instabilitäten in Umfangsmoden ergaben Werte im Bereich von 30 bei einer Schaufelzahl von 63.

Auswirkungen eines Snubber-Modells zur Beeinflussung der Strömung im Blattspitzenbereich des Rotors konnten nicht nachgewiesen werden.

In einem Modellversuchsstand mit dem Strömungsmedium Wasser konnten rotierende Instabilitäten auch bei inkompressibler Strömung nachgewiesen werden.

Inhaltsverzeichnis

1. Einleitung	4
2. Ziele des Vorhabens	5
2.1 Wissenschaftliche und technische Arbeitsziele des Vorhabens	5
2.2 Literaturübersicht	6
2.2.1 Akustische Resonanzen	6
2.2.2 Rotierende Instabilitäten und rotierende Ablösungen	8
2.2.3 Instabilitätsphänomene: „Modalwellen“ und „Spikes“	14
3. Angewandte Methoden zur Auswertung	16
3.1 Räumliche Fourier-Transformation	16
3.2 Koordinatensysteme rotierender Instabilitäten	17
4. Darstellung und Diskussion der Ergebnisse	19
4.1 Rotierende Instabilitätsphänomene	19
4.1.1 Rotierende Instabilitäten	19
4.1.2 Modalwellen	24
4.2 Ergebnisse der Snubber-Untersuchungen	25
4.2.1 Lokale Ablösungen im Frequenzbereich	25
4.2.2 Einfluß des Snubbers auf rotierende Instabilitäten	27
4.3 Ergebnisse der Modal- oder Modenanalyse	31
4.3.1 Rotationsgeschwindigkeit und -richtung von RI	31
4.3.2 Bestimmung der Umfangsmodenverteilung	33
4.4 Umfangsstruktur der Wanddruckmessungen	40
4.5 Ergebnisse der aerodynamischen Untersuchungen	45
4.5.1 Ergebnisse der Sondenmessungen	45
4.5.2 Vergleich mit anderen Maschinen	49
5. Zusammenfassung	51
6. Literaturverzeichnis	52

Anhangsverzeichnis

Anhang I	55
AI-1 Versuchsaufbau, Meßkonfigurationen und Versuchsdurchführung	55
AI-1.1 Aufbau und technische Daten	55
AI-1.2 Eingesetzte Meßtechnik	55
AI-1.3 Spaltkonfigutration	57
AI-1.4 Profilversteifungselemente - Snubberuntersuchungen	58
AI-1.5 Aufnehmerkonfigurationen und Betriebspunkte	59
AI-1.6 Dokumentation der gemessenen Daten	61
AI-2 Kalibrierung der Meßketten	62
AI-3 Dokumentation der eingesetzten Programme und der beigefügten CD	65
AI-3.1 Programm zur Berechnung der Modenordnungsverteilung	65
AI-3.2 Simulationsprogramm zur Darstellung von Umfangsmodenordnungen	70
AI-4 Datenblätter der eingesetzten Aufnehmer	71
 Anhang II	 74
AII-1 Diagramme, Plots, Ergebnisse	74
AII-1.1 Ergebnisse der RI – Untersuchungen	74
AII-1.2 Ergebnisse der Ablösungserscheinungs – Untersuchungen	81
AII-1.3 Ergebnisse der Snubber-Untersuchungen	87
AII-1.4 Ergebnisse der Modal- oder Modenanalyse	90
AII-1.5 Ergebnisse der Umfangsstrukturanalysen	110

1. Einleitung

Ausgangspunkt des vorliegenden Forschungsprojekts ist ein physikalisches Phänomen, das im Hochdruckverdichter des BR710 Flugtriebwerks zu großen Schwingungsamplituden geführt hat. Eingeordnet wurden die Druckschwankungen, die an bestimmten Off-design Betriebspunkten Schwingungen an den Rotorscheufel der ersten Stufe induzierten, zunächst als akustische Resonanzen. Vergleiche mit strömungsakustischen Untersuchungen an einem einstufigen axialen Niedergeschwindigkeitsverdichter haben gezeigt, daß ein aerodynamischer Anregungsmechanismus, der sich mit einem Schlupf relativ zum Rotor bewegt, zu ähnlichen Signaturen in den Wanddruckschwankungen führt. Dieser als rotierende Instabilität bezeichnete Mechanismus ist eine verallgemeinerte Form der bekannten rotierenden Ablösung, die bei kleinen Massenströmen - respektive starker Drosselung - in radialen wie axialen Strömungsmaschinen auftritt.

Grundlagenversuche werden am neu aufgebauten 4-stufigen Niedergeschwindigkeitsverdichter der TU Dresden durchgeführt, wobei in enger Kooperation mit den Vorhaben 1.243 und 1.246 gearbeitet wird.

Ein Schwerpunkt der Untersuchungen am NGV Dresden ist die Untersuchung modaler Umfangsstrukturen in Bezug auf rotierende Instabilitäten. Aus vorherigen Arbeiten von Baumgartner 1995 und Kameier 1994, 1997 war bekannt, daß rotierende Instabilitäten ein kurzwelliges Phänomen darstellt, dessen bezogene Wellenlänge in der Größenordnung einer Schaufelteilung liegt. Diese Eigenschaft setzt für die experimentelle Modalanalyse eine äquidistante Aufnehmerdichte voraus, die mindestens doppelt so groß ist wie die Anzahl der Schaufeln der zu untersuchenden Stufe. Der NGV bietet infolge seiner Bauform und des großen Durchmessers die Möglichkeit, einen sehr kleinen Aufnehmerabstand (hier 2.5°) zu realisieren. Infolge dessen steht im Vergleich zu industriellen Verdichtermessungen, an denen in der Regel jede Einzelstufe mit nur einem Aufnehmer instrumentiert ist, Datenmaterial für Untersuchungen zur Verfügung, den Einfluß der Aufnehmerpositionen näher zu untersuchen.

Die Bearbeitung erfolgte in einer Zusammenarbeit der Rolls-Royce Deutschland GmbH, der Daimler-Benz Aerospace MTU-München, dem DLR Berlin, Abteilung Turbulenzforschung, und der TU Dresden.

2. Ziele des Vorhabens

2.1 Wissenschaftliche und technische Arbeitsziele des Vorhabens

Die durch aerodynamische Instabilitäten induzierten Druck- und Geschwindigkeitsfluktuationen wirken sich als Verlustmechanismen negativ auf die Effizienz von Strömungsmaschinen aus. Häufig kommt es außerdem zu Überlagerungen verschiedener periodischer Störungen, man spricht auch von Koinzidenzeffekten, die zu großen strukturmechanischen Belastungen durch stark angeregte Schaufelschwingungen oder in anderen Fällen zu einer erhöhten Schallemission der Strömungsmaschine führen.

Aerodynamische Instabilitäten wie rotierende Ablösung und Pumpen treten in Kennlinienbereichen auf, die sich beim Betrieb von Flugtriebwerksverdichtern nicht vollständig aussparen lassen, daher ist die frühzeitige Erkennung dieser Instabilitäten von besonderer Bedeutung um extreme aerodynamische Belastungen im Verdichter vermeiden zu können. Neben jenen klassischen Mechanismen wie rotierende Ablösung und Pumpen treten in Strömungsmaschinen auch noch rotierende Instabilitäten als Vorstufen zur rotierenden Ablösung auf, die insbesondere in mehrstufigen Hochdruckverdichtern zu Schaufelschwingungen mit großen Amplituden in den vorderen Verdichterstufen führen können, so daß die Verdichterbeschaufelung im Sinne der Festigkeit besonders stabil ausgelegt und aerodynamische Verluste in Kauf genommen werden müssen. Bisherige Untersuchungen (Kameier (1993) und Baumgartner et al. (1995)) zeigen, daß es sich bei den Störungen um relativ zum Laufrad rotierende Instabilitäten handelt, die hochfrequente periodische Störungen im Bereich der halben Schaufelfrequenz verursachen. Besonders kritisch ist, daß diese rotierenden Instabilitäten im relevanten Kennlinienbereich der Strömungsmaschine auftreten.

Ziel der zukünftigen Forschungsaktivitäten ist, den physikalischen Entstehungsmechanismus der rotierenden Instabilität anhand von Versuchen in Niedergeschwindigkeitsverdichtern aufzuklären und die Auswirkungen auf Schaufelschwingungen und mögliche Lärmentstehung zu untersuchen. Methoden zur Vermeidung rotierender Instabilitäten sollen ebenso untersucht werden, wie Möglichkeiten das Auftreten rotierender Instabilitäten als Warnung vor klassischer rotierender Ablösung und Pumpen zu nutzen. Ein wichtiges Ziel ist die Formulierung eines aerodynamischen Modells zur Auslegung von Verdichterbeschaufelungen unter Berücksichtigung der rotierenden Instabilitäten. Die Verdichterstufen sollen so ausgelegt werden, daß der Verdichter in einem breiten Betriebsbereich mit hoher aerodynamischer Effizienz betrieben werden kann. Die Entwicklung eines solchen Design-Konzepts ist ohne grundsätzliche Kenntnisse zum Verständnis periodischer Strömungsablösungsvorgänge nicht möglich, so daß mit Hilfe experimenteller Grundlagenuntersuchungen für ein fundierteres Verständnis zur Entwicklung neuer Auslegungskriterien gesorgt werden muß.

2.2 Literaturübersicht

Im folgenden wird eine Literaturübersicht zu den Phänomen „akustische Resonanz“, „rotierende Ablösung“ und „rotierende Instabilität“ gegeben, um die Phänomene voneinander abzugrenzen und ihre physikalischen Hintergründe zu erläutern.

2.2.1 Akustische Resonanzen

Druckschwankungen, die sich mit Geschwindigkeiten in der Größenordnung der Schallgeschwindigkeit ausbreiten, können unter bestimmten Bedingungen mechanische Strukturen zu hohen Schwingungspegeln anregen, man spricht dann von akustischen Resonanzen. Akustische Resonanzen treten bei einer dominierenden Frequenz auf, ihre Wellenlänge oder ein ganzzahliges Vielfaches der Wellenlänge muß mit einer geometrischen Abmessung übereinstimmen, um große Druckamplituden erzeugen zu können. Offene angeflanschte Rohrleitungen oder nur ihre Austrittsöffnungen erzeugen bei Überströmung solche Resonanzen in Strömungsmaschinen.

Die Frequenz hängt bei einer Strömungsanregung, die in der Regel breitbandig ist, im wesentlichen von der Geometrie der Öffnung ab. Diskrete Frequenzsprünge in Abhängigkeit der halben Wellenlänge sind möglich. *Bild 2.1* zeigt akustische Resonanzfrequenzen bei der Beschleunigung eines Triebwerks in den Wanddruckschwankungen stromab des Fans. *Bild 2.2* verdeutlicht, daß es sich bei einer akustischen Resonanzfrequenz um eine einzelne Frequenzkomponente handelt, wobei die Frequenz in Abhängigkeit der Drehzahl springen kann, vgl. *Bild 2.1*. Ähnlich der Schallabstrahlung eines Helmholtz-Resonators wird die Frequenz je nach Geometrie von der Schallgeschwindigkeit, dem Resonator-Volumen und dem Durchmesser der Zuleitung bestimmt (Fletscher und Rossing 1991). Die eigentliche Strömungsanregung ist eine Wirbelablösung an einer scharfen Kante der überstrichenen Öffnung. Entspricht die Öffnung einem schallhart abgeschlossenen Rohrstück, gibt es eine Amplitudenverstärkung bei Übereinstimmung der Öffnungstiefe mit einem oder drei Viertel der Wellenlänge. Aus dem Abstand zweier benachbarter Resonanzfrequenzen berechnet sich die Länge L des Rohrstücks:

$$f_1 = \frac{1}{4} \cdot \frac{a}{L} + f_0 \quad \text{und} \quad f_2 = \frac{3}{4} \cdot \frac{a}{L} + f_0 \quad \text{mit der Schallgeschwindigkeit } a$$

$$f_2 - f_1 = \Delta f = \frac{1}{2} \cdot \frac{a}{L} \quad \Leftrightarrow \quad L = \frac{1}{2} \cdot \frac{a}{\Delta f}$$

Parker und Stoneman (1985) haben außerdem festgestellt, daß akustische Resonanzen durch die im Nachlauf von Rotor-, Statorstauflächen oder Stützstreben auftretenden Wirbel angeregt werden können. Eine Wirbelablösung an sich muß jedoch nicht unbedingt akustische Wellen erzeugen. Unmittelbar in der Nähe der Wirbelablösung liegt die Ausbreitungsgeschwindigkeit verursachter Druckschwankungen in der Größenordnung der Strömungsgeschwindigkeit und nicht der

Schallgeschwindigkeit, dies ist unter Umständen vergleichbar zu sogenannten akustischen Nahfeldern.

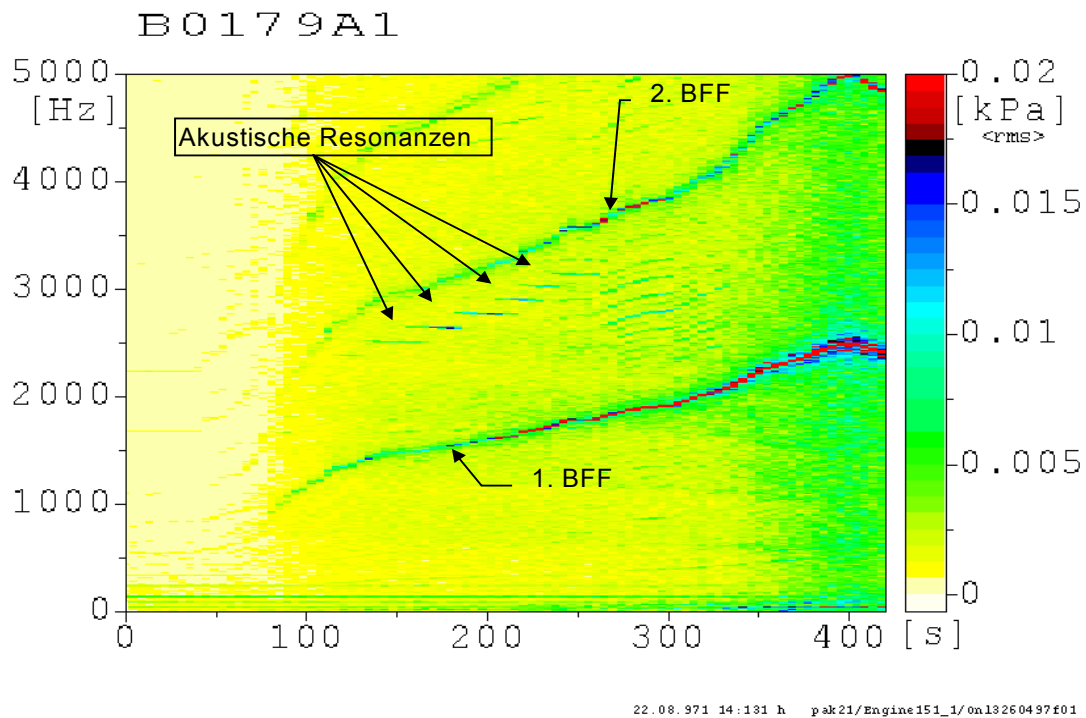


Bild 2.1: Akustische Resonanzfrequenzen bei einer Triebwerksbeschleunigung gemessen mit wandbündigen Druckaufnehmern am Bypass des Fans eines BR715 Triebwerks.

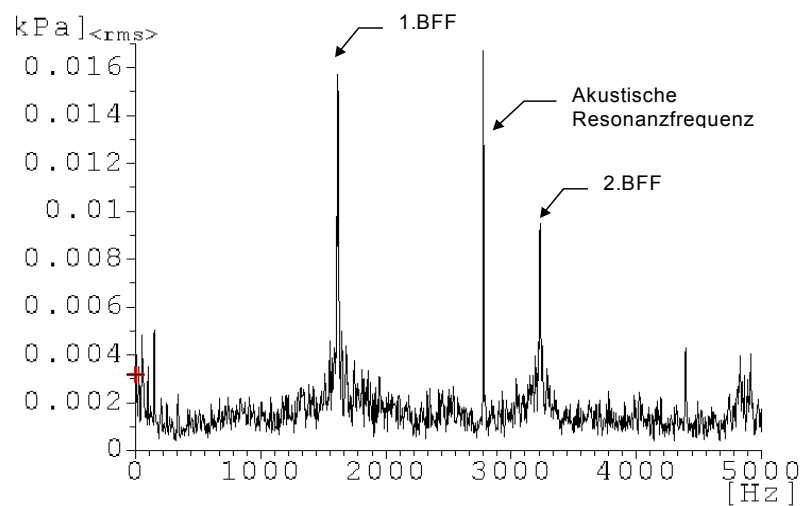


Bild 2.2: Einzelnes Frequenzspektrum der Daten des *Bildes 2.1*, Schnitt zur Zeit $t=200$ s.

2.2.2 Rotierende Instabilitäten und rotierende Ablösungen

In Strömungsmaschinen ist die rotierende Ablösung als ein Spezialfall rotierender Instabilitäten am häufigsten untersucht worden. In einstufigen Verdichtern tritt rotierende Ablösung nach Erreichen der Betriebs- oder Stabilitätsgrenze auf. Rotierende Strömungszellen, die schon vor Erreichen der Betriebsgrenze auftreten, werden hier als rotierende Instabilitäten bezeichnet.

Bild 2.3 zeigt anhand der Kennlinie die Auswirkung der bei starker Drosselung auftretenden Strömungsbilösung im Rotorgitter. Bei angeschlossenen Rohrleitungen und Volumina kann bei genügender Energieumsetzung der Strömungsmaschine sogenanntes Pumpen auftreten oder der Betriebspunkt springt auf eine Sekundär-Charakteristik mit stabil auftretender rotierender Ablösung.

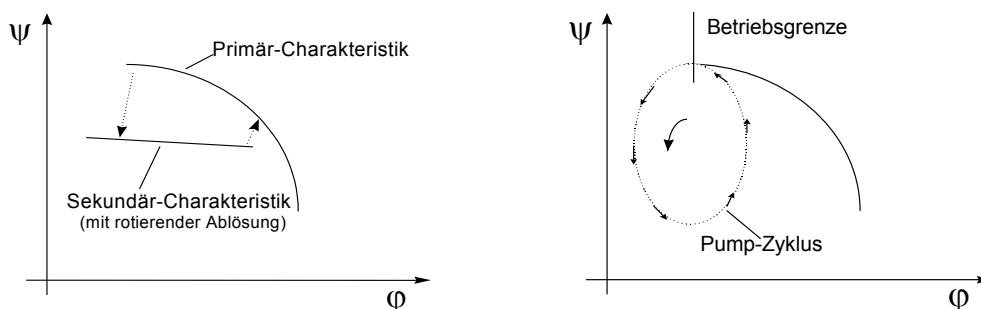


Bild 2.3: Kennlinien bei rotierender Ablösung und Pumpen.

Als rotierende Ablösung wird dabei die Strömungsbilösung an einem Schaufelprofil bezeichnet, die bewirkt, daß die Nachbarnpassagen günstiger (entgegen der Drehrichtung) oder ungünstiger (in Drehrichtung) angeströmt werden, vgl. Bild 2.4. Die Ablösezone breitet sich dadurch in Umfangsrichtung aus, vom Relativsystem beobachtet entgegen und vom Absolutsystem in Rotordrehrichtung. Die Ablösezone rotiert mit einem Schlupf gegenüber den rotierenden Schaufeln. Mit zunehmender Drosselung wird die Umfangsgeschwindigkeit im Relativsystem immer geringer (Kameier (1994)). Ein Beobachter an der Gehäusewand nimmt z.B. Druckschwankungen zeitlich proportional der Winkelgeschwindigkeit der Ablösezone wahr.

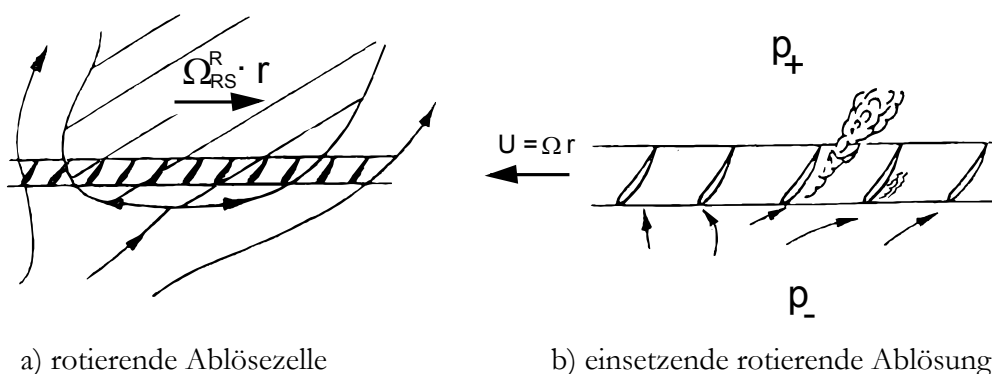


Bild 2.4: Schematische Darstellung der rotierenden Ablösung im abgewinkelten Profilvergitter (nach Cumpsty (1989)).

In mehrstufigen Hochdruckverdichtern treten rotierende Ablösezellen auch bei an sich gesunder Strömung im Verdichter auf. Die Kompressibilitätseffekte können dafür sorgen, daß im Off-

Design-Bereich bei niedriger Drehzahl der Durchsatz für die vordere Verdichterstufe sehr gering ist und rotierende Ablösung auftritt, ohne jedoch die Stabilität des gesamten Verdichters zu gefährden. In *Bild 2.5* werden Spektren der Wanddruckschwankungen stromauf des 1. Rotors des BR710 Hochdruckverdichters während einer Beschleunigung, vgl. die steigende BPF, gezeigt. Die tieffrequent auftretende rotierende Ablösung, vgl. Auch *Bild 2.6*, ist nur bei niedrigen Drehzahlen vorhanden. Gegenüber akustischen Resonanzfrequenzen handelt es sich bei der rotierenden Ablösung um breitere Frequenzkomponenten mit Harmonischen. Bei nur einer vorhandenen Zelle liegt die Frequenz unterhalb der Rotorfrequenz, liegen mehr als eine Zelle vor, so ist die erste Harmonische nicht erkennbar dagegen aber die zweite. In jedem Fall handelt es sich bei rotierenden Ablösefrequenzen um Harmonische.

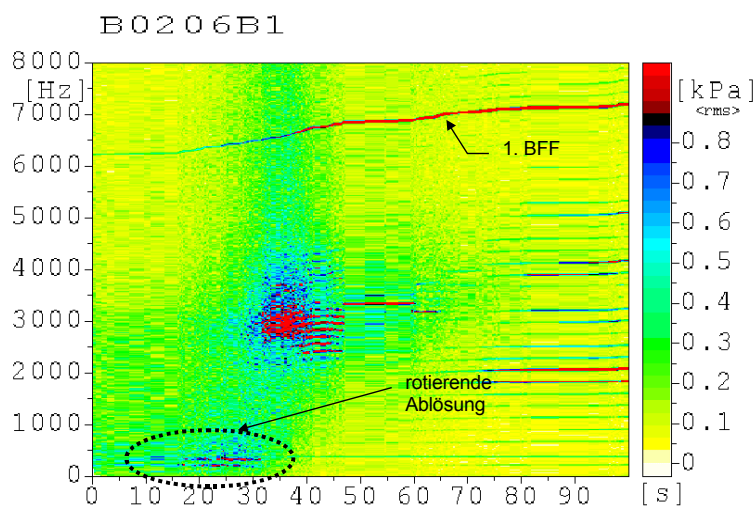


Bild 2.5: Spektren der Wanddruckschwankungen stromauf des ersten Rotors im BR710 Hochdruckverdichter, rotierende Ablösung tritt tieffrequent bei niedrigen Drehzahlen auf.

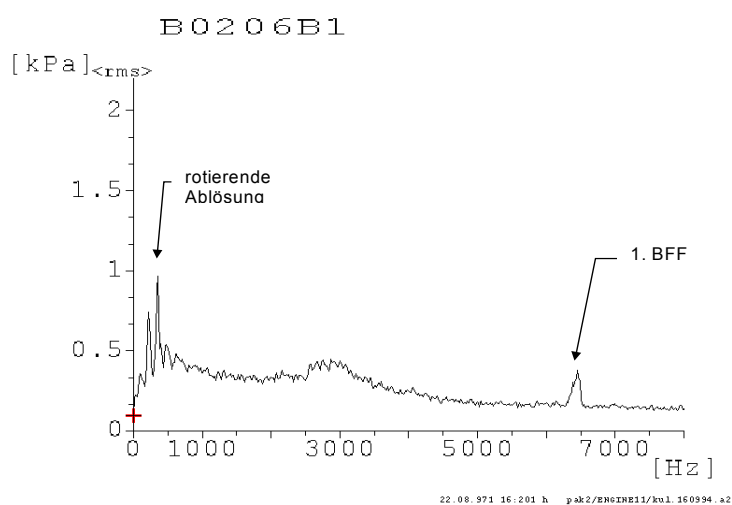


Bild 2.6: Einzelnes Frequenzspektrum der Daten des Bildes 2.5, Schnitt zur Zeit $t=25$ s.

Im Gegensatz dazu handelt es sich bei rotierenden Instabilitäten im allgemeinen nicht um harmonische Frequenzkomponenten sondern um Summen- und Differenzfrequenzen neben

einer Grundfrequenz. Der physikalische Unterschied ist im Vergleich zur rotierenden Ablösung in *Bild 2.7* schematisch dargestellt. Das Druckfeld rotierender Instabilitäten ist vergleichbar mit denen eines rotierenden Lautsprechers der ein zeitabhängiges Druckfeld aus einem rotierenden System abstrahlt. Hingegen ist das rotierende Druckfeld der rotierenden Ablösung zeitlich konstant. Die grundlegenden Eigenschaften der beiden Phänomene werden in *Bild. 2.8* gegenübergestellt. Es handelt sich bei beiden Phänomenen um abgelöste Strömungen, die zum einen einen stochastischen Charakter hat (rotierende Ablösung) und zum anderen nur diskrete Komponenten enthält (rotierende Instabilitäten). Die verursachende abgelöste Strömung lässt sich daher als turbulent bei der rotierenden Ablösung und als periodisch bei der rotierenden Instabilität klassifizieren. Die Frequenz der rotierenden Ablösung (1 Zelle) liegt bei 40 bis 60% der Rotorfrequenz, die Frequenzen der rotierenden Instabilität bilden eine Gruppe und liegen bei etwa der halben BPF.

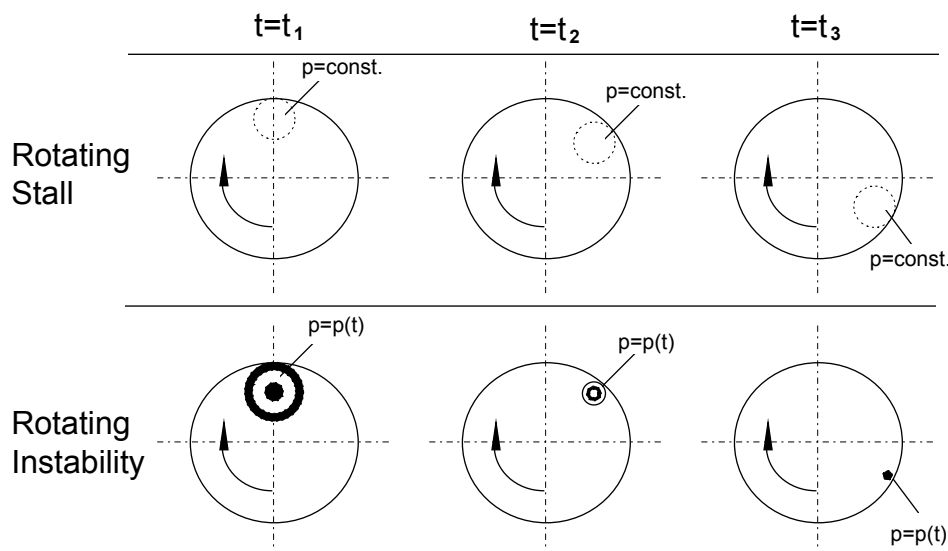
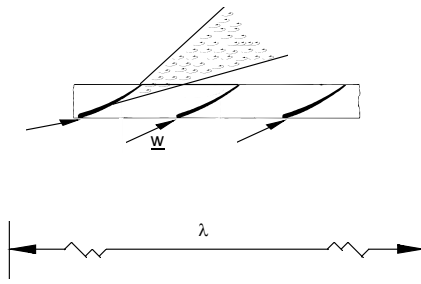


Bild 2.7: Schematische Darstellung des Unterschieds rotierender Ablösung und rotierender Instabilitäten (Baumgartner (1995)).

Rotierende Ablösung



$$\lambda = \frac{\pi D}{\alpha_{RS}}$$

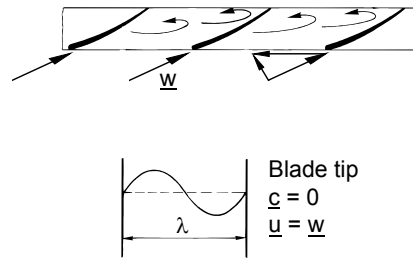
- abgelöste Strömung
- stochastischer Charakter
- turbulent

typische Frequenzbereiche:

$$\omega_{RS}^F \approx 0.4 \dots 0.6 \Omega_R^F$$

- Frequenz ist unabhängig von der Anzahl der Rotorschaukeln

Rotierende Instabilität



$$\lambda = \frac{\pi D}{\alpha_{RI}} = \frac{\pi D}{Z} = \text{Blade pitch}$$

- abgelöste Strömung
- diskreter Charakter
- periodisch

Bild 2.8: Charakteristische Unterschiede von rotierender Ablösung und rotierenden Instabilitäten.

In *Bild 2.9* werden wieder Spektren der Wanddruckschwankungen stromauf des 1. Rotors des BR710 Hochdruckverdichters während einer Beschleunigung gezeigt. Die Frequenzgruppe, vgl. auch den in *Bild 2.10* dargestellten Frequenzschnitt, taucht in Abhängigkeit vom jeweiligen Drosselzustand etwa bei der halben BPF auf.

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

Mongeau (1991), Choi (1991) und Bent(1992) verwenden als erste die Bezeichnung „rotating instability“ für untersuchte Druckschwankungen an einem Radialventilator ohne Gehäuse. Wesentliches Kriterium für das Rotieren der Instabilitäten ist der Frequenzunterschied in rotierendem und feststehendem Bezugssystem, wobei die einzelnen auftretenden Frequenzkomponenten keine Harmonischen sind.

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

Fuest und Carolus (1995) haben an einem leitraddlosen Axialventilator auf den rotierenden Schaufeln vergleichbare Signaturen der Druckschwankungen gemessen wie Kameier(1994). Gute Übereinstimmung besteht für Meßpositionen an der Schaufelvorderkante, detaillierte Ergebnisse hinsichtlich der Ausbreitung liegen jedoch nicht vor.

Krane und Bent (1995) haben rotierende Instabilitäten an einem axialen Niedergeschwindigkeitsverdichter untersucht, gehen aber auf physikalische Entstehungsmechanismen nicht weiter ein.

Von Baumgartner, Hourmouziadis und Kameier (1995) werden rotierende Instabilitäten als Anregungsmechanismus von Schaufelschwingungen in der ersten Stufe eines axialen Hochdruckverdichters genannt. Hohe aerodynamische Belastungen im Blattspitzenbereich des Rotors führen vermutlich zu einer vergleichbaren Entstehung wie im Axialventilator von Kameier (1994). Für den Resonanzfall der Schaufelschwingungen muß bei der untersuchten Geometrie des Rotors die Umfangsstruktur des aerodynamischen Anregungsmechanismus mit den mechanischen Knotendurchmessern übereinstimmen.

Bross et al. (1996) zeigen im Rahmen einer Untersuchung der Spaltströmung an axialen Pumpen, daß der Blattspitzenwirbel in Zusammenhang mit einem Rückströmgebiet über der Schaufel steht. Die Strömung stromauf des Rotors löst mit zunehmender Drosselung immer weiter stromauf von der Gehäusewand ab. Diese Beobachtung korrespondiert mit der von Kameier und Neise (1997) verwendeten Erklärung zur Entstehung rotierender Instabilitäten: Ist die Rückströmung kräftig genug, um die Hauptströmung zu eliminieren, so wird durch die verbleibende Anströmung in Umfangsrichtung eine Wirbelablösung induziert. Diese Wirbelablösung hat über den Umfang eine periodische Struktur, so daß bei Übereinstimmung mit der Schaufelzahl hohe Geräuschpegel und bei Übereinstimmung mit Schaufeleigenfrequenz und Knotendurchmesser große Schaufelschwingungen erzeugt werden.

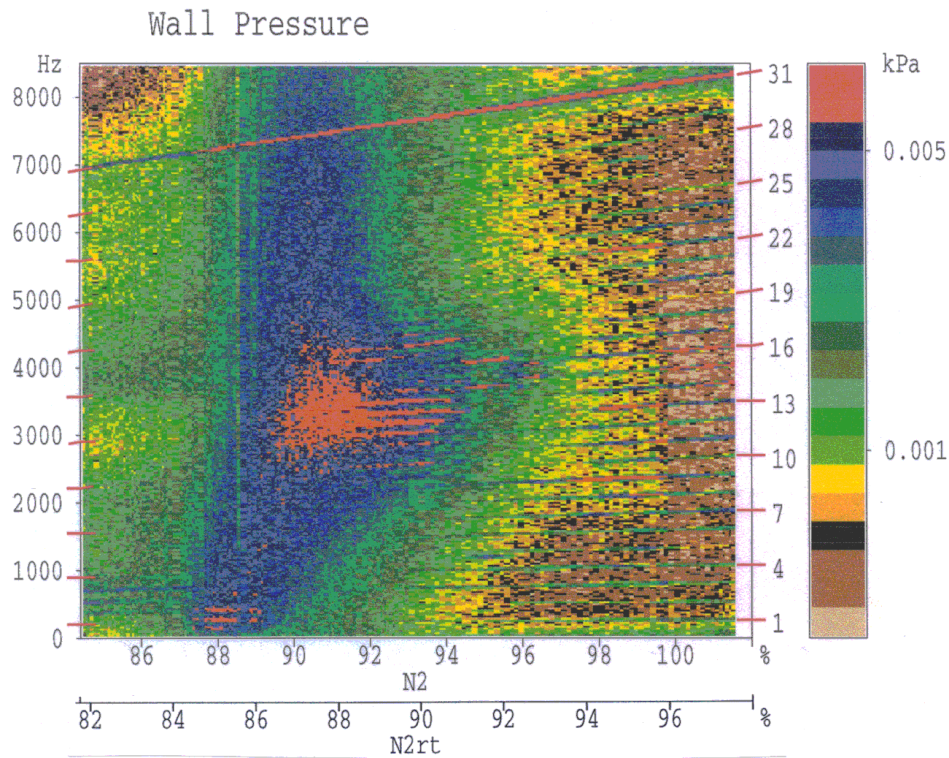


Bild 2.9: Spektren der Wanddruckschwankungen stromauf des ersten Rotors im BR710 Hochdruckverdichter während einer Beschleunigung. Rotierende Ablösungen treten in Abhängigkeit des Betriebspunktes bei ca. 50% der BFF auf, Baumgartner et.al. 1995.

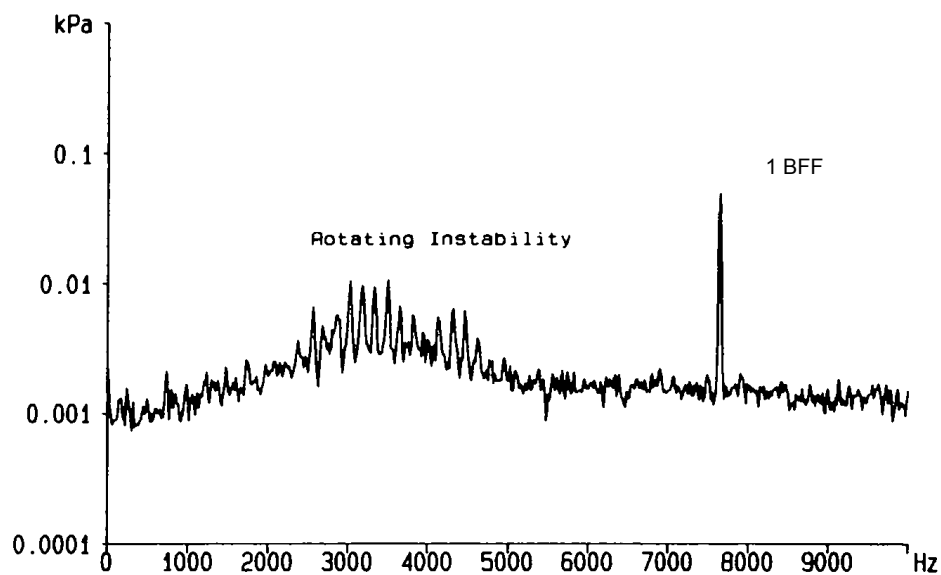


Bild 2.10: Einzelnes Frequenzspektrum der Daten des Bildes 2.9, Schnitt bei einem Betriebspunkt mit rotierenden Instabilitäten, Baumgartner et. al. 1995.

2.2.3 Instabilitätsphänomene: „Modalwellen“ und „Spikes“

Unter einer Modalwelle oder einer Mode ist eine Druckverteilung zu verstehen, die sich entlang des Umfanges oder in axialer Richtung innerhalb des Verdichters einstellt. Die Wellenlänge der modalen Ordnungen entspricht dabei einem ganzzahligen Teil des Umfangs oder der axialen Erstreckung der Maschine, vgl. *Bild 2.11*. In der Literatur ist der Begriff „Mode“ dahingehend geprägt worden, daß darunter eine wellenförmige Druckschwankung verstanden wird, die kurz vor Erreichen der Stabilitätsgrenze in Druckverteilungen nachgewiesen werden kann. Dabei rotiert der Mode zusätzlich mit einer Geschwindigkeit in einer Größenordnung von 25 - 75% der Umfangsgeschwindigkeit des Rotors.

In den Arbeiten von Moore und Greitzer 1986 wird das erste Mal auf eine wellenförmige Erscheinung, sogenannte „Pre Stall Waves“, Bezug genommen worden. Der erste experimentelle Nachweis für die Existenz einer rotierenden Modalwelle ist 1990 von McDougall erbracht worden. Er beschreibt eine, mit dem Drosselzustand an Intensität zunehmende, wellenförmige Druckstörung, die in der Nähe der Stabilitätsgrenze bei etwa der halben Drehfrequenz des Rotors beobachtet werden kann. Diese Arbeit hatte einen wesentlichen Einfluß auf das Verständnis der Vorgänge bei dem Übergang zum rotierenden Abreißen. War man zunächst davon ausgegangen, daß bereits abgelöste, rotierende Ablösezellen die Ursache für das Auftreten von Modalwellen sind (vgl. Emmons 1955), konnte gezeigt werden, daß eine auf den Umfang bezogene Druckschwankung in Erscheinung treten kann, auch wenn noch keine rotierenden Ablösezellen vorhanden sind. Daraus wurde von Day 1993 die noch heute geläufige Darstellung der Abläufe geprägt, die den Übergang von einer modalen Druckstörung in den „Rotating Stall“ beschreiben, wie es in *Bild 2.12* gezeigt ist. In den folgenden Untersuchungen von Garnier 1991, Day 1993-1997, Escuret 1996 und Camp 1997, ist das Auftreten modaler Wellen für Niedergeschwindigkeitsverdichter mehrfach bestätigt und ausführlich diskutiert worden. Es wurde versucht, maschinenabhängige Kriterien abzuleiten, ob modale Umfangsstrukturen an der Stabilitätsgrenze auftreten und diese mit dem eintretenden „Rotating Stall“ in Verbindung stehen bzw. in diesen übergehen. Bisher ist es noch nicht gelungen die physikalischen Ursachen, die für das Auftreten von Modalwellen verantwortlich sind, eindeutig zu beschreiben.

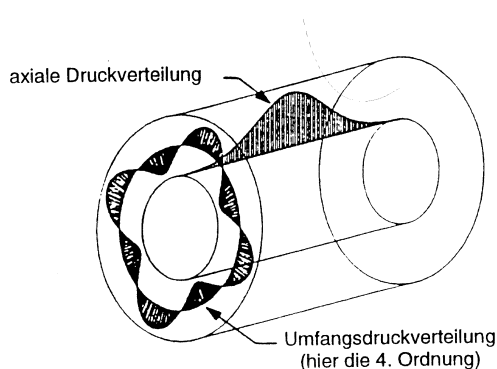


Bild 2.11: Schematische Darstellung einer Axial- und Umfangsdruckverteilung in einem Verdichter. Camp 1995.

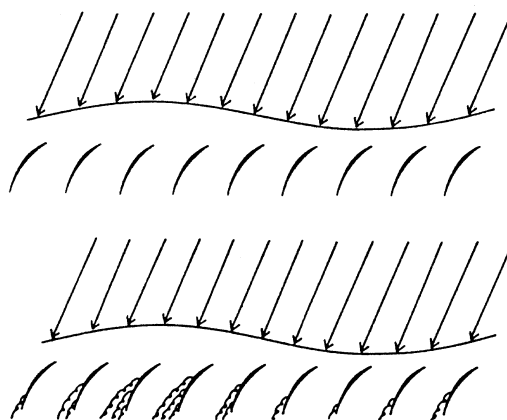


Bild 2.12: Schematische Darstellung einer Modalwelle und der Übergang zum „Rotating Stall“, Day 1993.

Unter dem Begriff „Spike“ wird ein Phänomen verstanden, welches ebenfalls in der Nähe der Stabilitätsgrenze beobachtet werden kann. Nur wenige Umdrehungen bevor die Maschine in einen instabilen Betriebszustand übergeht, können zeitlich sehr kurze, aber intensive Druckspitzen beobachtet werden, die sich mit einer Geschwindigkeit von ca. 70% der Umfangsgeschwindigkeit unter starker Zunahme ihrer Intensität entlang des Umfanges ausbreiten und schließlich direkt in den „Stall“, bzw. „Surge“ übergehen. Paduano 1998 bezeichnet den Spike als Folge oder den Beginn einer Ablösung im Blattspitzenbereich einer Schaufel. Aufgrund der relativ kleinen Ausdehnung des noch sehr kleinen Ablösegebiets, breitet sich der Ablöseprozeß zunächst mit einer relativ hohen Geschwindigkeit entlang des Umfanges aus. Die Größe des Ablösegebiets nimmt dabei unter Abnahme der Rotationsgeschwindigkeit zu, bis sich nach Erreichen der Stabilitätsgrenze eine vollständige „Rotating Stall“ Zelle gebildet hat und das entsprechende instabile Betriebsverhalten der Maschine einsetzt.

3. Angewandte Methoden zur Auswertung

3.1 Räumliche Fourier-Transformation

Das hier verwendete Modalanalyseverfahren bestimmt die modale Umfangsdruckverteilung mittels des komplexen Schalldruckes bezogen auf einen festen Referenzpunkt und ist ausführlich in den Arbeiten von Holste 1995 und Liu et.al. 1996 beschrieben.

Der Schalldruck p_s in einer axialen Ebene bei konstantem Radius des Verdichters kann für jede diskrete Frequenz ω_n in seine azimuthalen Modenordnungen $A_\alpha(\omega_n)$ aufgelöst werden:

$$p_s(\omega_n) = \sum_{\alpha=-\infty}^{\infty} A_\alpha(\omega_n) e^{j\alpha\theta_s} \quad (3.1)$$

Dabei ist α die azimuthale Modenordnung und θ_s die Umfangsposition der Meßebene. Der komplexe Schalldruck $p_s(\omega_n)$ setzt sich aus der Amplitude $P_s(\omega_n)$ und der Phase $\varphi(\omega_n)$ an der Umfangsposition θ_s zusammen und kann aus dem gemessenen Kreuzleistungsspektrum G_{s1} berechnet werden.

$$G_{s1} = |G_{s1}| e^{j\varphi_{s1}} = P_s P_1 e^{j(\varphi_s - \varphi_1)} \quad (3.2)$$

„S“ ist hierbei der Meßort und „1“ der Referenzmeßort. Mit der Annahme bzw. Definition, daß an der Referenzmeßstelle die Phase $\varphi_1 = 0$ herrscht, folgt aus Gl. 3.2:

$$p_s = P_s e^{j\varphi_s} = \frac{G_{s1}}{P_1} \quad (3.3)$$

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

$$P_1 = \sqrt{\frac{G_{x1} \cdot G_{y1}}{G_{xy}}} \quad (3.4)$$

Letzteres hat den Vorteil, daß so turbulente Druckschwankungen unterdrückt werden können. Dennoch ist bei dem Meßaufbau darauf zu achten, daß der Abstand der Meßorte nicht zu klein gewählt wird, um ein allgemeines korrelieren turbulenter Druckschwankungen zu vermeiden.

Analog zur digitalen Meßdatenerfassung ist bei der Anwendung dieses Verfahrens das Nyquist – Theorem einzuhalten. Die im Rahmen dieser Untersuchungen durchgeführten Messungen an 144 äquidistanten Meßpositionen läßt eine maximale Zerlegung der Modenordnungen innerhalb der Grenzen $-72 < \alpha < 71$ zu, ohne Aliasing-Effekte zu berücksichtigen (theoretische Grenzen: $-56 < \alpha < 55$).

Die azimutale Modenordnungen $A_\omega(\alpha)$ werden dabei aus einer räumlichen Fourier-Transformation für jede Frequenz ω_n aus den komplexen Schalldrücken $p_s(\omega_n)$ berechnet.

Die Vorgehensweise einer räumlichen Fourier-Transformation entspricht der im Zeitbereich mit dem Unterschied, daß die Integration über eine Ortskoordinate durchgeführt wird; hier die Umfangskoordinate des Verdichters θ_s :

$$A_{\omega_n}(\alpha) = \int_{-\infty}^{\infty} p_\theta(\omega_n) e^{j\alpha\theta} d\theta \quad (3.5)$$

3.2 Koordinatensysteme rotierender Instabilitäten

Wird z.B. eine auf einer Rotorschaukel induzierte Störung als Quelle interpretiert, dann ist es möglich, deren Auswirkung (Druckschwankung) mit Hilfe eines Drucksensors am Gehäuse zu erfassen. Aufgrund der Drehung des Rotors wird sich aber der Abstand zwischen Quelle und Aufnehmer zyklisch ändern, so daß sich wie vom Doppler-Effekt bekannt eine Verzerrung der von der Quelle abgestrahlten und vom Sensor empfangenen Druck(Schall)frequenzen ergeben wird.

Ist die Störung periodisch, dann läßt sich ein Zusammenhang zwischen einer Schallquelle im rotierenden System und deren Auswirkungen im ortsfesten System aufstellen. Es gelten folgende Winkeldefinitionen nach Kameier 1994, Wendt 1998:

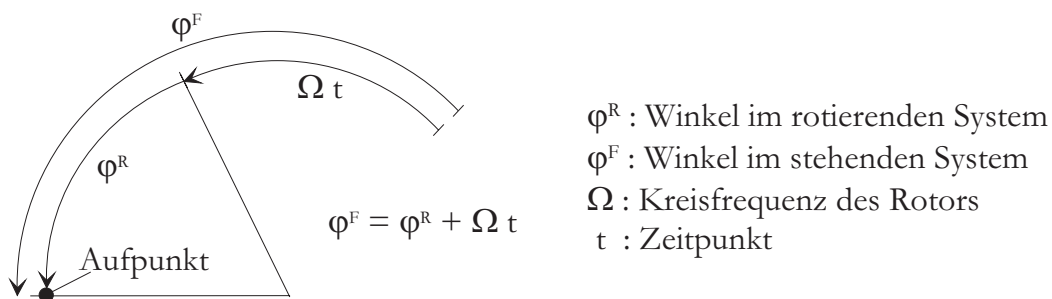


Bild 3.1: Koordinaten im rotierenden und raumfesten System, Kameier 1994.

Für eine, von einer Schallquelle im rotierenden System, ausgestrahlte Störfrequenz gilt folgender Zusammenhang zu der im ortsfesten System „empfangenen“ Frequenz:

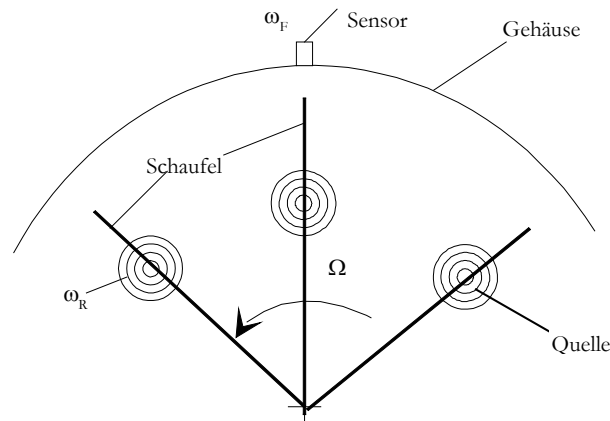


Bild 3.2: rotierende Quelle, Wendt 1998.

$$\begin{aligned}
 P_W(\varphi^R, t) &= \sum_{\alpha=-\infty}^{\infty} A_{\alpha} \cos(\alpha \cdot \varphi^R - \omega^R \cdot t) \\
 &= \sum_{\alpha=-\infty}^{\infty} A_{\alpha} \cos(\alpha \cdot \varphi^F - \alpha \cdot \Omega \cdot t - \omega^R \cdot t) \\
 &= \sum_{\alpha=-\infty}^{\infty} A_{\alpha} \cos(\alpha \cdot \varphi^F - \underbrace{(\alpha \cdot \Omega + \omega^R)}_{\omega^F} t) \\
 \Rightarrow \underline{\underline{\omega^F = \omega^R + \alpha \Omega}} & \quad (3.6)
 \end{aligned}$$

mit:

P_W = Druck der Strömung	A_{α} = Amplitude
α = Wellenzahl	Ω = Kreisfrequenz des Rotors
φ^F = Winkel im festen System	φ^R = Winkel im rotierenden System
ω^F = Kreisfrequenz im festen System	ω^R = Kreisfrequenz im rotierenden System

Mit dieser Beziehung ist es möglich, einen eindeutigen Zusammenhang zwischen der von einer Quelle ausgehenden Störung in den verschiedenen Koordinatensystemen herzustellen.

Unter der ganzzahligen Wellenzahl α versteht man auch den Mode oder die Modenordnung einer sich über den Umfang ausbreitenden Welle, sozusagen als auf den Umfang des Einheitskreises bezogene Wellenlänge:

$$\alpha = \frac{|\omega^F| - |\omega^R|}{|\Omega|} \quad (3.6a)$$

4. Darstellung und Diskussion der Ergebnisse

4.1 Rotierende Instabilitätsphänomene

4.1.1 Rotierende Instabilitäten

Rotierende Instabilitäten (RI) lassen sich am Niedergeschwindigkeitsverdichter (NGV) an Betriebspunkten nahe der Stabilitätsgrenze nachweisen, wie in der folgenden Darstellung eines kontinuierlichen Drosselvorganges ausgehend von einem Punkt starker Überlast bis zum Überschreiten der Stabilitätsgrenze zu erkennen ist (*Bild 4.1*). Ab $t \approx 300\text{s}$ ist eine erhöhte Aktivität im Bereich von 200-600Hz in der Campell-Darstellung zu erkennen. Diese wird mit abnehmenden Volumenstrom intensiver, es werden Modulationen von RI um die Blattfolgefrequenz (BFF) sichtbar und schließlich bricht die Strömung mit Überschreiten der Abreißgrenze ($t \approx 370\text{s}$) zusammen.

Das *Bild 4.2* zeigt einen Schnitt der Daten aus *Bild 4.1* für einen Zeitpunkt $t = 360\text{s}$ und stellt ein typisches Gehäusewandspektrum für eine Spalt- und Betriebspunktconfiguration bei Nominaldrehzahl dar, die zum Auftreten von RI führt. Das charakteristische Erscheinungsbild von RI ist eine breitbandige Amplitudenerhöhung in einem Frequenzbereich in der Größenordnung der viertel bis halben Blattfolgefrequenz. Die in Kapitel 2 beschriebenen Summen und Differenzfrequenzen neben einer Grundfrequenz, wie von Kameier 1994 gezeigt, die sich in Form von Frequenzspitzen gleichen Frequenzabstands Δf beschreiben lassen, lassen sich im Spektrum jedoch nicht nachweisen. Als Grund hierfür wird eine noch nicht hinreichend große Spaltweite vermutet. Zudem sind in beiden Darstellungen tieffrequente Modalwellen erkennbar [Day 1993, 1994; Day, Freeman 1993; Ulbricht 1996, Haukap 1998].

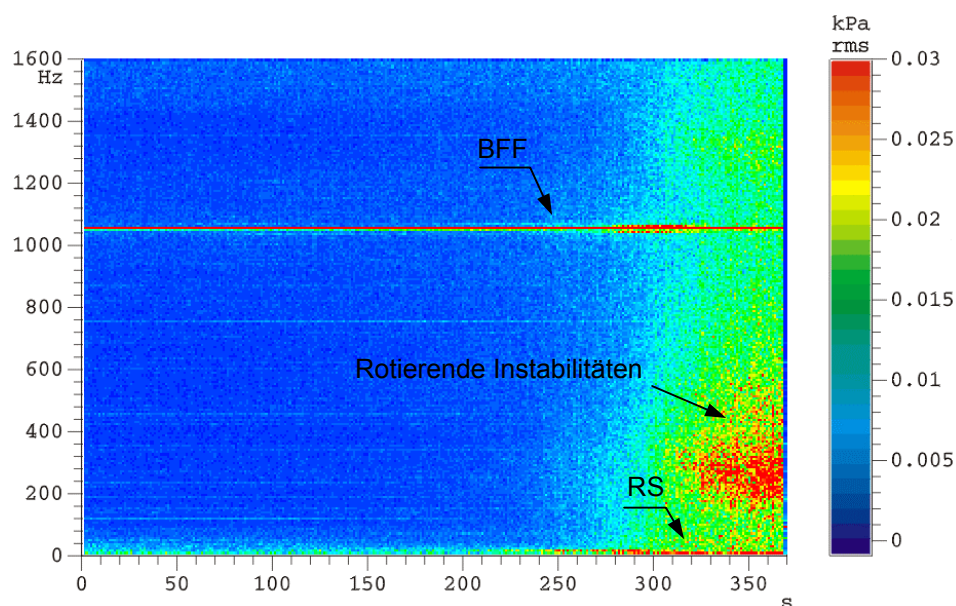


Bild 4.1: Rotierende Instabilitätsfrequenzen für einen kontinuierlichen Drosselvorgang; gemessen mit wandbündigen Aufnehmern vor der 3. Stufe des NGV, Spaltweite 5mm.

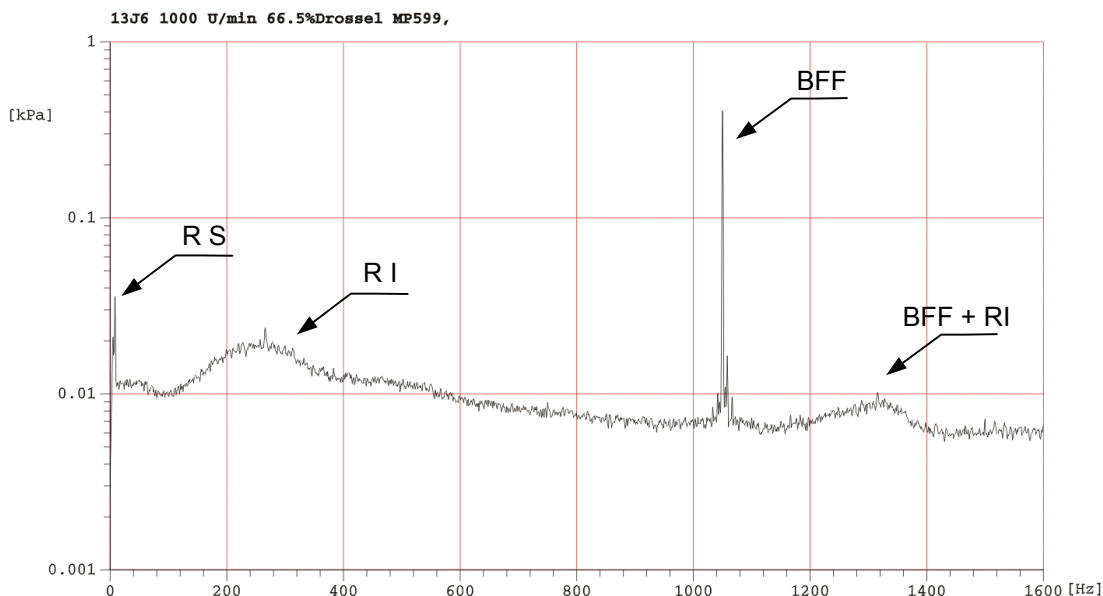


Bild 4.2: Einzelnes Frequenzspektrum der Daten des Bilds 4.1,
Schnitt zur Zeit $t = 360\text{s}$, 1000min^{-1} , $\varphi \sim 0.44$, $\text{AVG} = 800$.

Die rotierenden Instabilitäten treten nur in einem relativ schmalen Betriebsbereich bei starker Teillast nach Überschreiten des maximalen Druckaufbaus des Verdichters auf, vgl. Bild 4.3¹. Sie sind auf die 3. Stufe beschränkt, an der die Spaltweitenvariation ausgeführt wurde. Auswirkungen auf die vorherigen bzw. die nachfolgende Stufe sind nicht nachzuweisen. Da keine Untersuchungen auf der Sekundärcharakteristik des Verdichters durchgeführt wurden, kann nicht ausgeschlossen werden, daß das Auftreten von RI nur auf den Bereich nahe der Stabilitätsgrenze beschränkt ist.

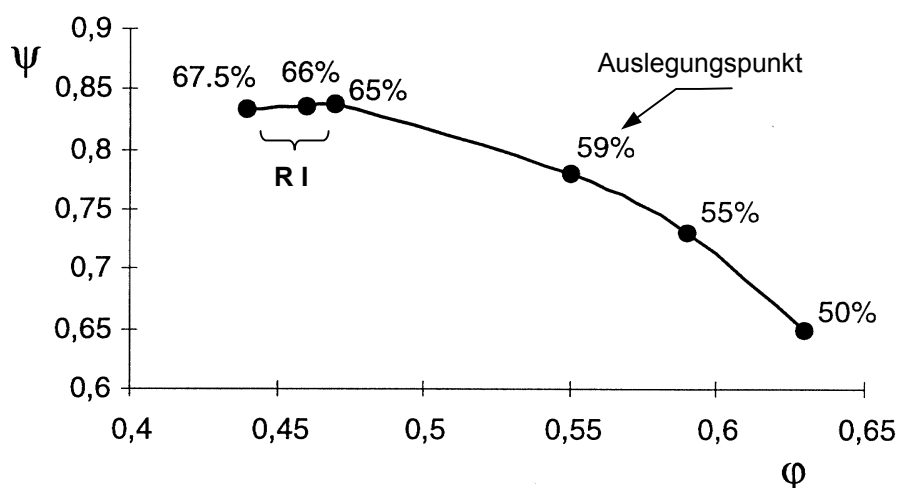


Bild 4.3: Drosselkurve des NGV und Betriebsbereich für rotierende Instabilitäten.

¹ Die Punkte mit Angabe eines Prozentwertes entsprechen jeweils den Betriebspunkten an denen Messungen durchgeführt wurden. Diese wurden für alle Meßkampagnen beibehalten.

Der Spalt der 3. Stufe ist sukzessive von 1.5mm auf 5mm erweitert worden. Bei Nominalspaltweite lassen sich RI in den Spektren nicht nachweisen (vgl. *Bild 4.4*). Auch bei Messungen über einen langen Zeitraum, die eine genügend hohe Mittelungsanzahlen zulassen, zeigen die Spektren kein RI (siehe Anhang II 1.1). Bei einer Spaltweite von 2.3mm lassen sich für den für RI in Betracht kommenden Frequenzbereich leicht erhöhte Amplituden feststellen, jedoch liegt für eine fundierte Analyse nicht das notwendige Datenmaterial vor. Erst ab einer Spaltweite von 3.5mm tritt RI sehr schwach aus dem Rauschen hervor. Ab 5mm Spaltweite werden die Amplituden von RI deutlich kräftiger, jedoch sind selbst bei sehr hohen Mittelungsanzahlen (max. 1100), keine tonalen Summen- und Differenzfrequenzen erkennbar (vgl. *Bilder 4.3, 4.4*).

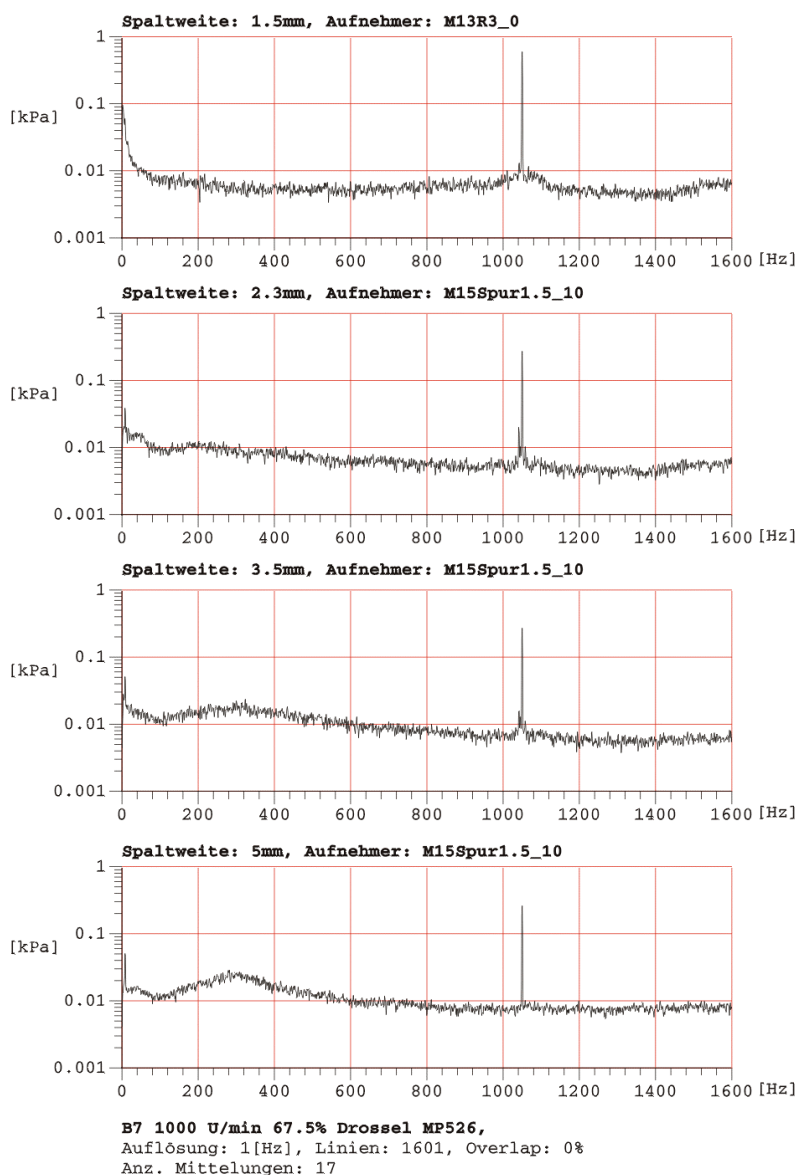


Bild 4.4: Spektren eines wandbündigen Mikrophones bei Variation der Spaltweite, 1000min^{-1} , $\varphi \sim 0.44$.

Für konstante Betriebspunkte (ϕ , ψ) sind die rotierenden Instabilitäten unabhängig von der Drehzahl. Da für diesen Fall aufgrund der Ähnlichkeit der Geschwindigkeitsdreiecke die Strömungs- und Winkelverhältnisse in der Maschine gleich sind folgt, daß sich bei RI um ein aerodynamisches Phänomen handeln muß. *Bild 4.5* zeigt in Analogie zu *Bild 4.2* ein charakteristisches Frequenzspektrum bei gleichen Betriebsbedingungen jedoch einer Drehzahl von 800min^{-1} .

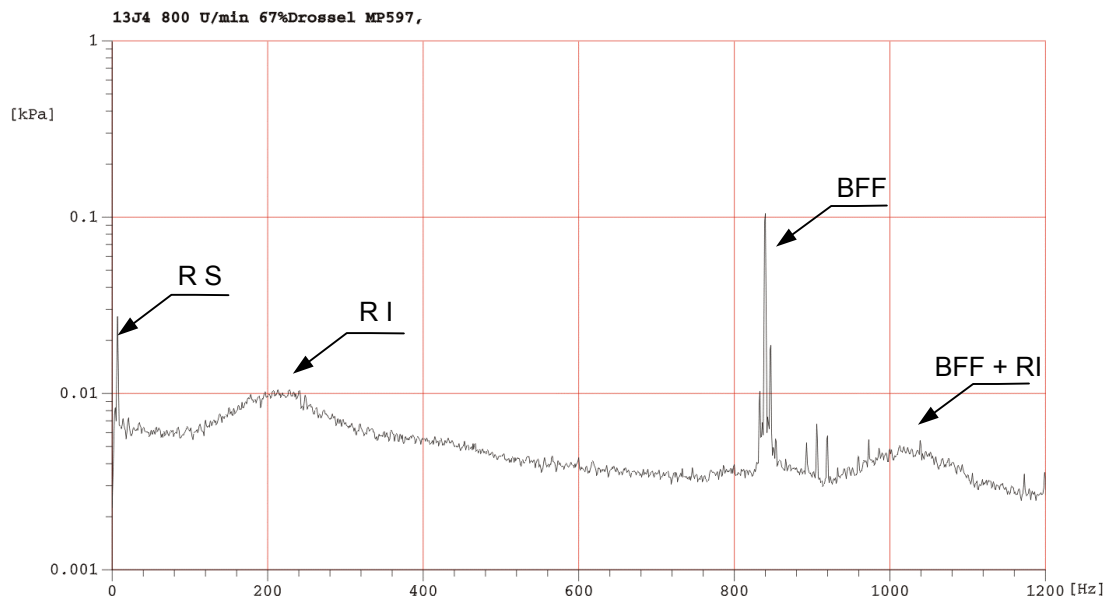


Bild 4.5: Frequenzspektrum eines Wanddruckaufnehmers, 800min^{-1} , $\phi \sim 0.44$.

Um eine drehzahlunabhängige Bewertung zu ermöglichen, wird die Normierung der Frequenzen von RI mit der Strouhal-Zahl eingeführt:

$$St = \frac{f \cdot D_G}{U_G} \frac{\pi}{Z} \quad (4.1)$$

mit der Schaufelteilung am Gehäuse als charakteristische Länge und der Umfangsgeschwindigkeit am Gehäuse als charakteristische Geschwindigkeit. Die Blattfolgefrequenz wird durch diese Bewertung auf $St = 1$ normiert. Diese Form der Normierung ist jedoch nicht mit der bekannten Strouhal-Zahl für die Kreiszylinderumströmung zu vergleichen. *Bild 4.6* und *Bild 4.6* zeigen für konstante Betriebspunkte ϕ und den Drehzahlen 800min^{-1} und 1000min^{-1} die strouhalnormierten Spektren. In beiden Fällen ist der quantitativ gleiche Verlauf zu erkennen, was ein weiterer Beweis dafür ist, daß RI ein aerodynamisches Phänomen darstellt. Zudem läßt sich mit Hilfe der Normierung eine qualitative Aussage treffen, in welchen Frequenzbereich RI auftreten.

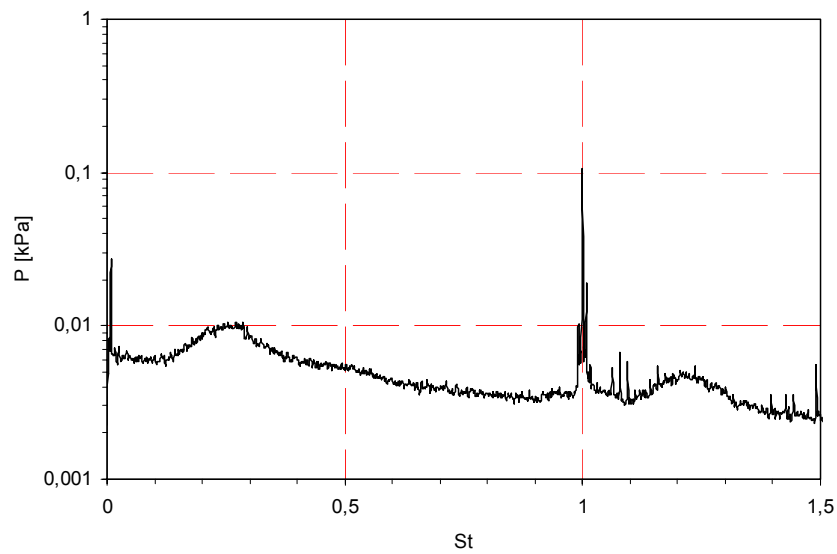


Bild 4.6: Stouhalsnormiertes Spektrum der Daten gemäß *Bild 4.5*,
 800min^{-1} , $\varphi \sim 0.44$.

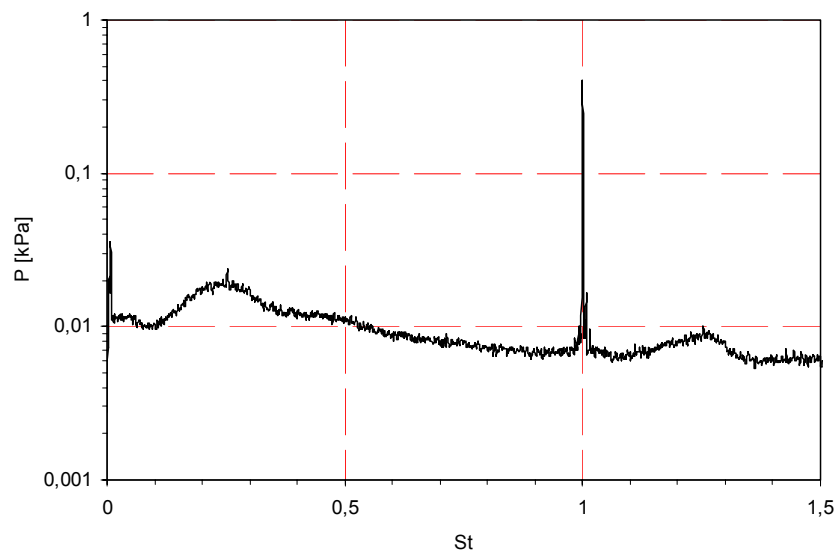


Bild 4.7: Stouhalsnormiertes Spektrum der Daten gemäß *Bild 4.2*,
 1000min^{-1} , $\varphi \sim 0.44$.

4.1.2 Modalwellen

Das Betriebsverhalten des NGV zeigt nahe der Stabilitätsgrenze zwei tieffrequente Ereignisse. Während das eine Ereignis eine Frequenz von ca. $\frac{1}{4}$ der Rotorfrequenz aufweist und nur nahe der Stabilitätsgrenze nachweisbar ist, so weist das zweite Ereignis eine Frequenz von ca. der halben Rotorfrequenz auf, kann bereits bei Auslegungsbetriebsbedingungen $\varphi \sim 0.55$ nachgewiesen werden und zeigt eine Frequenz in Abhängigkeit des Betriebspunktes. Beide Phänomene rotieren mit ca. 25% der Umfangsgeschwindigkeit in Drehrichtung des Rotors. Die Darstellungen gemäß Anhang AIII-1.8-10 zeigen die wesentlichen Ergebnisse der tieffrequenten Auswertungen. Mit Hilfe der in Kap. 3.2 eingeführten Koordinatentransformation lassen sich den beiden Erscheinungen die Modenordnungen $\alpha = 1$ für das Ereignis bei ca. der $\frac{1}{4}$ Drehfrequenz bzw. $\alpha = 2$ für das Ereignis bei der $\frac{1}{2}$ Drehfrequenz zuordnen, wobei. E auszuschließen ist, daß die Modenordnung 2 eine Überlagerung der Modenordnung 1 ist. Den beiden Modenordnungen liegen demnach unterschiedliche Quellmechanismen zugrunde. Eine detaillierte Auswertung der Ergebnisse ist in Haukap 1998 beschrieben. Die Ergebnisse zeigen, daß es sich bei dem Ereignis bei der $\frac{1}{4}$ Drehfrequenz mit größter Wahrscheinlichkeit um die von Day 1993 beschriebenen Modalwellen handelt. Bei dem zweiten Ereignis werden die Ursachen in dem speziellen Betriebsverhalten des NGV Dresden vermutet.

4.2 Ergebnisse der Snubber-Untersuchungen

Die Zielsetzung des Einbaus von Modellen von Profilversteifungselementen, die dem Snubber des Hochdruckverdichters des BR710 Triebwerks nachempfunden sind, ist die Untersuchung des Einflusses einer groben Störung auf die Kanalströmung, die durch Fehlanströmung oder Ablösung Einfluß auf rotierende Instabilitäten hat oder diese als auslösenden Mechanismus verursacht, da in den Arbeiten von Baumgartner et.al. 1995 festgestellt worden ist, daß die RI verursachenden Störungen lokal (Schaufelhöhe) im Bereich des Snubbers liegen.

4.2.1 Lokale Ablösungen im Frequenzbereich

Die Untersuchungen des Snubbers konzentrierten sich auf die Konfiguration der Spaltweite von 1.5mm. Aus diesem Grund sind die Messungen der ersten Kampagne für einen Vergleich herangezogen worden. Bei der Nominalspaltweite lassen sich keine rotierenden Instabilitäten nachweisen. In Frequenzspektren für einen Betriebspunkt $\varphi \sim 0.44$, die über einen sehr langen Zeitraum gemittelt wurden, treten jedoch breitbandige Amplitdenerhöhungen hervor, die ähnliche Charakteristiken aufweisen wie rotierenden Instabilitäten (vgl. *Bild 4.8*). Das Phänomen ist auf die Stufen drei und vier beschränkt und zeigt über den Umfang schwankende Intensitäten (vgl. *Anhang AII-1.2* und *1.4*).

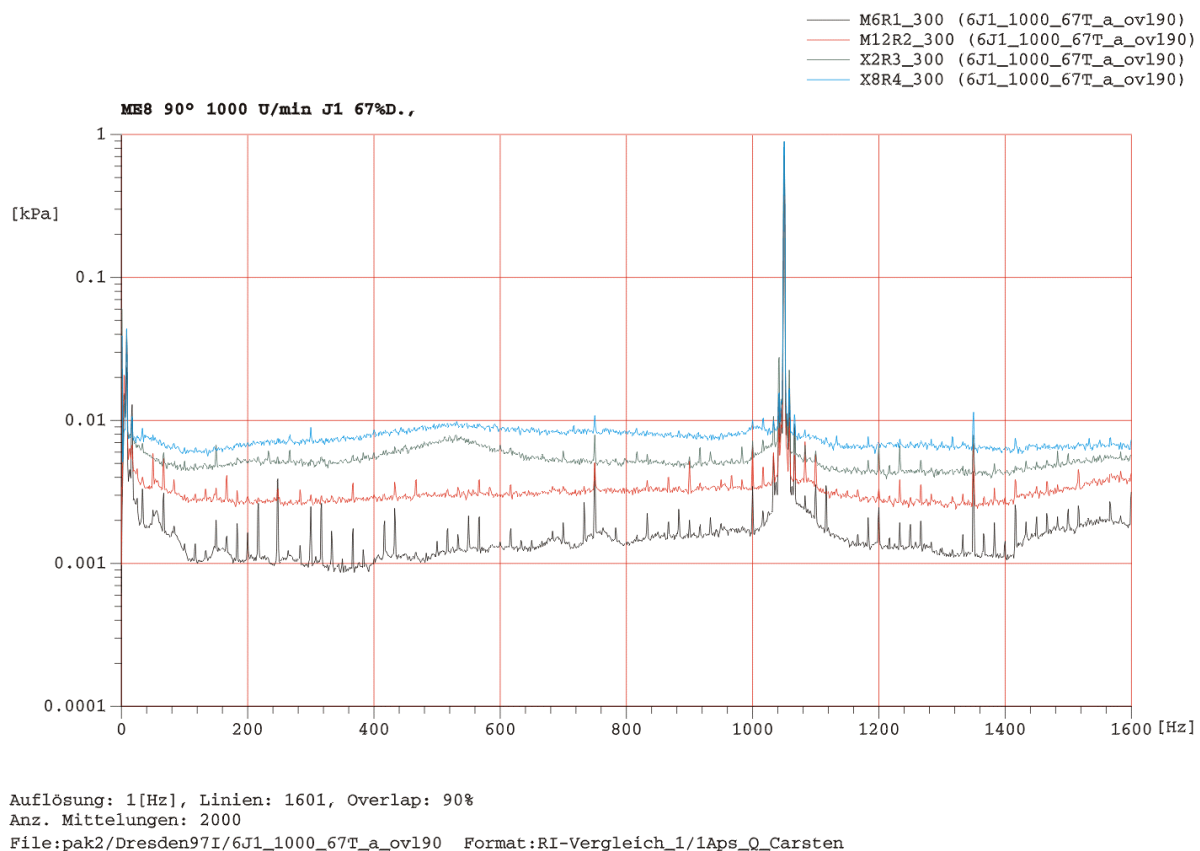


Bild 4.8: Charakteristisches Spektrum der Stufen 1 – 4 mit Ablösungen im Frequenzbereich von 400 – 600 Hz, Spaltweite 1.5 mm, $\varphi \sim 0.44$, 1000 min⁻¹.

Der Frequenzbereich von 400-600Hz entspricht der Größenordnung der halben Blattfolgefrequenz. Das Auftreten ist auf einen Betriebspunkt nahe der Stabilitätsgrenze beschränkt, bei Auslegungsbetriebsbedingungen lassen sich die Störungen nicht nachweisen. Aufgrund der geringen Spaltweite ließe dies den Schluß zu, daß es sich bereits um sehr schwach ausgeprägte rotierende Instabilitäten handelt.

Die Bestimmung von Kohärenz und Phase zeigt sehr deutlich, daß in dem betrachteten Frequenzbereich die Signale zweier, im Abstand von 60° versetzt angeordneter, Aufnehmer nicht mit einander korrelieren und die Phasenverläufe stochastische Verläufe zeigen, vgl. *Bild 4.9a*. Zum Vergleich zeigt das *Bild 4.9b* entsprechende Auswertungen für einen Betriebspunkt mit rotierenden Instabilitäten. Hier zeigen sich für die entsprechenden Frequenzen eindeutige Kohärenzen und ein linearer Phasenverlauf. Als Ursache für dieses Phänomen werden lokale Ablösungen vermutet. Die Ablösungen lassen sich auch bei der Spaltweite von 5mm nachweisen, jedoch scheinen sich beide Effekte nicht gegenseitig zu beeinflussen. Die Ursache für die Tatsache, daß sich die Ablösungen nur in den Stufen drei und vier nachweisen lassen und diese eine Umfangsabhängigkeit aufweisen, ist nicht weiter untersucht worden. Es liegen keine Daten für weitere Drehzahlen vor.

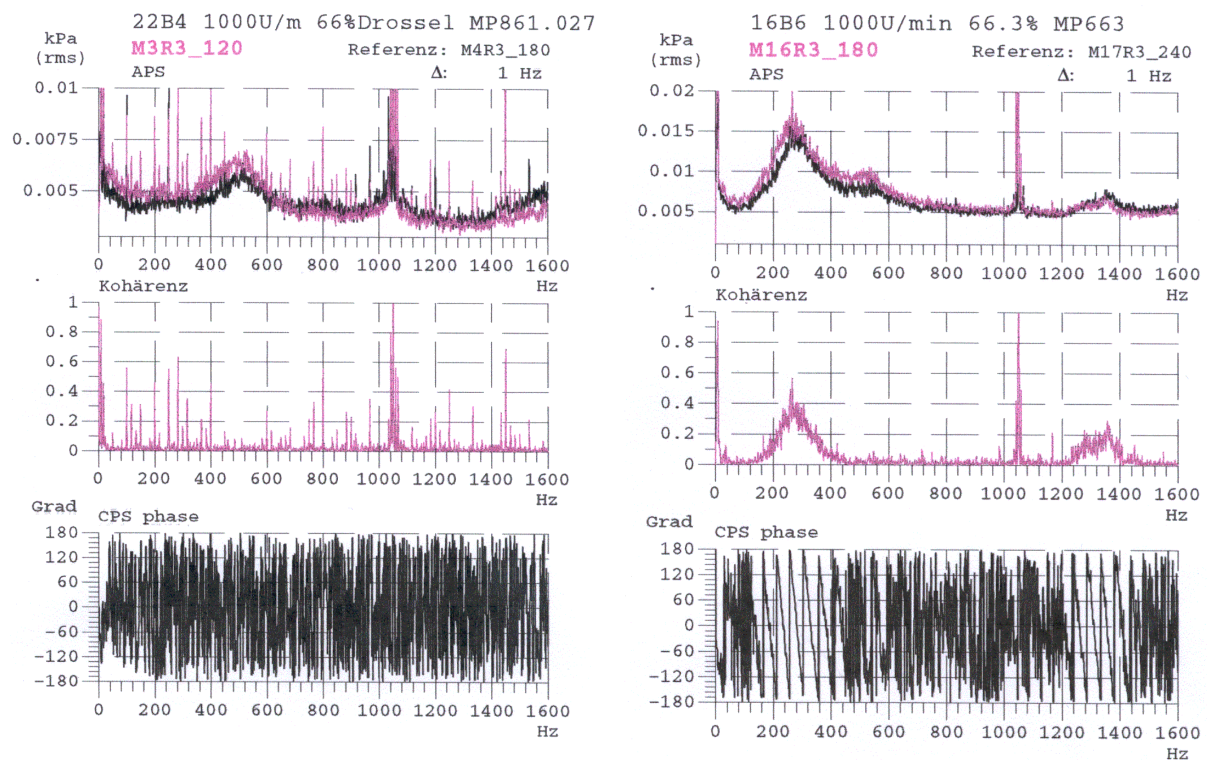


Bild 4.9: Kohärenz und Phasenverlauf zweier im Abstand von 60° angeordneter Aufnehmer, $\varphi \sim 0.44$, 1000min^{-1} , a) links, Spaltweite 1.5mm b) rechts, Spaltweite 5mm.

4.2.2 Einfluß des Snubbers auf rotierende Instabilitäten

Bild 4.10 zeigt die Frequenzspektren wandbündiger Aufnehmer an den Umfangspositionen 0° und 30° in den Stufen 2, 3 und 4 für einen Betriebspunkt nahe der Stabilitätsgrenze $\phi \approx 0.44$ bei 1000min^{-1} , die über einen sehr langen Zeitraum gemittelt wurden, um stochastisches Rauschen besser zu unterdrücken. Erwartungsgemäß zeigen die Amplituden der zweiten Stufe die geringsten Amplituden, da die Hauptströmung erst in den hinteren Stufen infolge der Nachläufe zunehmend turbulenter wird. Die dritte Stufe weist gegenüber der vierten Stufe die größten Amplituden auf. Dies läßt sich dadurch erklären, da durch den Snubber Ablösungen und Turbulenzen hervorgerufen werden, die lokal begrenzt sind. Durch den nachfolgenden Stator werden zwar ebenfalls periodische Ablösungen hervorgerufen, die das Turbulenzrauschen verstärken, die Ablösungen des Snubbers scheinen dadurch jedoch wieder vergleichmäßigt zu werden. Diese Aussagen stehen jedoch im Widerspruch zur der folgenden Darstellung *Bild 4.11*, in der die Spektren der Aufnehmer an der 0° - Position und der 180° Position der dritten Stufe gegenüber gestellt werden. Die Amplituden der 180° - Position weisen eine Größenordnung auf, wie die Amplituden der Umfangsposition 0° der zweiten Stufe (vgl. *Bild 4.10*). Es zeigt sich, daß die Umfangsposition einen entscheidenden Einfluß auf die Amplituden zu haben scheint (vgl. Bilder *Anhang AII-1.2*).

Rotierende Instabilitäten werden durch den Snubber jedoch nicht verursacht. Auch nicht durch die massive Vergrößerung der Querschnittsfläche des Snubbers in Form des Holz-Snubbers (vgl. *Anhang I 1.4*). In keinem der beiden Fälle lassen sich die charakteristischen Erscheinungsmerkmale von RI nachweisen. Die Ergebnisse der Hitzdahtmessungen, bei der die Sonde über den Kanalquerschnitt hinter dem Rotor drei traversiert wurde, zeigen lediglich eine erhöhte Aktivität bzw. turbulentes Rauschen an der radialen Position des Snubbers, *Bild 4.12*.

Der Snubber, oder besser die durch ihn hervorgerufene grobe Störung, scheint aber einen Einfluß auf die in dem vorherigen Kapitel beschriebene Ablöseerscheinung zu haben, vgl. *Bild 4.13*. Das Spektrum des Holz-Snubbers zeigt für die 300° Position keine breitbandige Amplitudenüberhöhung in dem Frequenzbereich von $400 - 600\text{ Hz}$, während in der Originalkonfiguration und der normalen Snubber - Konfiguration diese noch zu erkennen sind. Widersprüchlich ist jedoch die Tatsache, daß die Amplituden der Ablösung bei Betrieb mit dem normalen Snubber größer sind als in der Originalkonfiguration und die Ablösung bei Betrieb mit dem Holz-Snubber vollständig verschwindet. Der Widerspruch wird ferner durch die Tatsache untermauert, daß die gemessenen Spektren für alle drei Konfigurationen eine starke, aber nicht reproduzierbare, Abhängigkeit von der Umfangsposition zeigen, da die Ablösungen für eine andere Umfangsposition auch bei Betrieb mit dem Holz-Snubber nachgewiesen werden können. Trotz der Unsystematik der Ergebnisse ist grundsätzlich kein Einfluß eines Snubbers auf globale, den gesamten Verdichter oder die dritte Stufe betreffende Instabilitätsphänomene nachweisbar.

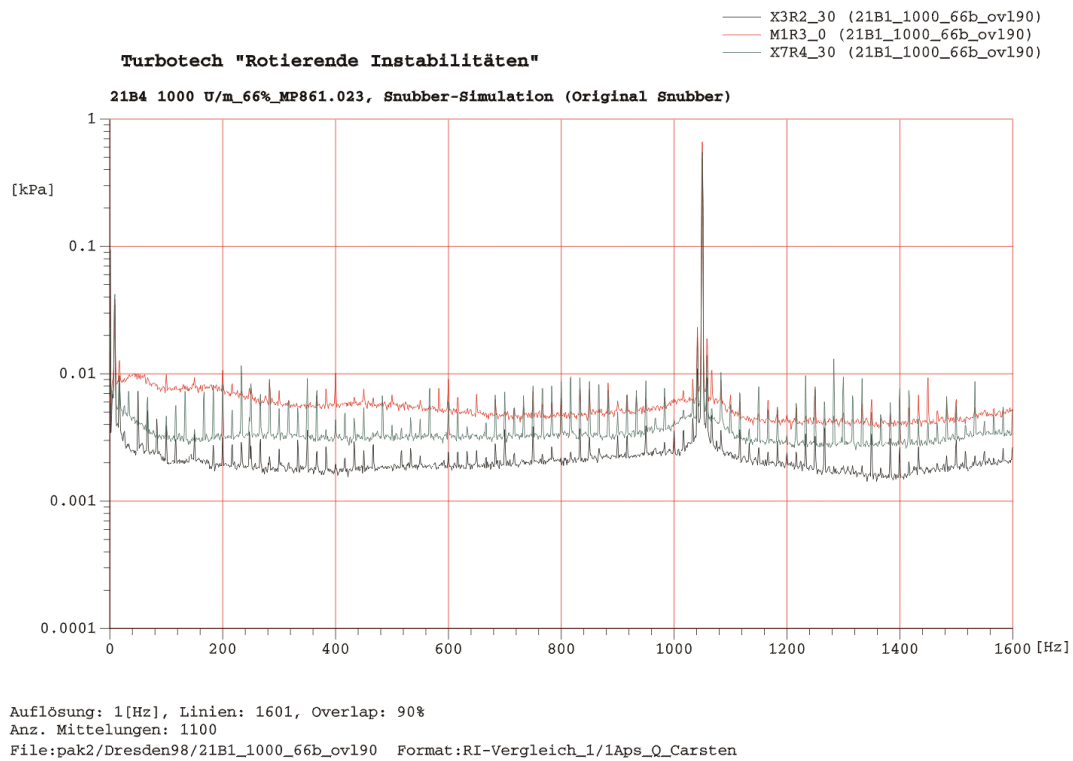


Bild 4.10: Spektren der Stufen 2 – 4, Snubber-Simulation, $\phi \sim 0.44$, 1000min^{-1} .

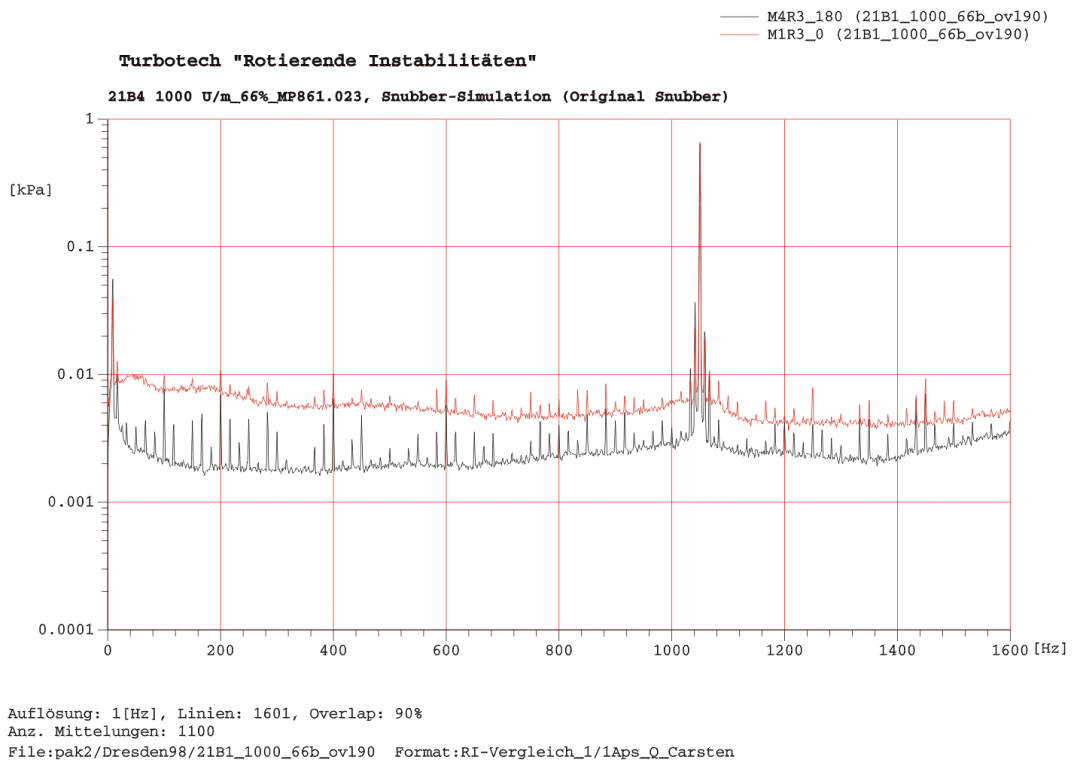


Bild 4.11: Spektren der Aufnehmer für 0° und 180° , Snubber-Simulation, $\phi \sim 0.44$, 1000min^{-1} .

Traversierung, 1000U/min, Abströmung Rotor 3

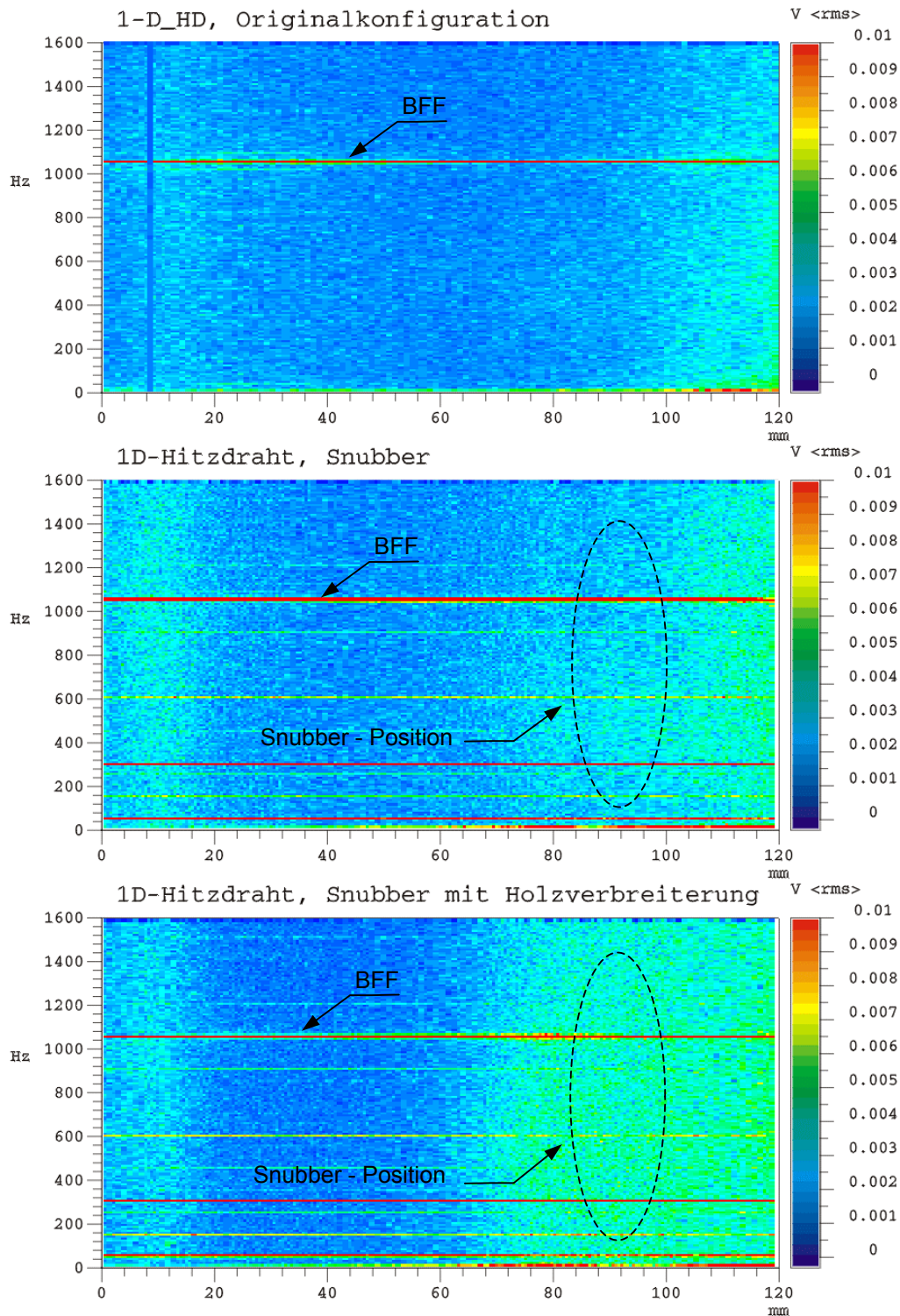


Bild 4.12: Hitzdrahttraversierung über die Kanalhöhe hinter Rotor 3,
 $\varphi \sim 0.44$, 1000 min^{-1} , Spaltweite: 1.5mm

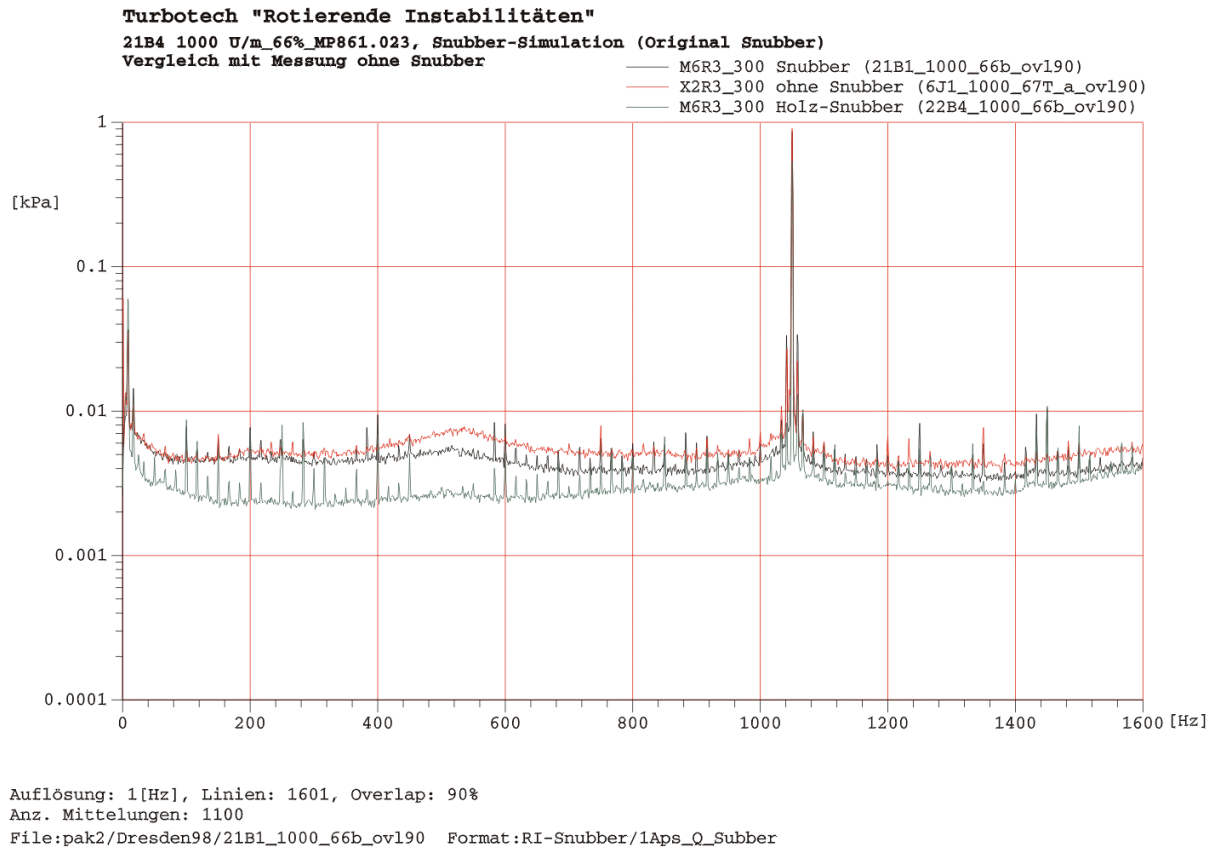


Bild 4.13: Vergleich der Spektren der Konfigurationen ohne Snubber, normaler Snubber und Holz Snubber, Spaltweite 1.5mm, $\phi \sim 0.44$, 1000min^{-1} .

4.3 Ergebnisse der Modal- oder Modenanalyse

4.3.1 Rotationsgeschwindigkeit und –richtung von RI

Eine breitbandige Amplitudenüberhöhung für einen Frequenzbereich von 25 – 50% der Blattfolgefrequenz ist noch kein eindeutiges Indiz für rotierende Instabilitäten. Die Rotation des Druckfeldes muß sich im Phasenverlauf eines Kreuzleistungsspektrum nachweisen lassen. Für diesen Nachweis ist das Kohärenz- und Phasenspektrum für je zwei synchrone Aufnehmersignale am Gehäuse vor Rotor 3 gemäß *Bild 4.14* bestimmt worden. Als Betriebspunkt wurde entsprechend den vorhergehenden Auswertungen ein Punkt nahe der Stabilitätsgrenze bei $\varphi \sim 0.44$, 1000min^{-1} , $S = 5\text{mm}$ gewählt. Die maximalen Werte für die Kohärenz zeigen für den für RI relevanten Frequenzbereich Werte zwischen 0.5 und 0.8 je nach Aufnehmerabstand. Es kann demnach davon ausgegangen werden, daß jeweils die Quelle beider Signale identisch ist. Gleiches gilt für die Modulationsfrequenzen von RI mit der Blattfolgefrequenz, auch wenn die Kohärenz entsprechend geringere Werte aufweist.

Die Rotation des RI-Druckfeldes und dessen Geschwindigkeitsvektor läßt sich aus den entsprechenden Phasenverläufen anhand des folgenden Zusammenhangs berechnen:

$$c = D\pi f \frac{\Delta\varphi_{\text{Aufnehmer}}}{\Delta\varphi_{\text{Phasenwinkel}}}, \quad [4.1]$$

mit:

D	: Gehäusedurchmesser,
f	: Frequenz,
$\Delta\varphi_{\text{Aufnehmer}}$: Aufnehmerabstand am Gehäuse [deg],
$\Delta\varphi_{\text{Phasenwinkel}}$: Phasenwinkel [deg].

Bei der Bestimmung des Geschwindigkeitsvektors sind folgende Punkte zu beachten:

- Vorzeichen von $\Delta\varphi_{\text{Phasenwinkel}}$: Für die vorliegende Auswertungskonvention bedeutet ein positiver Winkel eine Ausbreitung vom betrachteten Aufnehmer (rot) zum Referenzaufnehmer (schwarz). Für einen negativen Winkel entsprechend umgekehrt.
- Aufnehmerabstand: Wird der Aufnehmerabstand zu klein gewählt, so kann das Ergebnis durch das Korrelieren von Turbulenzen oder lokalen Ablösungen (Rauschen) verfälscht werden.
- Verhältnis von Aufnehmerabstand zur Wellenlänge von RI: Ist der gewählte Aufnehmerabstand $\Delta\varphi_{\text{Aufnehmer}}$ sehr viel größer als die Wellenlänge der RI-Frequenzkomponenten bezogen auf den Umfang (Modenordnung α), so ist die Eindeutigkeit des Phasenwinkels nicht mehr gegeben, da der Phasenwinkel $\Delta\varphi_{\text{Phasenwinkel}}$ in der Form $\Delta\varphi = 2n\pi + \varphi$ dargestellt wird und die Anzahl der Periodendurchläufe n unbekannt ist (vgl. *Kap 4.3.2*).

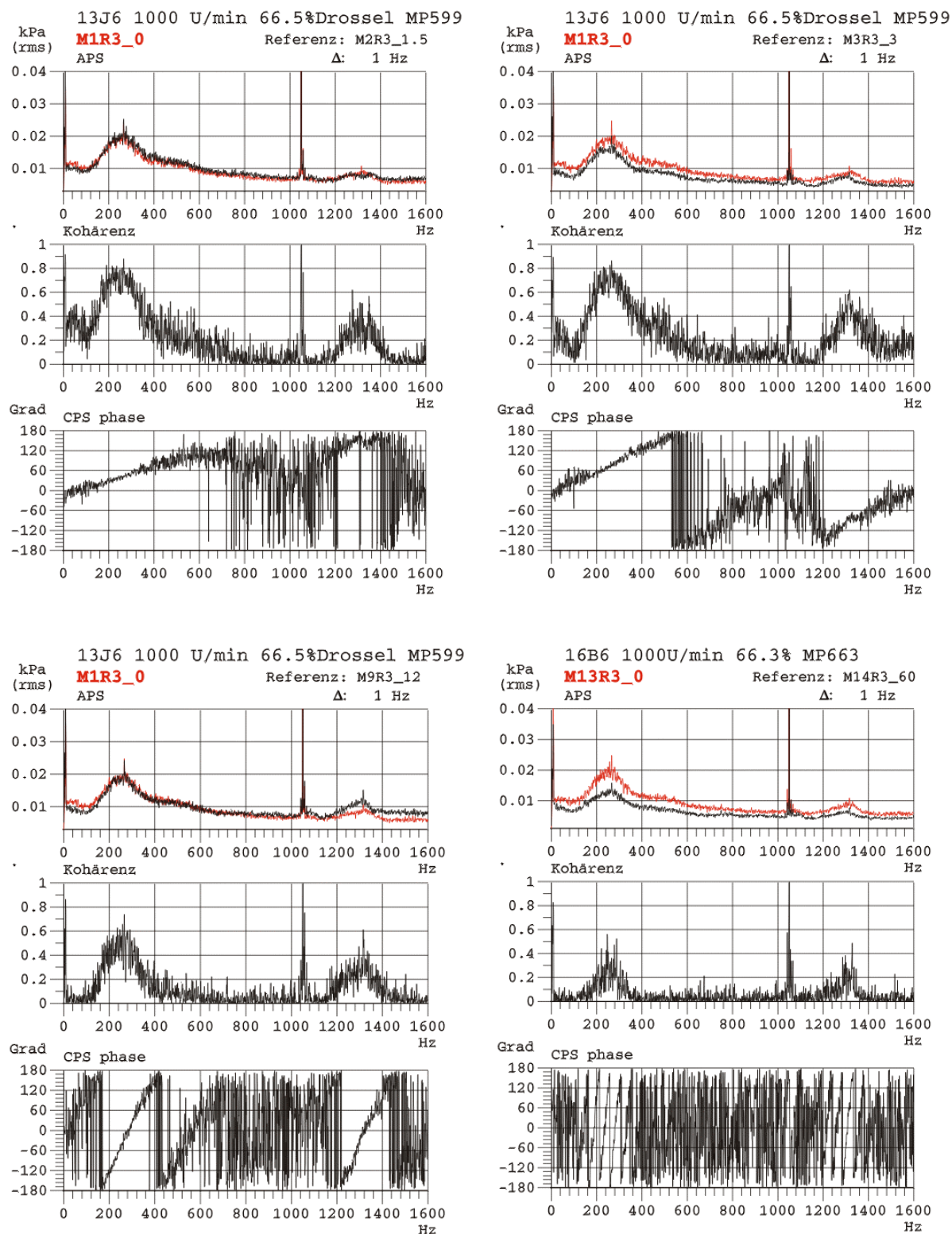


Bild 4.14: Kohärenz- und Phasenverläufe der 3. Stufe für einen Betriebspunkt mit $RI, \varphi \sim 0.44$, 1000min^{-1} , Aufnehmerabstand am Umfang:
a) links oben 1.5° ; b) rechts oben 3° ; c) links unten 12° ; d) rechts unten 60° .

Die Phasenverläufe zeigen für alle vier Aufnehmerabstände einen linearen Verlauf innerhalb des Frequenzbereichs von RI. Daraus folgt, daß sich jede einzelne Frequenzkomponente von RI mit ein und der selber Geschwindigkeit ausbreitet. Diese Eigenschaft von RI ist wesentlich. Es beweist, daß RI eine rotierende Druckzelle darstellt, innerhalb dessen periodisch tonale Frequenzen abgestrahlt werden. Unter Ansatz der Gleichung [4.1] rotiert RI mit einer Geschwindigkeit von ca. 50-60% der Umfangsgeschwindigkeit des Rotors am Gehäuse in Umfangsrichtung. Die nicht konstante Geschwindigkeit läßt darauf schließen, daß die Rotation einer leichten Schwankungen unterworfen ist. Die Größenordnung der Rotationsgeschwindigkeit liegt jedoch weit unterhalb der Schallgeschwindigkeit. Ein akustischer Quellmechanismus bzw. eine Ausbreitung unter akustischen Gesichtspunkten kann somit ausgeschlossen werden.

4.3.2 Bestimmung der Umfangsmodenverteilung

Die Bestimmung der Rotationsgeschwindigkeit von RI ist anhand der Phasenverläufe gemäß *Bild 4.14 a) – c)* nur für einen Aufnehmerabstand bis maximal 12° am Gehäuse möglich. Die quantitative Bewertung des Phasenverlaufes für größere Abstände ist praktisch unmöglich, da wie bereits erwähnt der exakte Phasenwinkel infolge der Periodendurchgänge n nicht bestimmt werden kann. Dies läßt den Schluß zu, daß die Wellenlänge von RI klein bezogen auf die Umfangslänge des Verdichters am Gehäuse ist.

Zur Bestimmung der Wellenlänge, bzw. Modenordnungen α (vgl. *Kap. 3.2.*), ist eine räumliche Zerlegung der Wanddruckschwankungen in periodische Umfangskomponenten (Moden – Modalanalyse an der dritten Stufe durchgeführt worden. Das Verfahren beruht auf einer räumlichen Fouriertransformation komplexer Schalldrücke. Die bezogene Wellenlänge der Modenordnung $\alpha = 1$ entspricht dabei dem Gehäuseumfang. Ziel war es, die Modenordnung $\alpha = 63$ noch eindeutig auflösen zu können, was der Wellenlänge einer Schaufelteilung entspricht. Um dies zu erreichen, müssen die komplexen Schalldrücke an mindestens 127 äquidistanten Umfangspositionen vorliegen, da das Nyquist-Theorem einzuhalten ist. Die folgenden Auswertungen wurden mit den Daten von 144 Umfangspositionen für einen Aufnehmerabstand von 1.5° durchgeführt. Da diese Anzahl von Aufnehmern für die Messungen nicht zur Verfügung stand, sind die Messungen in 12 Etappen durchgeführt worden, wobei die Aufnehmer entsprechend umgesetzt wurden. Dieses Vorgehen ist unter der Voraussetzung gestattet, daß der Ort des Referenzaufnehmers (hier die 0° -Position) nicht verändert wird. Zudem dürfen für die räumliche Fourier-Transformation nur die Kreuzleistungsspektren herangezogen werden, da diese den Phasengang enthalten. Die Auswertungen sind für zwei Drehzahlen bei 800min^{-1} und 1000min^{-1} an einem Betriebspunkt nahe der Stabilitätsgrenze $\varphi \sim 0.44$ durchgeführt worden. Zur Reduzierung von stochastischen Störungen bzw. Rauschen wurden entweder 30 oder mit Hilfe der Overlaptechnik 800 Einzelspektren bei einer Frequenzauflösung von $\Delta f = 1\text{Hz}$, Bandbreite 1600Hz gemittelt. Die Overlaptechnik bietet quantitativ jedoch keine Vorteile, es ist lediglich eine deutliche Reduktion stochastische Anteile zu verzeichnen.

Bild 4.15 und *Bild 4.18* zeigen die Ergebnisse der Umfangsmodenverteilung für die Drehzahl 1000min^{-1} bei der Frequenz 267Hz und 800min^{-1} bei der Frequenz 228Hz, was jeweils der Frequenz mit dem größten Kohärenzwert für RI (vgl. *Bild 4.14*) oder der größten Modenordnungsamplitude entspricht. Zur Kontrolle der berechneten Azimutalmodenzerlegung,

sozusagen als Maß für die Güte der Zerlegung, sind die periodischen Umfangsanteile wieder rückgerechnet als Druckverteilung „berechnet“ in die Amplitudenverteilung eingezeichnet. Es ist deutlich zu erkennen, daß für eine diskrete Frequenz genau eine Modenordnung dominiert. Werden die Modenordnungen für jede Frequenz innerhalb der Frequenzspanne von RI durchgeführt, so zeigt sich für diskrete Frequenzen äquidistanten Abstands Δf ² jeweils einzelne Modenordnungen, vgl. *Bilder 4.16* und *17* für 1000min^{-1} und *Bilder 4.19* und *20* für 800min^{-1} . Es ist zu beachten, daß einige Frequenzen der Modenordnungen auch drehzahlharmonischen Frequenzen entsprechen, so daß die Amplituden u.U. verfälscht wiedergegeben werden (z.B. Mode $\alpha = 28$, $f = 267\text{Hz} = 16$. Drehzahlharmonische, vgl. *Bild 4.15*). Dieser Umstand ist insbesondere bei der Drehzahl von 800min^{-1} zu beachten, da hier die Amplituden von RI zum einen deutlich kleiner sind und die Harmonischen aufgrund des geringeren Grundrauschpegels deutlicher hervortreten.

Die Modalanalyse zeigt zum einen, daß die am NGV nachweisbaren rotierenden Instabilitäten ebenso tonale Frequenzkomponenten sowie Summen- und Differenzfrequenzen aufweisen. Der Grund weshalb sie nicht in Form diskreter „Peaks“ aus dem Spektrum hervortreten ist wahrscheinlich in einer nicht hinreichend großen aerolastischen Belastung der rotierenden Blattspitzenprofilen zu suchen (vgl. hierzu *Anhang A I-1.3*). Die bezogenen Wellenlängen entsprechend der Modenordnungen α liegen für die Mittenfrequenz RI in einem Bereich der Länge zweier Schaufelteilungen (vgl. hierzu *Kap.2.2.2*). Eine Übereinstimmung der dominierenden Modenordnungen für unterschiedliche Drehzahlen konnte nicht bestätigt werden, für 1000min^{-1} dominiert die Mode 28, für 800min^{-1} dominiert der Mode 31. In jedem Fall ist der Strouhalnormierte Abstand ΔSt jeder Modenordnung für beide Drehzahlen konstant.

Des weiteren ist mit Hilfe der Transformationsvorschrift gemäß [Gl. 3.6] ein eindeutiger Zusammenhang zwischen dem raumfesten und rotierenden System gegeben. Das *Bild 4.21* zeigt das Spektrum für einen Aufnehmer im rotierenden System bei einem Betriebspunkt mit RI bei Nominaldrehzahl.

Alle weiteren Ergebnisplots für die Moden – Modalanalyse sind im *Anhang I-1.4* zu finden.

² Im Rahmen der Frequenzauflösung der Fourietransformation $\Delta f = 1\text{Hz}$.

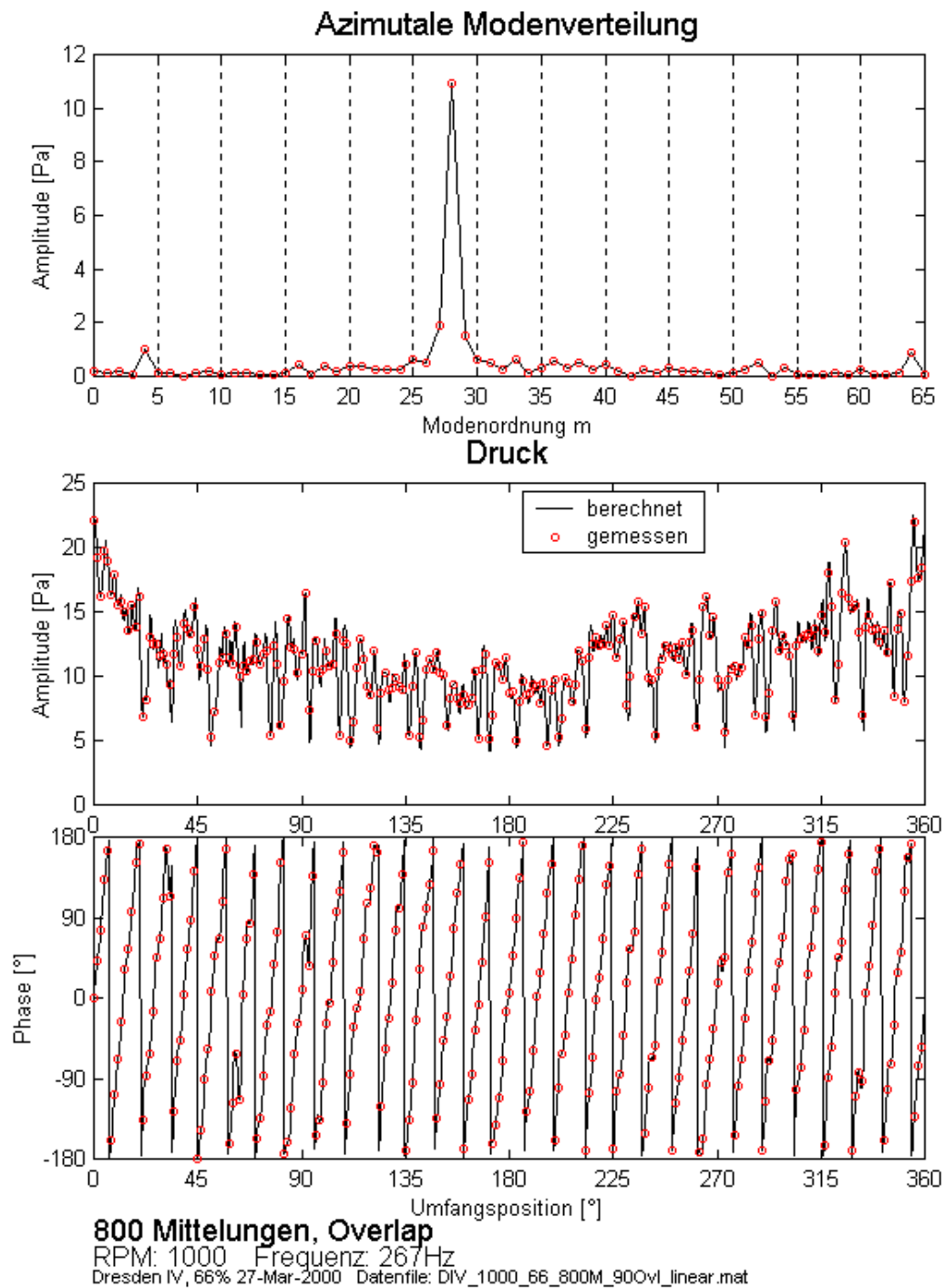


Bild 4.15 oben: Azimutale Modal- oder Modenordnungsverteilung $\alpha = 28$ für einen Betriebspunkt $\varphi \sim 0.44$, 1000 min^{-1} , 800 Mittelungen. **Mitte:** Gemessene und aus Modenordnungsverteilung berechnete Umfangsverteilung des lokalen Schalldruckes für $f = 267 \text{ Hz}$. **Unten:** Gemessene und aus Modenordnungsverteilung berechneter Phasenverlauf für $f = 267 \text{ Hz}$.

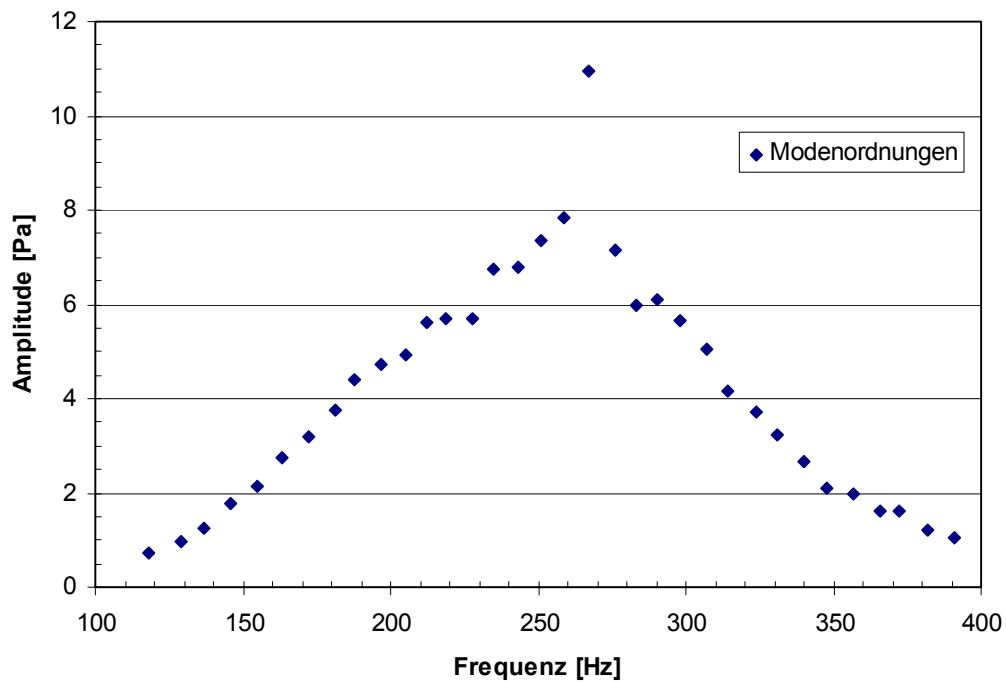


Bild 4.16: Modal- oder Modenanalyse, 1000min^{-1} , $\varphi \sim 0.44$.
Amplitude der dominierenden Moden für RI aufgetragen über der Frequenz.

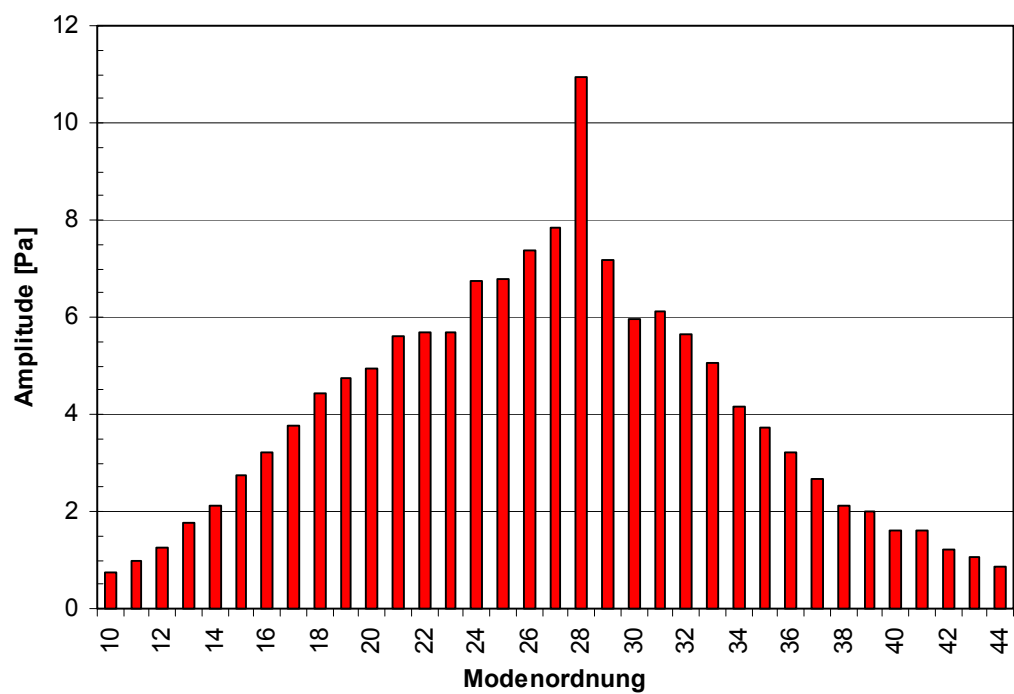


Bild 4.17: Modal- oder Modenanalyse, 1000min^{-1} , $\varphi \sim 0.44$.
Amplitude der dominierenden Moden für RI aufgetragen über der Modenordnung.

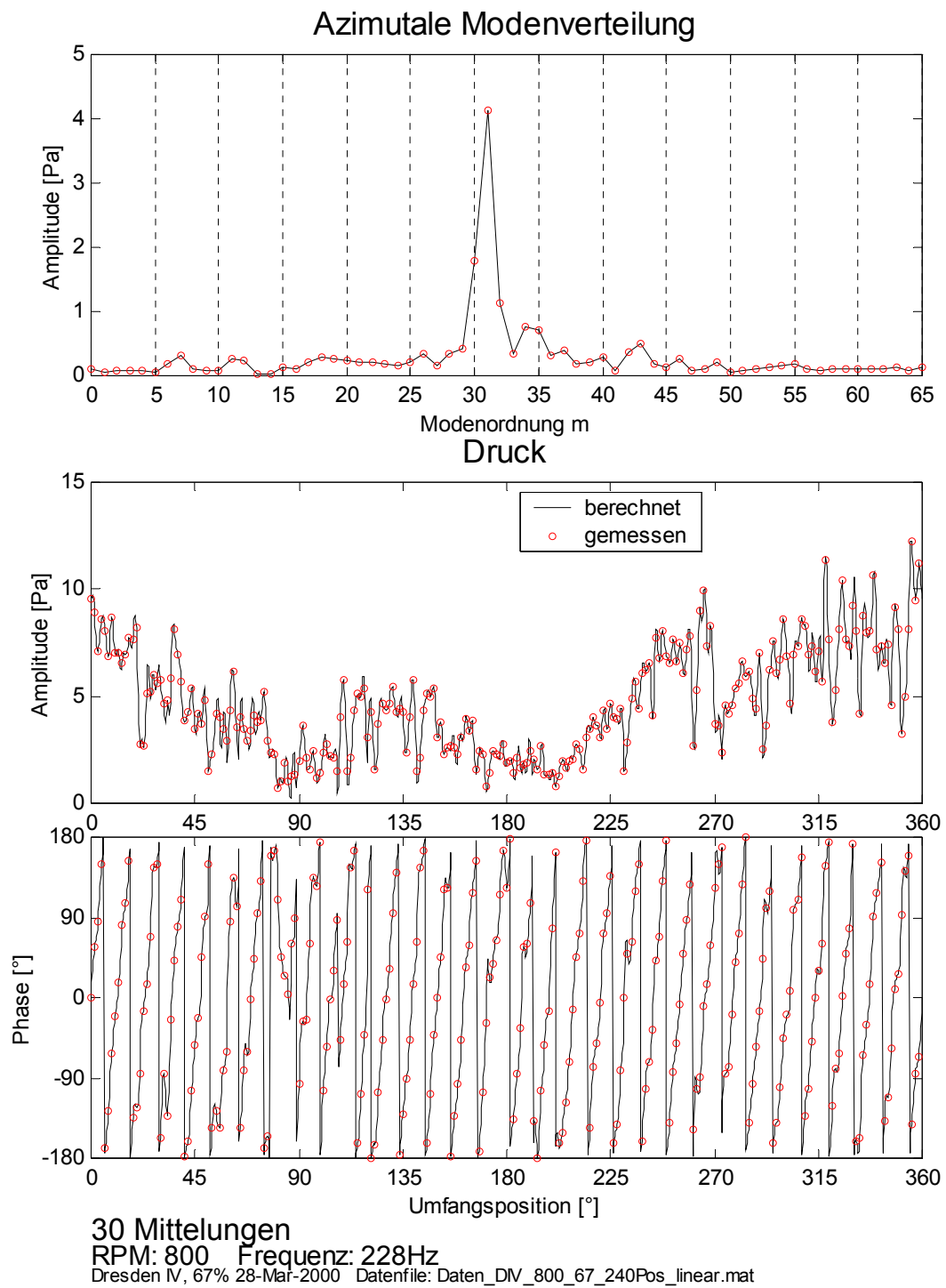


Bild 4.18 oben: Azimutale Modal- oder Modenordnungsverteilung $\alpha = 31$ für einen Betriebspunkt $\varphi \sim 0.44$, 800 min^{-1} , 30 Mittelungen. **Mitte:** Gemessene und aus Modenordnungsverteilung berechnete Umfangsverteilung des lokalen Schalldruckes für $f = 228 \text{ Hz}$. **Unten:** Gemessene und aus Modenordnungsverteilung berechneter Phasenverlauf für $f = 228 \text{ Hz}$.

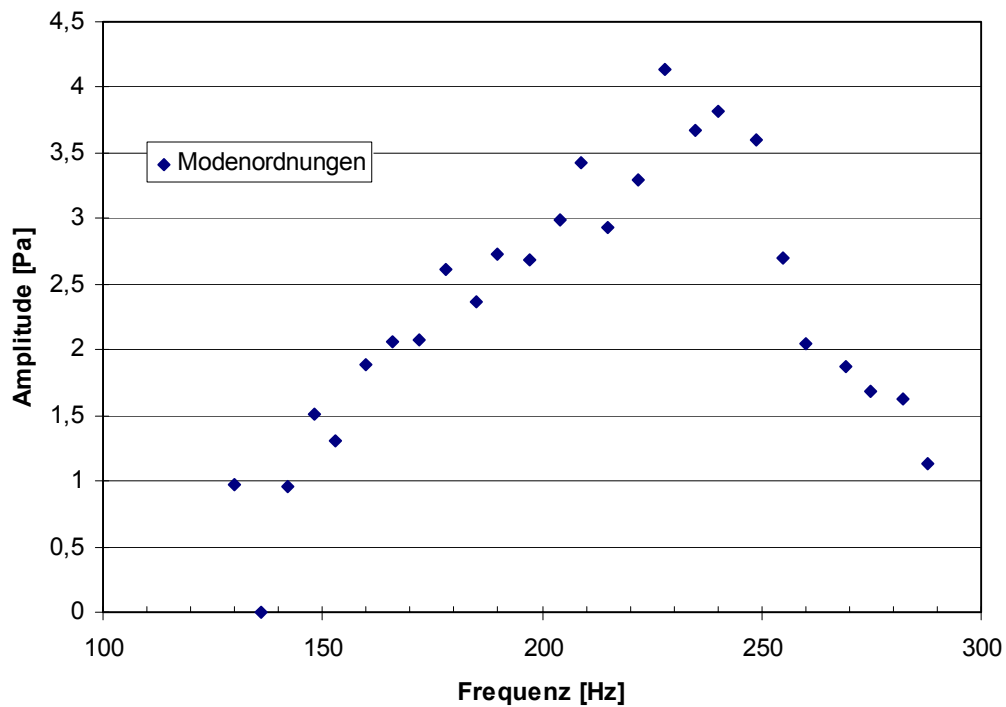


Bild 4.19: Modal- oder Modenanalyse, 800min^{-1} , $\varphi \sim 0.44$.
Amplitude der dominierenden Moden für RI aufgetragen über der Frequenz.

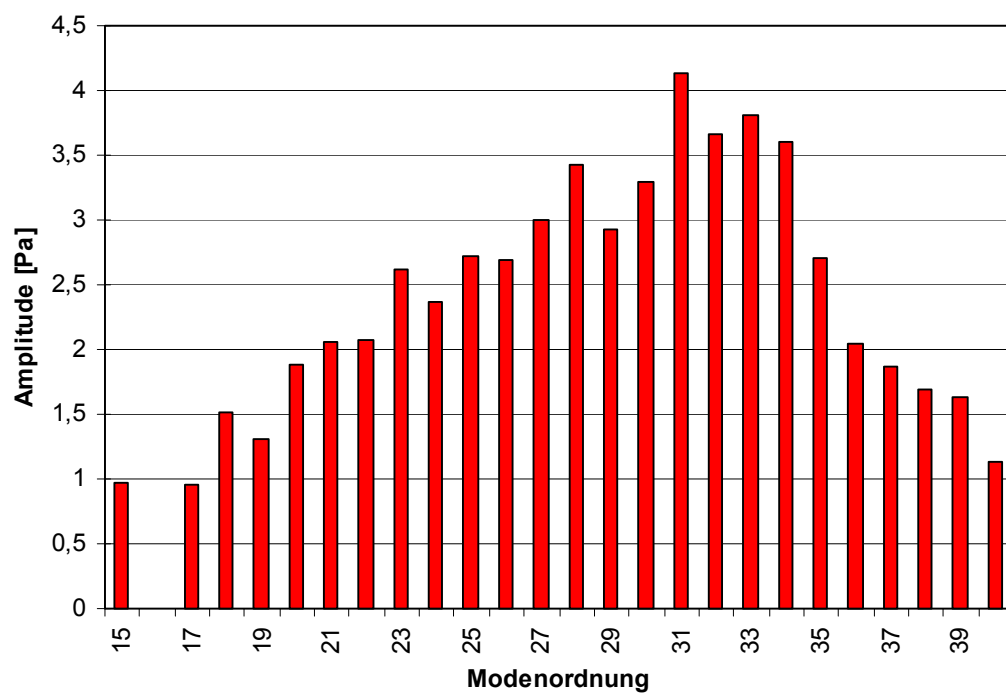
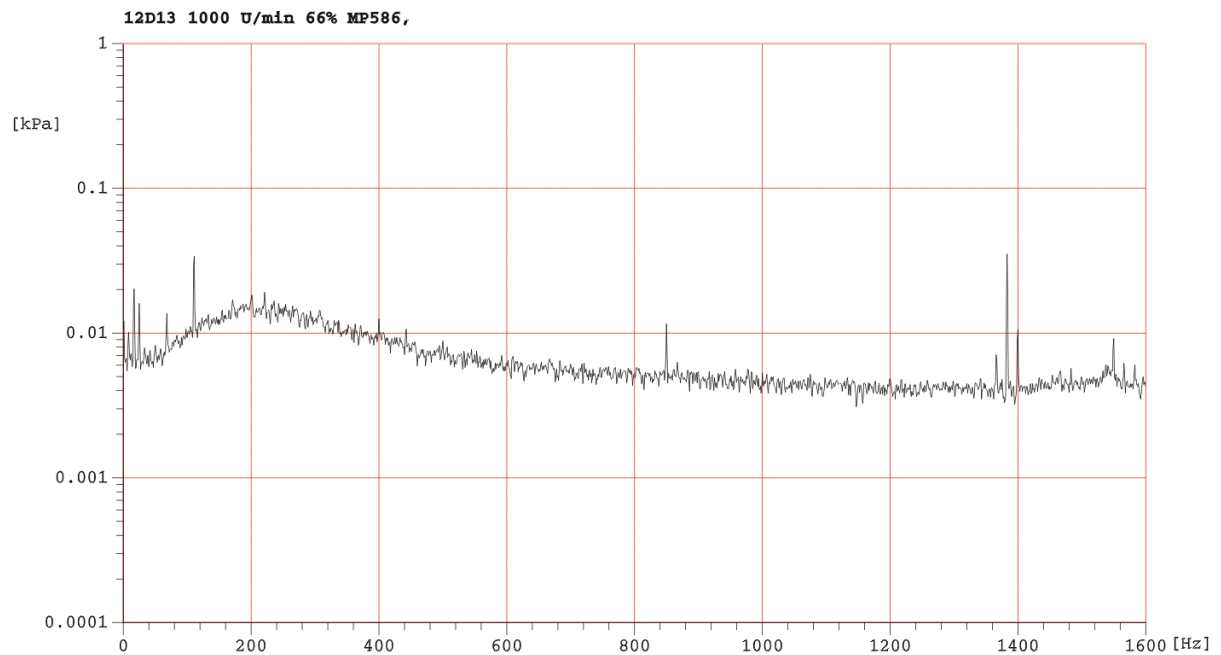


Bild 4.20: Modal- oder Modenanalyse, 800min^{-1} , $\varphi \sim 0.44$.
Amplitude der dominierenden Moden für RI aufgetragen über der Modenordnung.

— P9210_12 (12D13_1000_66b)



Auflösung: 1[Hz], Linien: 1601, Overlap: OFF%

Anz. Mittelungen: Max

File:pak2/Dresden97IV/12D13_1000_66b Format:RI-Vergleich_1/1Aps_Q_Carsten

Bild 4.21: Spektrum eines Aufnehmers im rotierenden System, 1000min^{-1} , $\varphi \sim 0.44$, $S = 5\text{mm}$.
Angeordnet auf der Druckseite bei 92% Schaufelhöhe und 10% Sehnenlänge.

4.4 Umfangsstruktur der Wanddruckmessungen

Bei rotierenden Instabilitäten oder Modalwellen handelt es sich um periodisch instationäre Vorgänge, die bei einer Auswertung im Frequenzbereich idealer Weise identische Ergebnisse für jede Umfangsposition bezüglich Frequenz und Amplitude erwarten lassen, sofern die geometrischen und aerodynamische Randbedingungen an jeder Aufnehmerposition gleich sind. Im zeitlichen Mittel können etwaige Schwankungen der Periodizitäten bzw. Rotationsgeschwindigkeiten durch entsprechende Mittelungsprozesse eliminiert werden.

Die Ergebnisse der Untersuchungen zeigen, daß sich keine konstanten Umfangsbedingungen einstellen. Am Beispiel eines Betriebspunkt nahe der Stabilitätsgrenze bei Nominaldrehzahl und 800min^{-1} läßt sich für den Frequenzbereich von RI eine deutliche Umfangsstruktur der Amplituden nachweisen, *Bild 4.22 4.23*. In einem Bereich um $\phi \sim 0^\circ$ liegen die Amplituden von RI auf einem deutlich höheren Niveau als innerhalb des Bereichs um $\phi \sim 200^\circ$. Gleiches gilt für die Modulationfrequenzen von RI mit der Blattfolgefrequenz. Es scheint, als sei den Amplituden eine periodische Verteilung einer stehenden Umfangwellenlänge aufgeprägt. Die Umfangsstruktur ist für jeden Betriebspunkt mit rotierenden Instabilitäten nachweisbar (vgl. *Anhang AII-1.5*). Ferner ist in den Spektren eine weitere Struktur mit zwölf gleichverteilten Zonen zu erkennen. Die Ursache für diese zweite Umfangsstruktur ist jedoch durch den Meßaufbau bzw. das Meßverfahren begründet, da sich das Ergebnis aus 12 Einzelmessungen mit je zwölf über den Umfang versetzt angeordneter Mikrofone zusammensetzt (vgl. *Anhang AI-1.5*). Gut zu erkennen ist dabei die Schwankungsbreite der Amplitude jeder Umfangsposition, die eine Identifizierung eines einzelnen Mikrofons innerhalb der zwölf Zonen ermöglicht. Gleichzeitig beweist diese Tatsache aber, daß die globale Umfangsstruktur des Modes 1 nicht durch den Meßaufbau bedingt ist.

Die Ergebnisse der Modal- oder Modenanalyse zeigen bezüglich der Umfangsverteilung kein eindeutig interpretierbares Ergebnis. Die Modenordnungsverteilungen für den Frequenzbereich von RI, vgl. *Bilder Anhang AII-4 Oben* zeigen keine dominierenden Moden, die auf die gemessene Umfangsverteilung schließen lassen. Jedoch zeigen sowohl die Amplitudenverteilung als auch die aus der Modenverteilung berechnete Amplitudenverteilung für die jeweilige Frequenz eine eindeutige Ortsabhängigkeit, *Bilder Anhang AII-4 Mitte*. Diese ist um so stärker ausgeprägt, je näher man sich der RI Mittenfrequenz nähert.

Die kurzwellige Struktur, die in Verbindung zu dem Meßaufbau stehen könnte, läßt sich in den Modenordnungsverteilungen für RI ebenfalls nicht nachweisen. Die Ergebnisse zeigen keine Modenordnung, die auf eine zwölfzellige Struktur deutet.

Die tieffrequenten Phänomene mit einer Frequenz in der Größenordnung der halben Drehfrequenz zeigen eine dominante Modenordnung $\alpha = 2$. Dieses Phänomen zeigt ebenfalls eine Umfangsstruktur über den Umfang mit einer bezogenen Wellenlänge einer Umfangslänge [Haukap 1998]. Modenordnungen, die auf eine zwölfzellige Struktur deuten, lassen sich nicht nachweisen (vgl. *Bild 4.25*).

Wird jedoch die Modalanalyse bei beiden Drehzahlen für die das gesamte Schalldruckspektrum dominierende Blattfolgefrequenz durchgeführt, so zeigen sich Modenordnungen, die direkt oder indirekt in Form von Harmonischen einer zwölfzelligen Struktur zugeordnet werden können. Im

Gegensatz zu RI oder den tieffrequenten Phänomenen lassen sich hier jedoch keine Umfangsstrukturen mit einer bezogenen Wellenlänge einer Umfangslänge nachweisen (vgl. *Bild 4.26*).

Die genaue Ursache für die sich einstellenden Umfangsverteilungen lassen sich mit den im Rahmen dieser Untersuchung durchgeführten Analysen nicht beschreiben. Die durchgeführten Bewertungen der Modenverteilungen stützten sich nur auf das positive Ergebnis der azimuthalen Fouriert-Transformation. Negative Modenordnungen, die mit kleiner Amplitude nachweisbar sind, deuten auf akustische Phänomene bzw. Ausbreitung hin. Aus Gründen der Interpretationsmöglichkeiten sind diese jedoch nicht bewertet worden. Bei RI oder den tieffrequenten Störungen handelt es sich jedoch um sehr komplexe Phänomene, deren Physik bislang noch nicht vollständig verstanden ist. Es ist nicht auszuschließen, daß die sich einstellenden Umfangsverteilungen durch die Phänomensysteme selbst bedingt sind. Bei RI handelt es sich um ein aerodynamisches Phänomen, dessen Haupteinflußgrößen der Betriebspunkt und die geometrischen Parameter der Beschau felung bzw. die Belastung der Stufe und die Spaltkonfiguration sind. Der Einfluß oder die Amplitude der Umfangsstruktur ist bei der Mittenfrequenz von RI am stärksten und nimmt mit zunehmenden Abstand ab, bis die Umfangsstruktur nicht mehr nachweisbar ist. Die Frequenzen von RI sind zwar abhängig von den Betriebsbedingungen der Maschine, jedoch ist das Verhältnis des Frequenzbereichs zur Blattfolgefrequenz und der normierte Abstand der Modenordnungen zueinander konstant. Zufällig durch RI angeregte Strukturen scheiden demnach als auslösende Mechanismen aus.

Ungleichförmige Zuströmungen oder Einlaufstörungen werden als auslösende Mechanismen ebenfalls ausgeschlossen, da sich diese sowohl auf die tieffrequenten Effekte als auch RI und den gesamten Frequenzbereich gleichermaßen auswirken müßten. Des weiteren müßten sich die Auswirkungen einer solch groben Störung auch in den anderen Stufen nachweisen lassen. Ungleichförmige Amplitudenverteilungen wie sie im Kap. 4.2 z.B. anhand des *Bildes 4.11* beschrieben wurden, sind mit größter Wahrscheinlichkeit eher auf systematische Meßfehler zurückzuführen. Ein Zusammenhang zu den Umfangsverteilung ist zudem unwahrscheinlich, da die in *Bild 4.22* und *4.23* dargestellten Amplituden ebenfalls gewissen Schwankungen unterworfen sind, die mit Sicherheit auf systematische Fehler in der Messung zurückzuführen sind. Die lokalen Ablöngerscheinungen entsprechend Kap. 4.2 sind selbst einer gewissen Umfangsverteilung unterworfen, zudem ist dieses Phänomen als solches nicht hinreichend genau untersucht worden, als daß ein Zusammenhang zu den Umfangsverteilungen hergestellt werden kann.

Bei der Wahl geeigneter Aufnehmerpositionen ist demnach zu beachten, daß die gemessenen Amplituden unter Umständen einer nicht zu vernachlässigenden Schwankung unterworfen sind. Sollten die Auswirkungen einzelner Ereignisse in Regelkreise zur Steuerung einer Maschine eingesetzt werden, so kann die Umfangsposition des Aufnehmers eine entscheidende Rolle einnehmen.

Zum visuellen Verständnis einer Umfangsverteilung einer Mode kann das beigefügte Tool zur Darstellung der Druckverteilung in Poolarkoordinaten Hilfestellungen bieten, vgl. *Anhang AI-3.2*.

Es bietet die Möglichkeit einzelne Moden sowie die Überlagerung zweier Moden in Abhängigkeit von Amplitude und Phase zu plotten.

Die Bilder 4.27 und 4.28 zeigen am Beispiel der Überlagerung der Modenordnungen $\alpha = 1$ und 2 sowie $\alpha = 1$ und 30 die Verteilung bei einer Auftragung im kartesischen und Polarkoordinatensystem. Die polare Darstellung kann hierbei als die wirkliche Umfangsdruckverteilung in den Axialspalten einer realen Maschinenkonfiguration interpretiert werden. Die erste Darstellung entspräche hierbei den Druckverteilungen der tieffrequenten Modalwellen nahe der Stabilitätsgrenze, die zweite der Überlagerung des Modes $\alpha = 1$ mit dem Mode der Mittenfrequenz bei 1000min^{-1} von RI $\alpha = 30$.

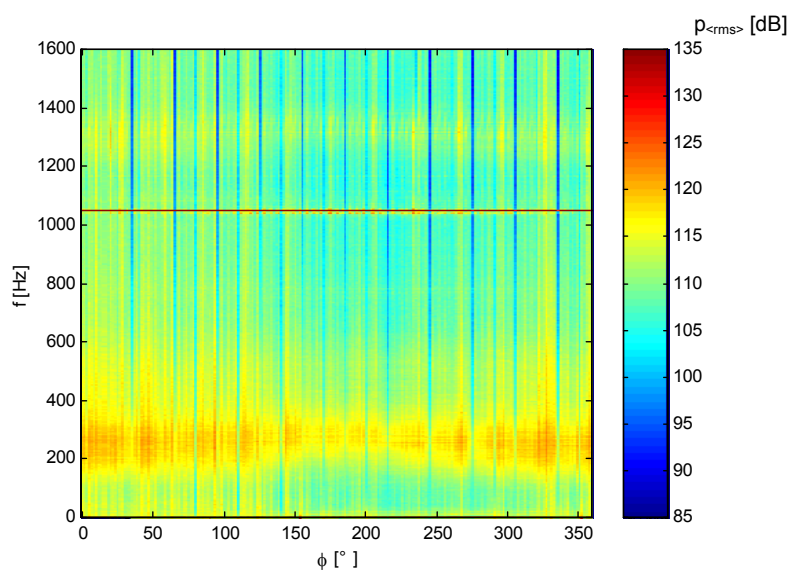


Bild 4.22: Frequenzspektren für 144 äquidistante Aufnehmerpositionen dargestellt über die Umfangskoordinate ϕ . Betriebspunkt $\varphi \sim 0.44$, 1000min^{-1} , $S = 5\text{mm}$.

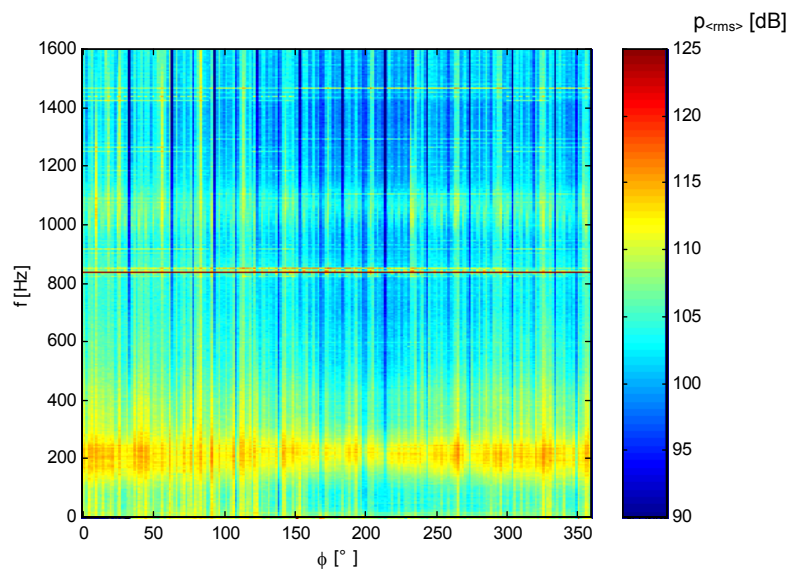


Bild 4.23: Frequenzspektren für 144 äquidistante Aufnehmerpositionen dargestellt über die Umfangskoordinate ϕ . Betriebspunkt $\varphi \sim 0.44$, 800min^{-1} , $S = 5\text{mm}$.

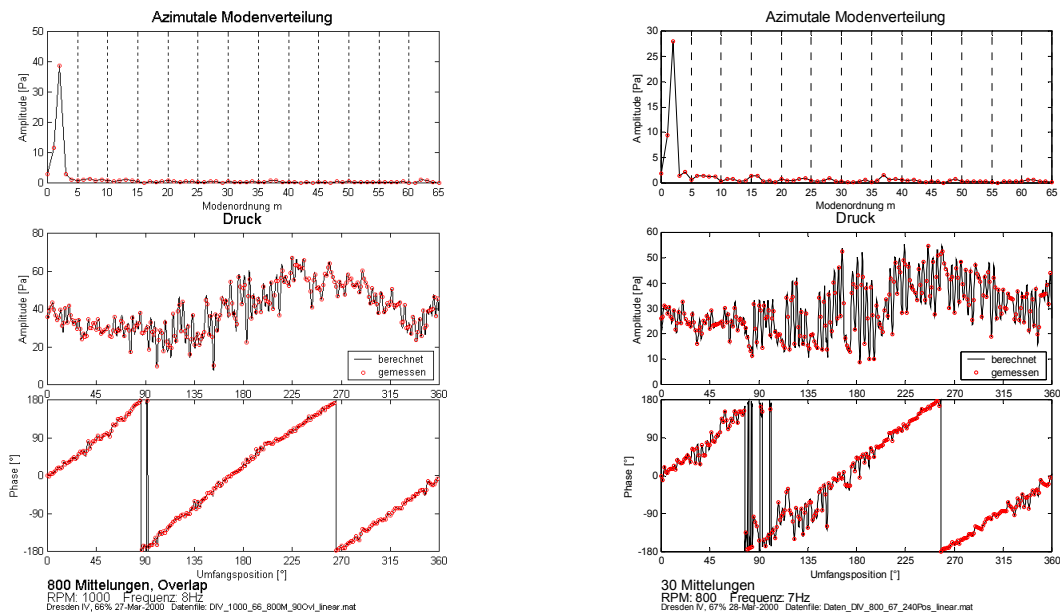


Bild 4.25: Modalanalyse für die tieffrequenten Phänomene, **links:** 1000min^{-1} , **rechts:** 800min^{-1}

Oben: Azimutale Modal- oder Modenordnungsverteilung für $\alpha = 2$, Betriebspunkt $\varphi \sim 0.44$.
Mitte: Gemessene und aus Modenordnungsverteilung berechnete Umfangsverteilung des lokalen Schalldruckes. **Unten:** Gemessener und aus Modenordnungsverteilung berechneter Phasenverlauf.

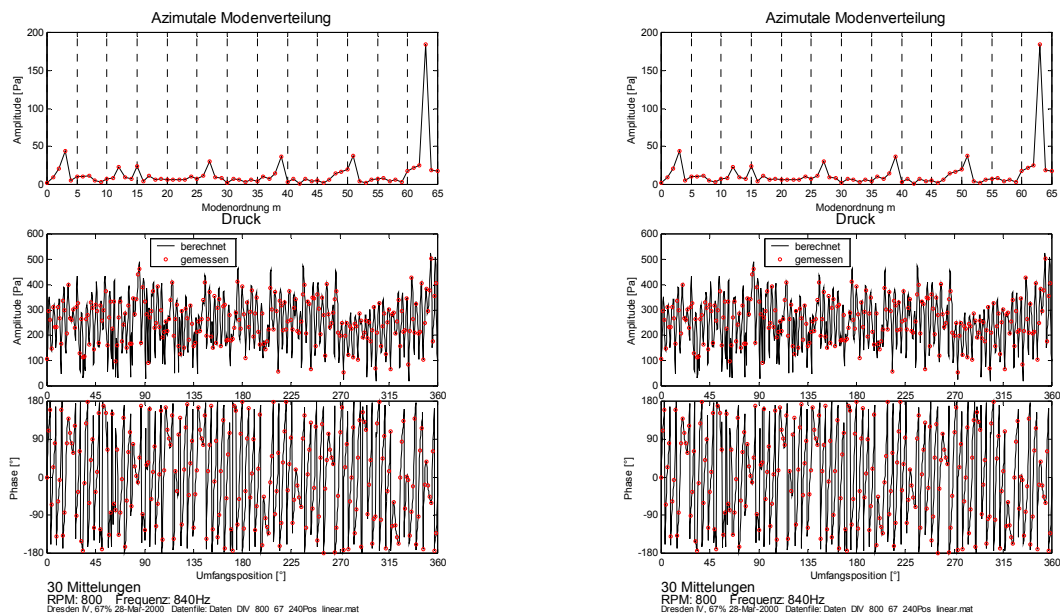


Bild 4.26: Modalanalyse der Blattfolgefrequenz, **links:** 1000min^{-1} , **rechts:** 800min^{-1}

Oben: Azimutale Modal- oder Modenordnungsverteilung für $\alpha = 63$, Betriebspunkt $\varphi \sim 0.44$.
Mitte: Gemessene und aus Modenordnungsverteilung berechnete Umfangsverteilung des lokalen Schalldruckes. **Unten:** Gemessener und aus Modenordnungsverteilung berechneter Phasenverlauf.

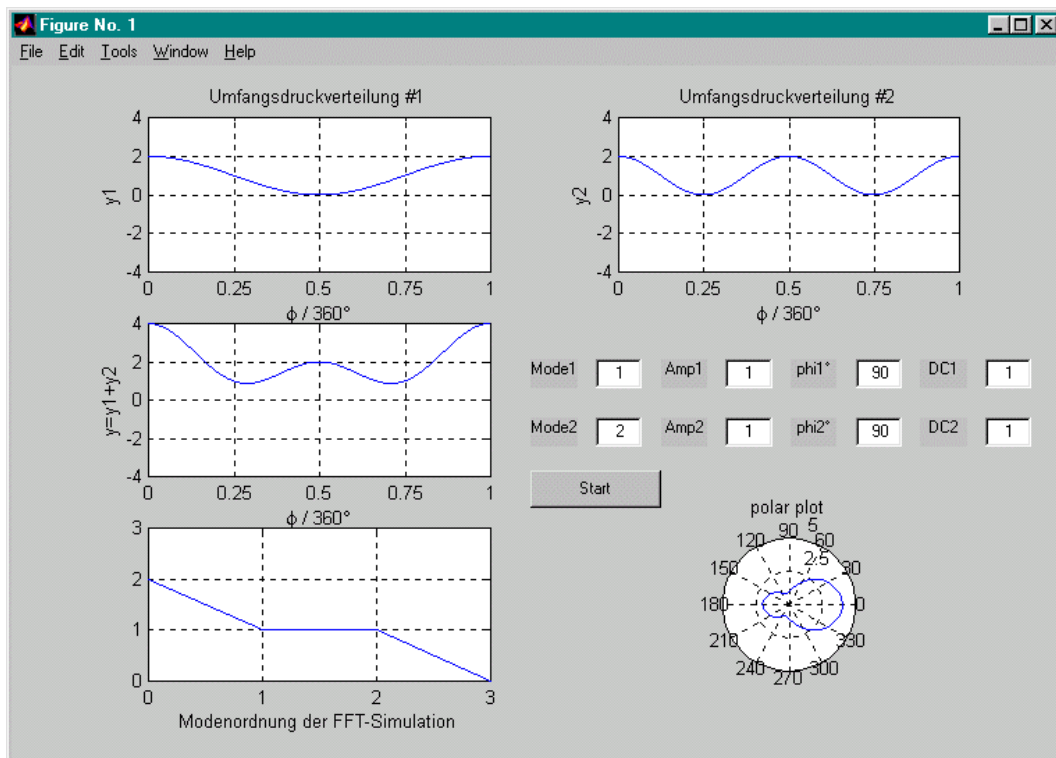


Bild 4.27: Darstellung der Modenordnungen $\alpha = 1$ und 2 sowie dessen Überlagerung im kartesischen und Polarkoordinatensystem.

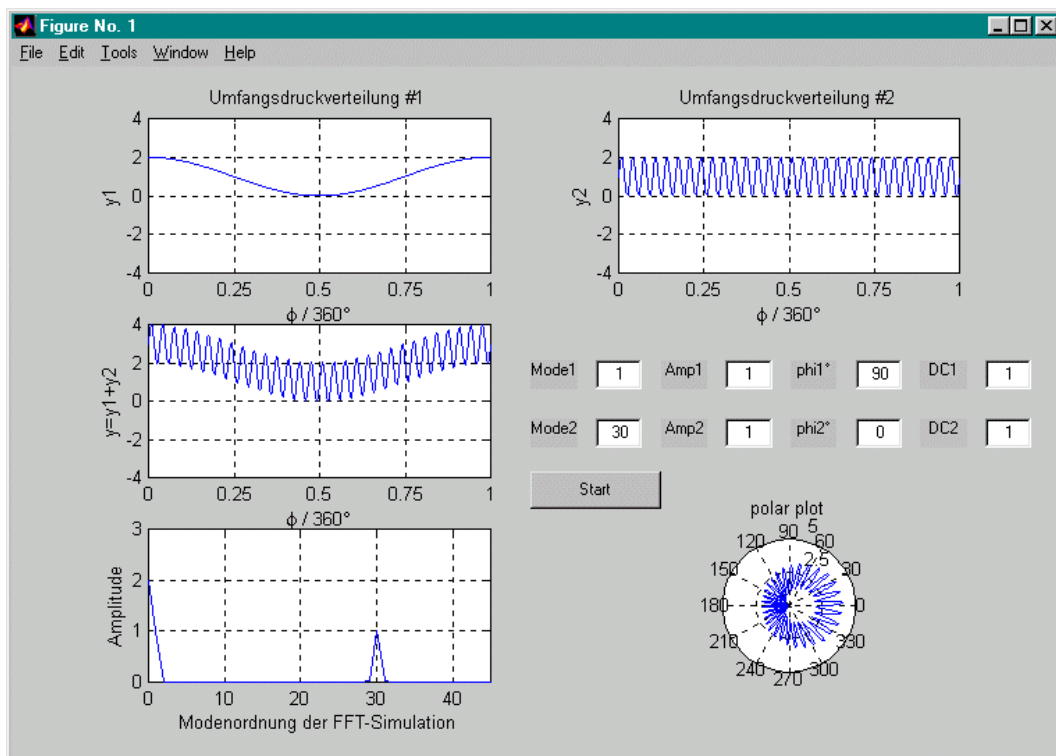


Bild 4.28: Darstellung der Modenordnungen $\alpha = 1$ und 30 sowie dessen Überlagerung im kartesischen und Polarkoordinatensystem.

4.5 Ergebnisse der aerodynamischen Untersuchungen

4.5.1 Ergebnisse der Sondenmessungen

Die im folgenden vorgestellten Ergebnisse basieren auf Sonden- und Kennfeldmessungen, die am NGV in vorherigen Arbeiten durchgeführt und veröffentlicht wurden, Boos 1996 Müller 1997. Teilaspekte sind im Rahmen dieser Untersuchungen aufgegriffen worden. Bei Fragen zu den Rahmenbedingungen der Messungen wird auf die zitierten Quellen verwiesen.

Als wesentliche Ergänzung werden Sekundärströmungsverteilungen im Zu- und Nachlauf der dritten Stufe vorgestellt. Des weiteren wird mit der Diffusionszahl D nach Lieblein 1953 ein Belastungskriterium eingeführt, das für den Auslegungsbereich eine Bewertung der saugseitigen Profilgrenzschichten ermöglicht. Die Diffusionszahl stellt dabei ein Maß für die saugseitige Verzögerung der Profilgrenzschichten dar und eignet sich für Bewertung ablösungsgefährdeter Strömungen³:

$$D_R = \frac{w_2}{w_1} + \frac{w_{1u} - w_{2u}}{2\sigma_R w_1} \quad \text{mit} \quad \sigma_R = \frac{l}{t} \quad (\text{Überdeckung Rotor}) \quad [4.2]$$

Für den Stator gelten die Gleichungen entsprechend mit den Absolutgeschwindigkeiten. Der Index 1 bezieht sich auf die Eintrittsgeschwindigkeit, Index 2 auf die Austrittsgeschwindigkeit.

Die *Bilder 4.27* und *4.28* zeigen zunächst das Kennfeld und den Wirkungsgrad des Verdichters bei Variation der Kopfspaltweite der dritten Stufe. Die maximale Druckerhöhung wird nicht im Auslegungspunkt ($\varphi \sim 0.55$) erreicht, sondern steigt bis $\varphi \sim 0.47$ und verbleibt auf diesem Wert bis zum Überschreiten der Stabilitätsgrenze ($\varphi \sim 0.44$). Die Variation der Spaltweite der dritten Stufe bewirkt eine leichte Minderung der Druckumsetzung im extremen Teillastbereich. Erst bei größtem Spalt ist ein früheres Erreichen der Stabilitätsgrenze und ein leichter Abfall von Druckumsetzung und Wirkungsgrad zu verzeichnen. Charakteristisch für den Verdichter ist ein sehr weiter Arbeitsbereich mit einem annähernd konstanten Wirkungsgrad auf einem sehr hohem Niveau ($\eta \sim 0.9$), was auf eine hohe Belastung der Maschine schließen läßt.

Das Axialgeschwindigkeitsverhältnis μ_R für die Nominalspaltweite $S = 1.5$ mm liegt in einem Bereich von ca. 20% - 90% der Schaufelhöhe leicht unter dem Wert 1 (*Bild 4.31*). Die Stufe gilt mit Werten D_R zwischen 0.45 – 0.5 zwar bereits als leicht Überbelastet, jedoch spricht die hohe Belastung für den hohen Wirkungsgrad der Maschine (vgl. *Bild 4.30*). Im Nabenbereich fällt das Axialgeschwindigkeitsverhältnis zunächst stark ab, steigt jedoch mit zunehmender Annäherung zur Nabe wieder stark an. Die Schaufelbelastung D_R zeigt einen ähnlichen Verlauf. Zunächst steigt sie stark an, fällt jedoch ebenfalls bei Annäherung an die Nabe. Dies läßt bereits im Auslegungspunkt der Maschine auf eine Ablösung der Profil- oder Gehäusegrenzschichten im Nabenbereich schließen. Aufgrund der Verteilung der Axialgeschwindigkeit wird zudem eine

³ Die Schaufelbelastung D_R beruht auf der Annahme einer linearen Verzögerung der saugseitigen Konturgeschwindigkeiten auf dem Gitterprofil vom Punkt maximaler Geschwindigkeit auf die Austrittsgeschwindigkeit. Die angegebenen Gleichungen gelten strenggenommen nur für Axialgeschwindigkeitsverhältnisse $\mu = 1$ und D_R sollte den Wert 0.4 für mehrstufige Maschinen nicht überschreiten.

Wirbelbildung vermutet. Am Gehäuse ist ein sehr starker Abfall und damit eine Abnahme der Axialgeschwindigkeit in der Rotorabströmung zu verzeichnen. Die Belastung D_R nimmt ebenfalls stark zu. Als Ursache hierfür sind im Wesentlichen die Sekundärströmungen des Spaltes zu nennen. Ferner ist anzunehmen, dass die Stufe im Blattspitzenbereich überbelastet ist und die Grenzschichten ablösen. Vermutlich ist dieses Betriebsverhalten der Maschine auch die Ursache der tieffrequenten Phänomene bei der halben Drehfrequenz, die bereits im Auslegungspunkt nachgewiesen werden können, Ulbricht 1996, Haukap 1998.

Bei der maximalen Spaltweite von 5mm zeigen sich bei Auslegungsbetriebsbedingungen bis 80% der Schaufelhöhe qualitativ die gleichen Verläufe des Axialgeschwindigkeitsverhältnis μ_R und der Diffusionszahl D_R . Die Belastung der Stufe ist gegenüber der Nominalspaltweite, bedingt durch höhere Abströmgeschwindigkeiten, etwas geringer. Oberhalb einer realtiven Schaufelhöhe von 80% zeigt die Axialgeschwindigkeitsverteilung jedoch einen extremen Einbruch und die Schaufelbelastung steigt massiv an. Die Axialgeschwindigkeiten in der Abströmung weisen im Vergleich zur Nominalspaltweite um 50% reduzierte Werte auf. Eine zumindest teilweise Verblockung der Strömung im Blattspitzenbereich des Kanals wird vermutet. Die Ursache hierfür ist in der massive Einfluß der Spaltströmung. Die Auswirkungen in Form einer Ausgleichsströmung aufgrund der Kontinuität scheinen sich weit in den Kanal hinein auszuwirken, was die Ursache für die höheren Axialgeschwindigkeiten in der Abströmung verbunden mit einer geringeren Belastung D_R in Kanalmitte ist.

Die Geschwindigkeiten und Größen der *Bilder 4.30* und *4.31* wurden entlang eines radialen Schnittes entlang einer Teilung t_r massengemittelt. Im Anhang AII-1.6 sind die Sekundärströmungsbilder der Axial-, Radial-, Absolut- und Umfangsgeschwindigkeiten in der Zu- und Abströmung des Rotors der dritten Stufe aufgeführt sowie die Verteilungen der Axialgeschwindigkeitsverhältnisse und Belastungen des Stators der dritten Stufe. Für die Rotorabströmung wäre eine Auftragung der Relativgeschwindigkeiten sinnvoller gewesen, jedoch lassen sich die beschriebenen Ereignisse anhand der Absolutgeschwindigkeiten interpretieren. Die Ergebnisse der Sekundärströmungsbilder der Statorabströmung zeigen deutlich, daß die Strömung bereits an der Nabe und dem Gehäuse des Stators Ablöseerscheinungen zeigen. Alle Stufen der Maschine sind zwar gleich ausgeführt, jedoch liegt kein entsprechendes Datenmaterial vor, die einen Vergleich der Rotoren zwei und drei bzw. der Statoren zwei und drei bei maximaler Spaltweite ermöglicht.

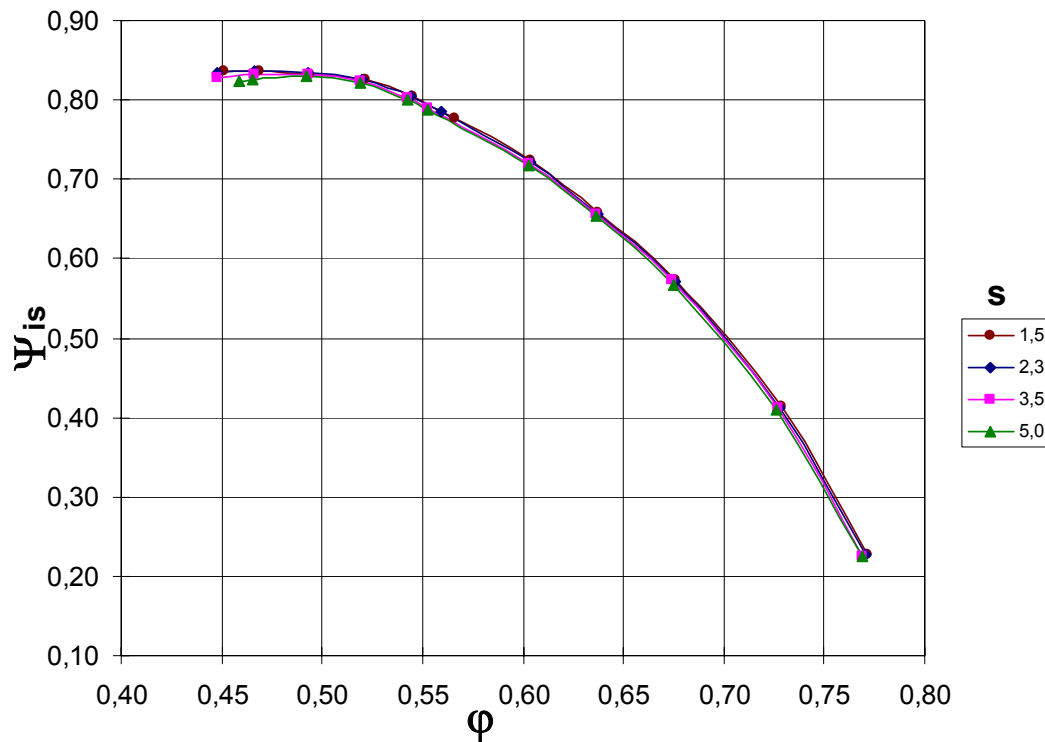


Bild 4.27: Kennfeld des NGV bei Variation der Kopfspaltweite der 3. Stufe

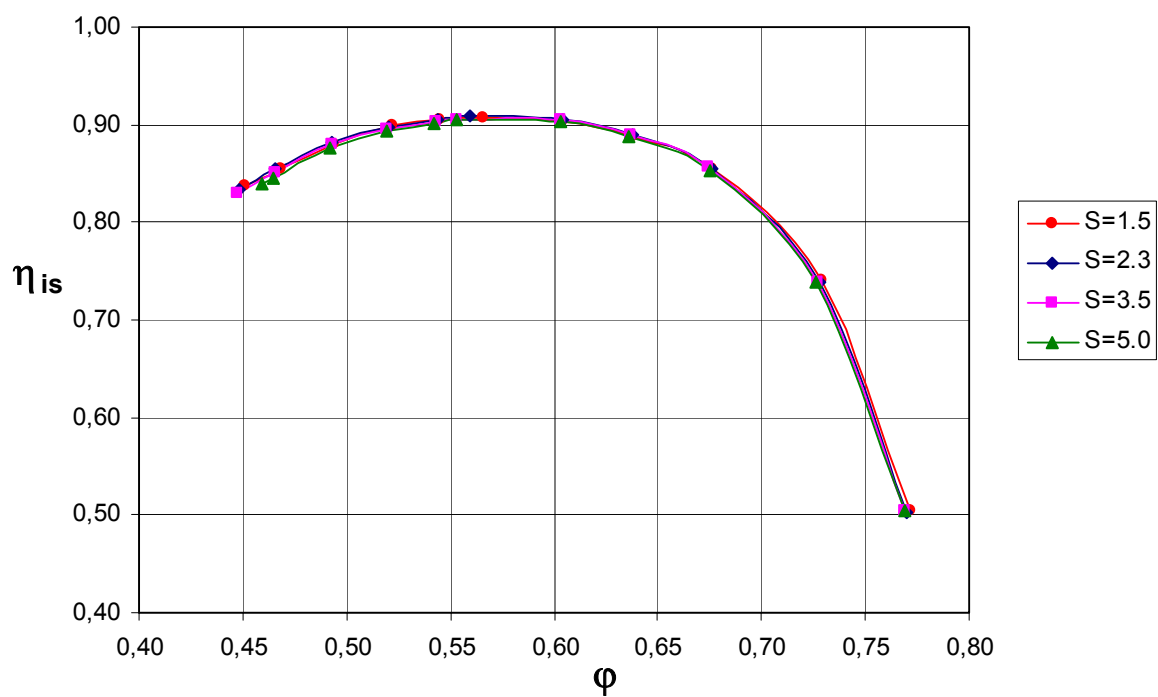


Bild: 4.29: Isentroper Verdichterwirkungsgrad bei Variation der Kopfspaltweite der 3. Stufe.

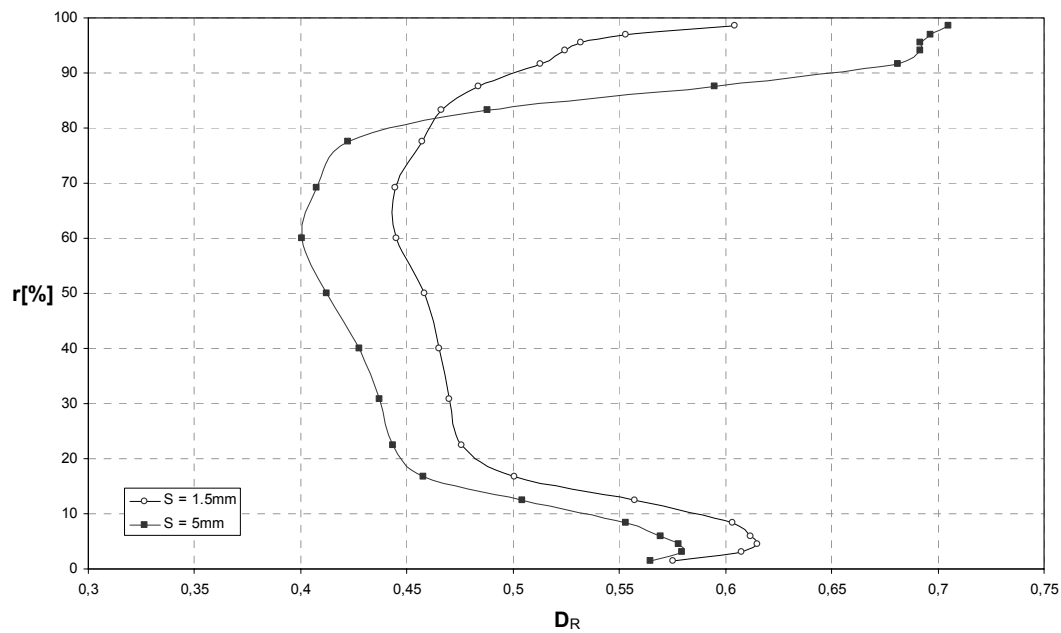


Bild 4.30: Vergleich der Diffusionszahlverläufe D_R des Rotors der 3. Stufe für die Spaltweiten 1.5mm und 5mm bei Auslegungsbetriebsbedingungen, 1000min^{-1} , $\varphi \sim 0.55$.

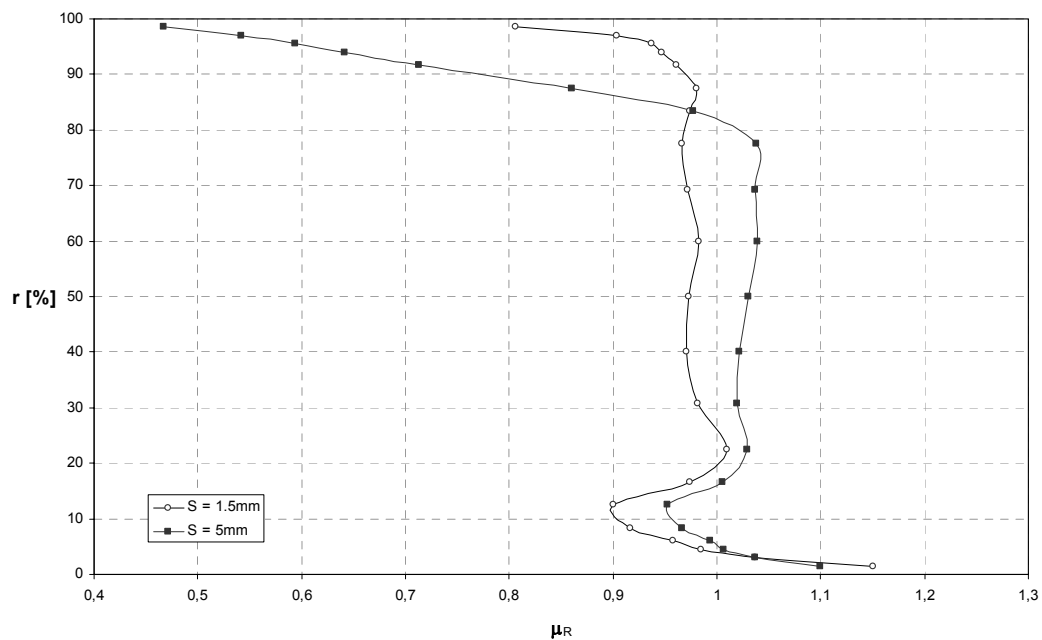


Bild 4.31: Vergleich der Axialgeschwindigkeitsverläufe $\mu_R = w_2/w_1$ des Rotors für die Spaltweiten 1.5mm und 5mm bei Auslegungsbetriebsbedingungen, 1000min^{-1} , $\varphi \sim 0.55$.

4.5.2 Vergleich mit anderen Maschinen

Die rotierende Instabilität ist kein Phänomen, dessen Auftreten nur auf den Arbeitsbereich von Niederdruck- oder Turboverdichtern beschränkt ist. Stationäre Untersuchungen, die an Endstufen von Niederdruckdampfturbinenstufen bei Ventilationsbetrieb durchgeführt wurden, zeigen charakteristische Strukturen in den Frequenzanalysen, die auf rotierende Instabilitäten schließen lassen, vgl. Truckenmüller et.al., 1999. Zudem konnten rotierende Instabilitäten an einer Pumpe nachgewiesen werden, Gabor, 1999.

Am Institut sind Untersuchungen an einem leitraddlosen Kleinst-Pumpenprüfstand, Nenndurchmesser DN100, technische Daten siehe *Anhang AII 1.6*, bei unterschiedlicher Spaltkonfiguration durchgeführt worden, vgl. *Bild 4.32*. Die Kennlinien für zwei Spaltkonfigurationen und vergleichende Ergebnisse von Frequenzanalysen eines Druckaufnehmers am Gehäuse sind für 3 Betriebspunkte der Primärcharakteristik im Anhang AII 1.6 aufgeführt. Zusammenfassend sind in *Bild 4.33* Frequenzanalysen für 3 Betriebspunkte (Teillast, Überlast und Sekundärcharakteristik) bei größter Spaltweite dargestellt. Es ist zu erkennen, daß mit zunehmender Belastung eine breitbandige Amplitudenerhöhung bei ca. 50% der Blattfolgefrequenz auftritt. Die Frequenzen der breitbandigen Überhöhung verlagern bei Betrieb auf der Sekundärcharakteristik hin zu kleineren Frequenzen, die Amplituden nehmen an Intensität zu und es treten diskrete Frequenzspitzen äquidistanten Abstands Δf hervor. Eine Modalanalyse oder Untersuchungen bezüglich einer Rotationsgeschwindigkeit ist aufgrund fehlender Spezialaufnehmer nicht durchgeführt worden.

Ein wesentliches Ergebnis ist, daß rotierende Instabilitäten erstmals an einer Maschine zur Förderung inkompressibler Medien nachgewiesen werden konnte. Die Kompressibilität hat keinen Einfluß auf die Entstehung von RI, so daß die aerodynamischen Vorgänge auf die Hydrodynamik übertragen werden. Auf diesem Gebiet besteht für die Beschreibung der physikalischen Vorgänge von RI noch weiterer Forschungsbedarf.

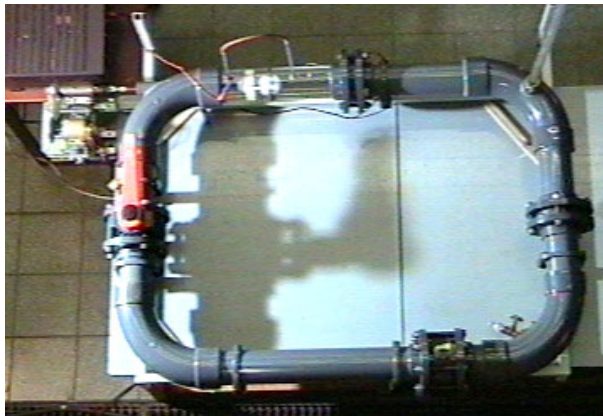


Bild 4.32: Ansicht des Pumpenprüfstands DN 100, Gabor 1999.

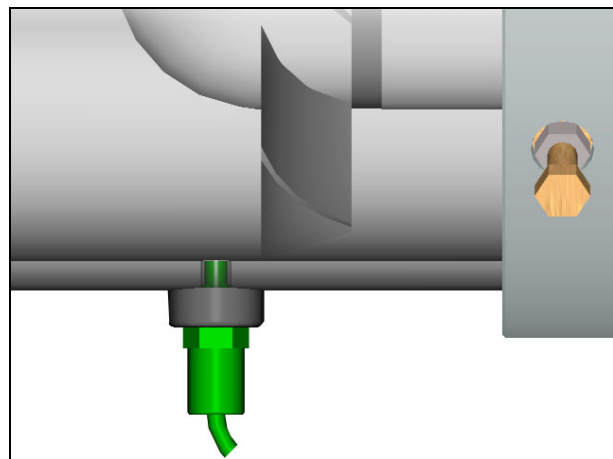


Bild 4.32a: Schematische Ansicht des Pumpenprüfstands DN 100, Gabor 1999.

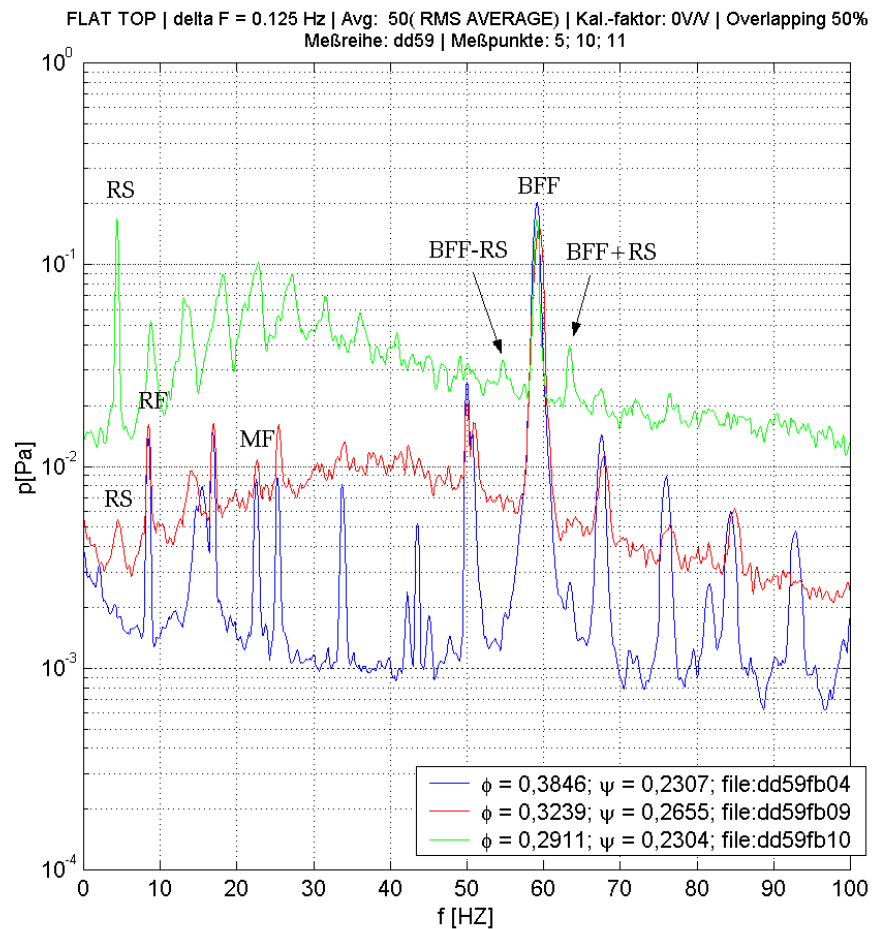


Bild 4.33: Messung im Strömungsmedium Wasser. Frequenzspektren für die Betriebspunkte Teillast (blau), Überlast (rot) und Sekundärcharakteristik (grün), für die Spaltweite $s^* = s/l = 3.9\%$, $RF = 8.4 \text{ Hz}$, Gabor 1999.

5. Zusammenfassung

Die Auswertungen bilden eine solide Grundlage für eine Datenbasis zur Identifizierung rotierender Instabilitäten, den Maschinenbetriebsbedingungen und wesentlichen Einflußfaktoren für RI. Wie aus der Literatur bekannt, konnte der Spalt bzw. die Spaltströmung als wesentlicher Parameter für die Entstehung von RI bestätigt werden. Trotz des massiven Einflusses der Spaltströmungen auf die Kanalströmung bei maximaler Spaltweite von 5mm scheint die Belastung im Blattspitzenbereich noch nicht hinreichend stark zu sein, daß die für RI typischen Frequenzspitzen hervortreten.

Mittels einer Zerlegung der Wanddruckschwankungen in periodische Umfangskomponenten mit Hilfe einer Modal- oder Modenanalyse können für RI diskrete Modenordnungen $20 < \alpha < 40$ nachgewiesen werden. Für die dominierende Mode $\alpha \sim 30$ beträgt die charakteristische Wellenlänge demnach etwa zwei Schaufelteilungen.

Die Frequenzen von RI sind abhängig von den Betriebsbedingungen der Maschine. Durch eine Normierung mittels einer Strouhal-Zahl konnte gezeigt werden, daß das Verhältnis von RI zur Blattfolgefrequenz als auch der Abstand der Modenordnungen zueinander konstant ist. Schwingende mechanische Strukturen (Rotorschaukeln) scheiden demnach als auslösende Mechanismen aus. Ferner beweist die Normierung in Zusammenhang mit einer für alle Frequenzen von RI konstanten Ausbreitungsgeschwindigkeit in der Größenordnung der Strömungsmaschine in der Maschine, daß RI ein aerodynamisches Phänomen darstellt.

Massive Störungen der Kanalströmung, Einlaufstörungen, die Kompressibilität des Fördermediums sowie lokale Ablösungen haben weder einen Einfluß auf die Entstehung von RI noch können Wechselwirkungen nachgewiesen werden.

Die exakte Beschreibung der physikalischen Mechanismen von RI ist dennoch nicht möglich, somit lassen sich auch keine direkten Designparameter für die Maschinenauslegung ableiten.

Bei Betrieb des Verdichters nahe der Stabilitätsgrenze konnten tieffrequente periodische Effekte nachgewiesen werden, die in Zusammenhang zu den in der Literatur beschriebenen Modalwellen stehen, aus denen Kriterien für das Erreichen der Stabilitätsgrenze abgeleitet werden können. Des weiteren konnten für einen weiten Betriebsbereich des Verdichters ähnliche tieffrequente Effekte nachgewiesen werden. Da die Belastung der Maschine mittels einer Bewertung mit einer Diffusionszahl als hoch einzustufen ist und die Sekundärströmungsbilder zudem Ablösungsgebiete im Rotor und Stator vermuten lassen, handelt es sich hierbei vermutlich um die Auswirkungen abgelöster Grenzschichten.

6. Literaturverzeichnis

- [1] Baumgartner M., Kameier F., Hourmouziadis J.: Non-Engine Order Blade Vibration in a High Pressure Compressor. ISABE, Melbourne, Australia, 1995.
- [2] Bendat J.S., Piersol A.G.: Engineering applications of correlation and spectral analysis. 2. Auflage, Wiley Interscience, 1993.
- [3] Blake W.: Differential Pressure Measurements in Fluid Mechanics Measurements. Springer-Verlag Berlin, 1983.
- [4] Boos P., Möckel H.: Konventionelle Strömungsmessungen mit innovativer Meßtechnik am Niedergeschwindigkeitsverdichter. XXVI Kraftwerkstechnisches Kolloquium. Dresden, November 1996.
- [5] Bronstein I. N., Semendjajew K.A.: Taschenbuch der Mathematik. 21. Auflage, BSB B.G. Teubner Verlagsgesellschaft, Leipzig, 1983.
- [6] Bröss S., Brodersen S., Saathoff H., Stark U.: Experimental and theoretical investigation of the clearance flow in an axial flow pump. KSB-AG Frankenthal, TU Braunschweig, Institut für Strömungsmaschinen, 1996.
- [7] Camp T.R.: Aspects of the Off-Design Performance of axial compressors. Dissertation, Department of Engineering, University of Cambridge, 1995.
- [8] Camp T. R., Day I. J.: A Study of Spike and Modal Stall Phenomena in a Low-Speed Axial Compressor. ASME, Orlando, 1997.
- [9] Camp T. R.: A Study of Acoustic Resonance in a Low-Speed Multistage Compressor. ASME, Orlando, 1997.
- [10] Cumpsty N.A.: Compressor Aerodynamics. Longman Scientific & Technical, 1989
- [11] Day I. J.: Stall Inception in Axial Flow Compressors. ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 115, pp. 1-9, 1993.
- [12] Day I. J., Freeman C.: The Unstable Behavior of Low and High-Speed Compressors. ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 116, pp. 194-201, 1994.
- [13] Day I. J.: Axial Compressor Performance During Surge. ASME Journal of Propulsion and Power, Vol. 10, pp. 329-336, 1994.
- [14] Day I. J., Breuer T., Escuret J., Cherrett M., Wilson A.: Stall Inception and the Implications for Active Control in Four High Speed Compressors. ASME, Orlando, 1997.
- [15] Emmons H.W., Pearson C.F., Grant H.P.: Compressor Surge and Stall Propagation. Transactions of the ASME, Vol. 79, pp. 455-469, 1955.
- [16] Escuret F. F., Garnier V.: Stall Inception Measurements in a High-Speed Multistage Compressor. ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 11, pp. 690-696, 1996.
- [17] Fletcher N.H., Rossing T.D.: The Physics of Musical Instruments, Springer Verlag, 1991.
- [18] Fuest, T.: Berechnung der Breitbandschalleistung eines Axialventilators mit Hilfe gemessener Schaufeloberflächenwechseldrücke. Dissertation, Shaker Verlag, Aachen, 1996.
- [19] Gabor M.: Instabilitäten in axialen Strömungsmaschinen – ein Visualisierungsversuch in einem Wasserkanal-. Diplomarbeit, FH Düsseldorf, Institut für Strömungsmaschinen, 1999.
- [20] Garnier V. H., Epstein A. H., Greitzer E. M.: Rotating Waves as a Stall Inception in Axial Compressors. ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 113, pp. 290-302, 1991.

- [21] *Haukap C.*: Experimentelle Untersuchung tieffrequenter Druckschwankungen an der Stabilitätsgrenze eines mehrstufigen axialen Niedergeschwindigkeitsverdichters. Diplomarbeit, TU Braunschweig, Institut für Strömungsmechanik, 1998.
- [22] *Holste F.*: Ermittlung der aerodynamischen Lärmquellen und Berechnung des abgestrahlten Schallfeldes mittels der im Nahfeld gemessenen Druckschwankung am Beispiel eines Triebwerkmodells. Dissertation, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 7 Nr. 272, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1995.
- [23] *Jamal R., Pichlik H.*: LabView: Programmiersprache der vierten Generation. Prentice Hall, 1997.
- [24] *Kameier F.*: Experimentelle Untersuchungen zur Entstehung und Minderung des Blattspitzen-Wirbellärms axialer Strömungsmaschinen. Dissertation, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 7 Nr. 342, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1994.
- [25] *Kamier F., Neise W.*: Rotating Blade Flow Instability as a Source of Noise in Axial Turbomachineries. Journal of Sound and Vibration, Vol 203, pp833-853, 1997.
- [26] *Kollmann F. G.*: Maschinenakustik. Springer-Verlag, 1993.
- [27] *Krane M.H., Bent P.H.*: Rotating Instability Waves as a Noise Source in a Ducted Axial Fan. Submitted to Turbomachinery Noise Symposium, ASME, San Fransisco, 1995.
- [28] *Lieblein S., Schwenk F. C., Broderick R.L.*: Diffusion factor for estimating losses and limiting blade loadings in axial-flow-compressor blade elements. NACA Research Memorandum RM E53D01, Washington, June, 1953.
- [29] *Lipps W.*: Strömungsakustik in Theorie und Praxis. Expert Verlag, 1. Auflage 1995.
- [30] *Liu J. M., Holste F., Neise W.*: On the Azimuthal Mode Structure of Rotating Blade Flow Instabilities in Axial Turbomachinery. AIAA/CEAS 96-1741, 1996.
- [31] *Longley J. P.*: A Review of Nonsteady Flow Models for Compressor Stability. ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 116, pp. 202-215, 1994.
- [32] *Lüke H. D.*: Signalübertragung. 6. Auflage, Springer-Verlag, 1995.
- [33] *März J., Herrmann W., Neise W.*: Instrumentierung von Schaufeln des Niedergeschwindigkeitsverdichters der TU Dresden mit Drucksensoren. Technische Informationen, DLR IB 92517-97/B8, 1997.
- [34] *Mc Dougal N. M.*: Stall inception in axial compressors. Dissertation, Department of Engineering, University of Cambridge, 1988.
- [35] *McDougall N. M.*: A Comparison Between the Design Point and Near-Stall Performance of an Axial Compressor. ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 112, pp. 109-115. 1990.
- [36] *McDougall N. M., Cumpsty N. A., Hynes T. P.*: Stall Inception in Axial Compressors. ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 112, pp. 116-125. 1990.
- [37] *Meyberg K., Vachenauer P.*: Höhere Mathematik Bd.2. Springer-Verlag, 1991.
- [38] *Mitteilung 1851*: Dokumentation der Versuche der Turbotech II Vorhaben 1.244 und 1.246 am NGV-Dresden: Spaltweitenvariation und Umstaffelung Rotor 2. Mitteilung Nr. EV/M1851/97-DW. Rolls-Royce Deutschland GmbH, Dahlewitz, 1997.
- [39] *Moore F. K., Greitzer E. M.*: A Theory of Post-Stall Transients in Axial Compression Systems: Part 1 - Development of Equations. ASME Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, Vol. 108, pp. 68-76.1986.
- [40] *Moore F. K., Greitzer E. M.*: A Theory of Post-Stall Transients in Axial Compression Systems: Part 2 - Applications. ASME Journal of Engineering for Power, Vol. 98, pp. 190-217, 1986.

- [41] *Müller R., Mailach R., Lehman I.*: The Design and Construction of a Four-Stage Low Speed Research Compressor. Modeling and Design in Fluid-Flow Machinery, pp. 523-530, 1997.
- [42] *Neubaus I.*: Einfluß der Schaufelzahl auf die azimuthale Modenstruktur des Blattspitzen-Wirbellärms einer axialen Strömungsmaschine. Diplomarbeit, Institut für Technische Akustik, TU Berlin, 1997.
- [43] *Norton M.P.*: Fundamentals of noise and vibration analysis for engineers. Cambridge University Press 1989. Reprint, 1996.
- [44] *Poensgen C. A., Gallus H. E.*: Rotating Stall in a Single-Stage Axial Flow Compressor. ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 118, pp. 189-196, 1996.
- [45] *Paduano J. D.*: recend Developments in Compressor Stability an Control. ISROMAC - 7 , 1998.
- [46] *Stark U.*: Experimentelle Untersuchungen zum Einfluß des Staffelungswinkels auf die Sekundärströmungen in ebenen Verdichtern. Forschung im Ingenieurwesen Bd. 55, Nr. 5, pp. 135-148, 1989.
- [47] *Truckenmüller F., Gerschütz W., Stetter H., Hosenfeld H.-G.*: Examination of the dynamic stress in the moving blades of the last stage in a low-presure model turbine during windage. C557/024/99, pp 757-768, ImechE, London, 1999.
- [48] *Tryfonidis M, Etchevers O, Paduano J. D., Epstein A. H., Hendricks G. J.*: Prestall Behavior of Several High-Speed Compressors. ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 117, pp. 62-80, 1995.
- [49] *Ulbricht I.*: Rotierende Ablösung und Pumpen bei einem mehrstufigen Niedergeschwindigkeitsverdichter. Diplomarbeit, TU Berlin, Institut für Luft- und Raumfahrt, 1996.
- [50] *Wendt M.*: Beurteilung der Dauerfestigkeit von Flugtriebwerken bei unterschiedlichen aerodynamischen Anregungsmechanismen. Diplomarbeit TU Berlin, Institut für Luft- und Raumfahrt, 1998.
- [51] *Wilson A. G., Freeman C.*: Stall Inception and Development in an Axial Flow Aeroengine. ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 116, pp. 216-225, 1994.

Anhang I

A I-1 Versuchsaufbau, Meßkonfigurationen und Versuchsdurchführung

A I-1.1 Aufbau und technische Daten

In *Bild A1* ist die Gesamtansicht des vierstufigen Forschungsverdichters der TU Dresden dargestellt. Alle Stufen sind identisch ausgeführt. Der Schwerpunkt der Messungen ist auf die dritte Stufe beschränkt. Die Variation der Kopfspaltweite ist deshalb nur an der dritten Stufe ausgeführt worden.

Eine detaillierte Beschreibung des gesamten Aufbaus, der Beschaukelung, Verstelleinrichtungen, Übertragungselektronik und der eingesetzten pneumatischen Druckmeßeinrichtungen ist in den Veröffentlichungen Boos1996, März 1997 zu finden.

Die allgemeinen technische Daten lauten:

Außendurchmesser:	1500 mm
Innendurchmesser:	1260 mm
Nabenverhältnis v :	0.84

aktuelle Beschaukelung:

Sehnenlänge der Rotorscheaufeln:	110 mm
Anzahl der Rotorscheaufeln:	63
Sehnenlänge des Stators:	89 mm
Nennkopfspaltweite:	1.5 mm
Anzahl der Statorschaufeln:	83
Schaufelhöhe:	120 mm
Nennzahl:	1000 min^{-1}
Massestrom im Auslegungspunkt:	25.35 kg/s

Mittelschnittdaten Rotor:

Staffelungswinkel:	53.1°
Reynoldszahl (Eintritt):	5.7×10^5
Machzahl (Eintritt):	0.22

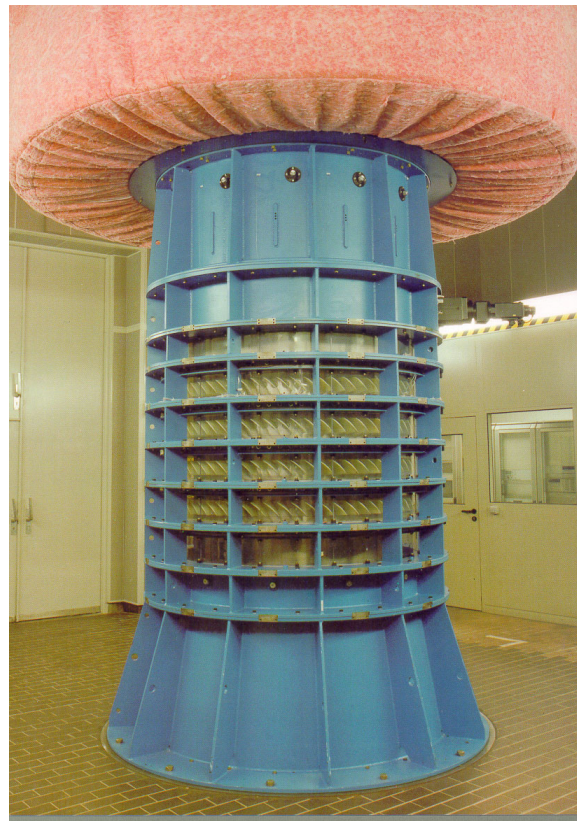


Bild AI-1: Gesamtansicht des NGV Dresden

A I-1.2 Eingesetzte Meßtechnik

Zur Erfassung zeitgemittelter Größen des Strömungsfeldes, i.e. Kennlinien- und Nachlaufmessungen, wurde folgende Meßtechnik eingesetzt:

- Wanddruckbohrungen,
- Temperatursonden,
- Drehmomentmeßwelle,
- Fünflochsonde.

Die Ergebnisse der Sondenmessungen sind u.a. in Boos 1996 veröffentlicht. Im Rahmen dieses Forschungsvorhabens sind folgende zeitlich hochauflösende Messungen durchgeführt worden:

- Messung von Gehäusedruckschwankungen,
- Messung von Profildruckschwankungen,
- Messung von Geschwindigkeitsverteilungen mittels einer 1-D Hitzdrahtsonde.

Folgende Aufnehmer/Typen kamen dabei zum Einsatz:

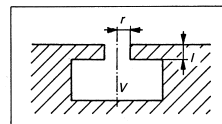
Minitaurdruckaufnehmer Kulite XT-190M und Kulite LQ- 47,
 1/4“ Kondensatormikrofone Mikrotech MK01,
 Hitzdrahtsonde Dantec/Invent 55P11.

Die technischen Daten sind den beigefügten Datenblättern der jeweiligen Aufnehmertypen zu entnehmen (siehe A I-5). Die Übertragung der Meßdaten aus dem rotierenden System erfolgte mittels eines Schleifrings. Aus Gründen einer besseren Signalkonditionierung ist für die Miniturdruckaufnehmer LQ-47 ein, speziell für diese Zwecke entworfener, Meßverstärker der DLR Berlin im rotierenden System eingesetzt worden (vgl. hierzu März 1997).

Für die computerunterstützte Meßdatenerfassung ist ein HP-VXI Meßsystem (HP-E8400A, HP-1498A, HP-1432A, HP-1562E) mit insgesamt 48 Kanälen bei einer maximalen Abtastrate von 51.2 kHz pro Kanal eingesetzt worden. Zur Steuerung und Auswertung der Daten kam die Mehrfrequenzanalysatorsoftware PAK der Müller BBM VibroAkustik GmbH, München, zum Einsatz.

Die Mikrofone und Miniaturdruckaufnehmer wurden mit Hilfe von Adaptern so eingebaut, daß der Meßquerschnitt mittels einer Bohrung im Plexiglasgehäuse auf 1mm Ø beschränkt ist. Dadurch ergibt sich ein Zylinderabschnitt, der als Helmholtz-Resonator wirkt. Nach Lips 1995 S. 276 läßt sich in Abhängigkeit der Stoffwerte des Mediums und der Geometrie des Zylinders die Resonanzfrequenz berechnen:

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



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

Eine solche Anordnung kann als Tiefpaßfilter interpretiert werden, da alle Druckschwankungen oberhalb der Resonanzfrequenz nur stark gedämpft übertragen werden. Für diese Untersuchungen lag die Resonanzfrequenz jedoch weit oberhalb der zur Auswertung herangezogenen Bandbreite von maximal 1.6 kHz.

A I-1.3 Spaltkonfigurationen

Die von Kameier 1994 beschriebene rotierende Instabilität ist eine Strömungsinstabilität, die im Blattspitzenbereich des Rotors auftritt. Sie wird maßgeblich durch die Spaltströmung beeinflusst, wobei genügend kleine Spaltweiten das Auftreten des Instabilitätsphänomens verhindern. Eine im Vorfeld der Untersuchungen durchgeführte Diskussion verfolgte dabei das Ziel, charakteristische Größen für den Spalt, bzw. dessen geometrischen sowie aerodynamischen Einfluß zu definieren, um Spaltweiten zu realisieren, die einerseits das Auftreten von RI ermöglichen, als auch ein Vergleich verschiedener Maschinen (Hochdruck- sowie Niederdruckmaschinen) zulassen.

Spaltweiten in industriellen Hochdruckverdichtern liegen zwischen 0.5% der Schaufelhöhe in den vorderen und 2% in den hinteren Stufen. Da sich die Schaufelhöhen der einzelnen Verdichterstufen unterscheiden, weichen die absoluten Spaltweiten jedoch nur um 0.1 bis 0.2mm voneinander ab. Die physikalischen Verhältnisse des Spaltverlustes und der Spaltdurchströmung lassen sich nicht über eine einfache geometrische Ähnlichkeit übertragen. Dimensionsanalytische Einflußgrößen sind die statischen Drücke und Geschwindigkeiten, Zähigkeit und bei kompressibler Strömung zusätzlich die Dichte sowie die Temperatur.

Strömungsmechanische Ähnlichkeit ist vermutlich durch die Reynoldszahl und eine Machzahl gegeben, jedoch stellt sich dabei die Frage, welche charakteristischen Größen für die Spaltdurchströmung heranzuziehen sind. Eine grobe Überschlagsrechnung mit der Umfangsgeschwindigkeit und der Spaltweite als charakteristische Größen ergäbe einen um den Faktor 5 größeren Spalt für eine Niederdruckmaschine als für einen mehrstufigen Hochdruckverdichter, wenn man von Umfangsgeschwindigkeiten von 80m/s für den Niederdruckverdichter und 400m/s für den Hochdruckverdichter ausgeht. Ein um den Faktor 5 größerer Spalt führt jedoch sicher zu keinen vergleichbaren Ergebnissen bezüglich aerodynamischer Auslegung und Pumpgrenze.

Für die Strömungsverhältnisse im Blattspitzenbereich sind die Sekundärbewegungen und die Grenzschichtparameter am Gehäuse von besonderem Interesse. Eine Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit führt zur Reduzierung der Gehäusegrenzschichtdicke. Sollte die Spaltweite mit der Gehäusegrenzschicht korrespondieren um eine vergleichbare Sekundärbewegung axial durch den Spalt hindurch zu erzeugen, müßte ein Niedergeschwindigkeitsverdichter größere Spaltweiten als der Hochdruckverdichter aufweisen. Ausgehend von einer turbulenten Gehäusegrenzschicht ergibt sich aus dem $1/7$ Potenzgesetz eine Proportionalität $\delta \sim U^{-1/5}$, so daß sich die Grenzschichtdicke um 30% reduziert, sofern sich die Strömungsgeschwindigkeit verfünffacht. Die Spaltweite könnte beim Niederdruckverdichter um 30% größer sein, als beim Hochdruckverdichter.

Beim Vergleich der Massenströme durch den Spalt, bezogen auf die jeweils mittleren geförderten Massenströme der Verdichter, müßten die Spaltweiten dagegen geometrisch gleich sein.

Für die vorliegende Untersuchung ist der Niederdruckverdichter der DLR Berlin (vgl. Kameier 1994) für die Abschätzung der Spaltweiten herangezogen worden. Dieser Verdichter zeigt mäßig ausgebildetes RI bei 1.2mm (1.4% Schaufelhöhe) und stark ausgeprägtes RI bei 2.4mm (~2.9% Schaufelhöhe). Überträgt man die dortigen Verhältnisse auf den NGV Dresden, so sind RI erst

ab Spaltweiten von 3.5mm absolut zu erwarten. Somit sind für die Untersuchungen folgende Spaltweiten in vier einzelnen Kampagnen realisiert worden:

Kampagne	Spaltweite		
	Absolut [mm]	% - Sehnenlänge	%- Schaufelhöhe
I	1.5	~1.4	~1.2
II	2.3	~2.0	~1.9
III	3.5	~3.2	~2.9
IV	5.0	~4.5	~4.2
V	1.5	~1.4	~1.2

Tabelle AI-1: Spaltweitenkonfigurationen

In einer weiteren 5. Kampagne ist die Spaltweite mittels Balsaholzprofilverlängerungen wieder auf das Nominalmaß von 1.5mm absolut ergänzt worden, da der Einfluß der Profilversteifungen (Snubber) auf die rotierenden Instabilitäten untersucht werden sollte.

A I-1.4 Profilversteifungselemente – Snubberuntersuchungen

In der fünften Kampagne sind die Schaufeln der 3. Stufe mit Verbindungselementen (Snubber) verstrebt worden. In Analogie zu der 1. Stufe des Hochdruckverdichters der BRR710/15 Triebwerkserie ist hier der Versuch unternommen worden, den Einfluß einer groben aerodynamischen Störung auf die Entstehungsmechanismen von RI näher zu untersuchen.

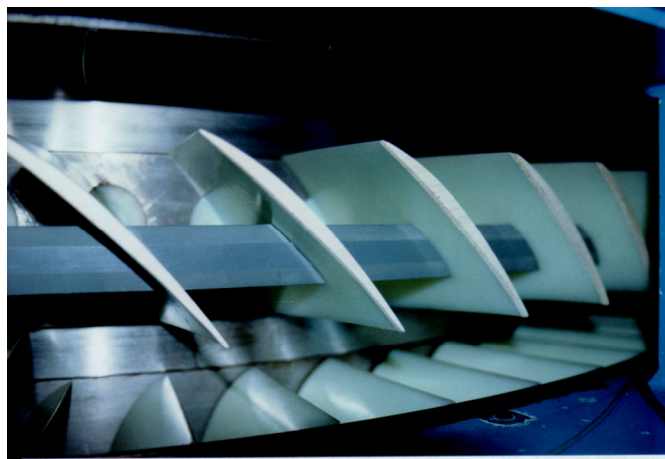


Bild AI-2: Konfiguration V – Snubber

Um einen Vergleich zu gewährleisten, sind die Untersuchungen aller Stufen bei der Nominalspaltweite von 1.5mm durchgeführt worden. In einem zweiten Schritt ist der Querschnitt des *Original-Snubbers* mit Balsaholzprofilholz der Kantenlänge 1cm massiv vergrößert worden, um eine extrem starke Störung zu erzeugen – diese Konfiguration wird im Folgenden *Holz-Snubber* genannt. Die Schaufeln der dritten Stufe mußten für die Snubber-Untersuchungen mit Balsaholzprofilschnitten wieder auf ihre Ausgangshöhe verlängert werden. Diese Vorgehensweise hatte jedoch keinen meßbaren Einfluß auf das Kennlinien bzw. Betriebsverhalten des Verdichters. Die Messungen konzentrierten sich erneut auf die dritte Stufe.

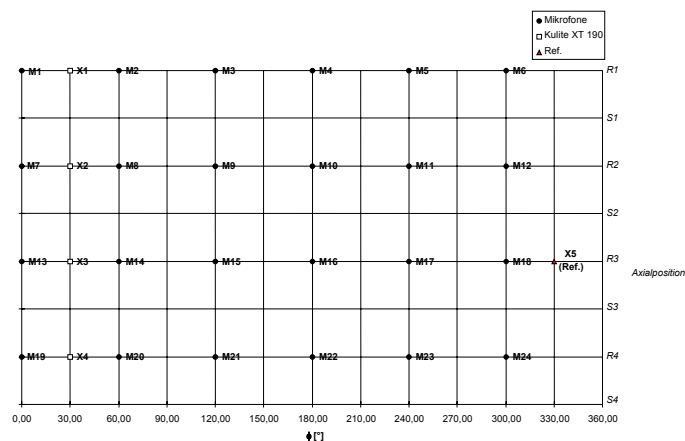
A I-1.5 Aufnehmerkonfigurationen und Betriebspunkte

Für jede Kampagne ist ein Grundmeßprogramm im raumfesten und rotierenden System abgearbeitet worden. Zusätzlich sind in den Kampagnen I und IV Hitzdrahtmessungen in den Meßebenen ME7 und ME8 (vor und hinter Rotor 3) durchgeführt worden. Für die Kampagne IV wurde das Meßprogramm stark erweitert. Neben zusätzlichen Hitzdrahtuntersuchungen in der ME2 lag der Hauptschwerpunkt der Messungen in der 3. Stufe. Die Messungen konzentrierten sich hierbei auf das raumfeste System, wobei der kleinste Abstand der über den Umfang verteilten Mikrofone ca. 2.8° betrug.

Die Anordnungen der Aufnehmer für die jeweiligen Messungen sind in entsprechenden Meßkonfigurationen zusammengefaßt, die für jede Kampagne beibehalten wurden.

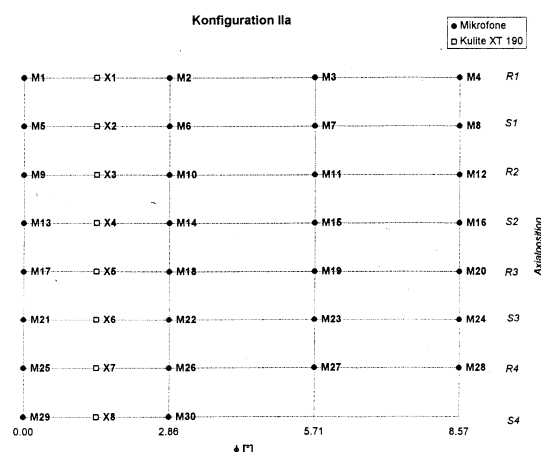
Konfiguration I

- jeweils 6 Mikrofone in Umfangsrichtung im Abstand von $\Delta\varphi = 60^\circ$ vor den Rotoren 1 bis 4
- jeweils ein Kulite als Referenz vor jedem Rotor bei $\varphi = 355^\circ$



Konfiguration II

- 4 axiale Spuren mit jeweils 7 Mikrofonen im Abstand von $\Delta\varphi = 2.86^\circ$ und 2 Mikrofone vor Stator 4
- 8 Kulites vor jedem Rotor und Stator bei $\varphi = 1.5^\circ$



Konfiguration IIIa

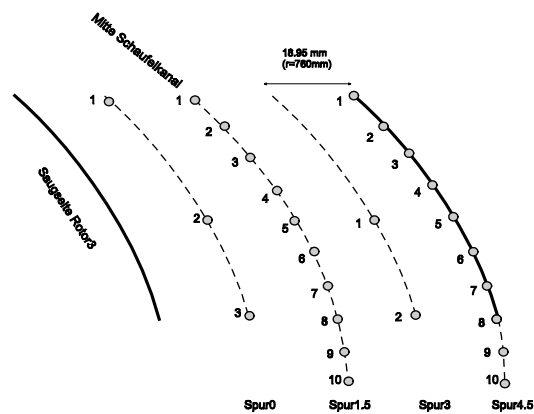
- 30 Mikrofone in Umfangsrichtung im Abstand von $\Delta\varphi = 12^\circ$ vor Rotor 3
- Kulite X5 als Referenz vor Rotor 3 bei $\varphi = 355^\circ$

Konfiguration IIIb

- Ein Segment mit je 15 Mikrofonen im Abstand von $\Delta\varphi = 1.5^\circ$ vor Rotor 3
- Zweites Segment mit je 15 Mikrofonen im Abstand von $\Delta\varphi = 1.5^\circ$ vor Rotor 3 über den Umfang wandern lassen
- Kulite X5 (DC) als Referenz vor Rotor 3 bei $\varphi = 355^\circ$

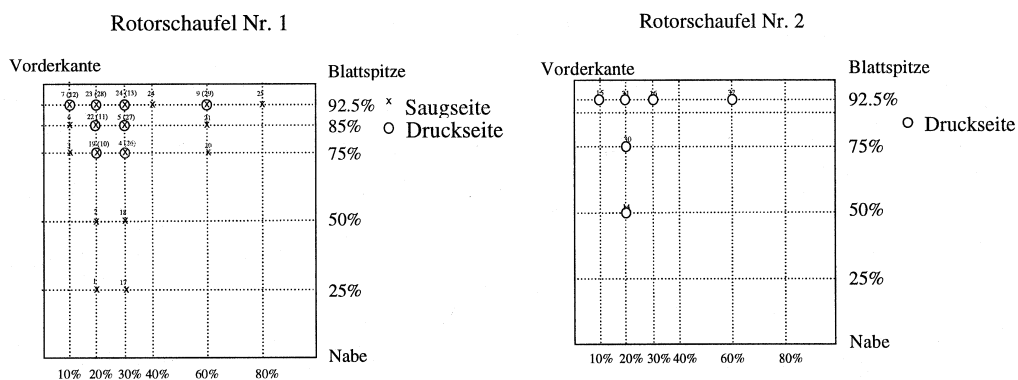
Konfiguration IV

- 25 Mikrofone entlang der saugseitigen Kontur der Rotorschaukeln der 3. Stufe, jeweils um eine viertel Teilung versetzt
- Kulite X5 (DC) als Referenz vor Rotor 3 bei $\varphi = 355^\circ$



Konfiguration Mix

- 26 Kulites im rotierenden System (sechs Aufnehmer defekt), Anordnung der Aufnehmer entsprechend den beiden Skizzen
- 19 Mikrofone entsprechend Konfiguration I (nur 1. Kampagne)
- 19 Mikrofone entsprechend Konfiguration IV, Spur 1.5 und 4.5 (Spur 0 Pos.1 bei $\varphi = 82.7^\circ$)
- Kulite X5 (DC) als Referenz vor Rotor 3 bei $\varphi = 355^\circ$



Konfiguration Hitzdraht

- Hitzdrahtsensor angeordnet in den Meßebenen vor und hinter dem Rotor 3 und in einer Ebene vor dem Eintrittsleitgitter.
- 2D-Sensor zur Messung der Umfangs- oder Axialkomponente der Geschwindigkeit
- Kulite X5 (DC) als Referenz vor Rotor 3 bei $\phi = 355^\circ$

Zusätzlich ist für jede Konfiguration das Drehzahlsignal (1/rev) und der statische Austrittsdruck in der ME13 aufgezeichnet worden.

Die Vermessung einer Konfiguration ist bei jeweils drei konstanten Drehzahlen, 500min^{-1} , 800min^{-1} und 1000min^{-1} , an mindestens zwei Punkten im Kennfeld durchgeführt worden. Für die Nenndrehzahl 1000min^{-1} waren dies der Auslegungspunkt und ein Punkt kurz vor der Stabilitätsgrenze.

Weiterhin wurden für jede Drehzahl zwei kontinuierliche Drosselvorgänge aufgezeichnet. Hierbei wurde in beiden Fällen, beginnend an einem Punkt weit vor Auslegung, die Drossel mit konstanter Geschwindigkeit bis zum Überschreiten der Stabilitätsgrenze geschlossen. Die beiden Drosselvorgänge unterschieden sich dabei lediglich in ihrer Verfahrgeschwindigkeit. Während bei der *langsamen* Drossel die Stabilitätsgrenze nach ca.4min erreicht wurde, war der Vorgang der *schnellen* Drossel bereits nach ca.60sec abgeschlossen.

Die Hitzdrahtmessungen waren auf die Nenndrehzahl beschränkt. Die Sonde wurde an jeweils zwei Betriebspunkten entweder mit Hilfe des Travesiergerätes mit konstanter Geschwindigkeit über die Schaufelhöhe verfahren, oder es sind einzelne konstante radiale Positionen vermessen worden.

A I-1.6 Dokumentation der gemessenen Daten

Alle Daten sind auf für die Archivierung auf MOD Datenträgern und zusätzlich auf analogen Datenbändern (Metrum) gespeichert. Die vollständige Dokumentation sämtlicher gemessener Daten mit entsprechenden Datenträgerverzeichnissen sind in dem Memorandum:

EV/M1851/97-DW

(Rolls-Royce Deutschland GmbH, Dahlewitz)

einzusehen.

AI-2 Kalibrierung der Meßketten

Die Kalibrierung der Aufnehmer bzw. Meßketten ist nach jedem Umbau des Verdichters, nach jeder Änderung der Aufnehmerkongfiguration und zu Beginn eines jeden Meßtages durchgeführt worden. Als Referenzschallquellen kam hierbei zum Einsatz:

Pistonfon B&K 4228

$L_p = 124 \text{ dB}$, 250Hz

Akustik-Kalibrator B&K 4231

$L_p = 114 \text{ dB}$, 1000Hz

Der Akustik-Kalibrator erwies sich trotz des geringeren Schalldrucks, aufgrund des größeren Abstandes zu 50Hz Störfrequenzen und dessen Harmonischen, als das günstigere Kalibriergerät. Die Kalibrierung ist grundsätzlich dynamisch mit Hilfe des PAK Meßsystems durchgeführt worden. Die Grundeinstellungen von 1.6kHz Bandbreite, 1601 Linien, FlatTop-Fensterung und 10 Mittellungen je Kalibrierung wurden über sämtliche Meßkampagnen beibehalten. Die folgende Darstellung zeigt exemplarisch das Ergebnis eines Kalibriervorgangs:

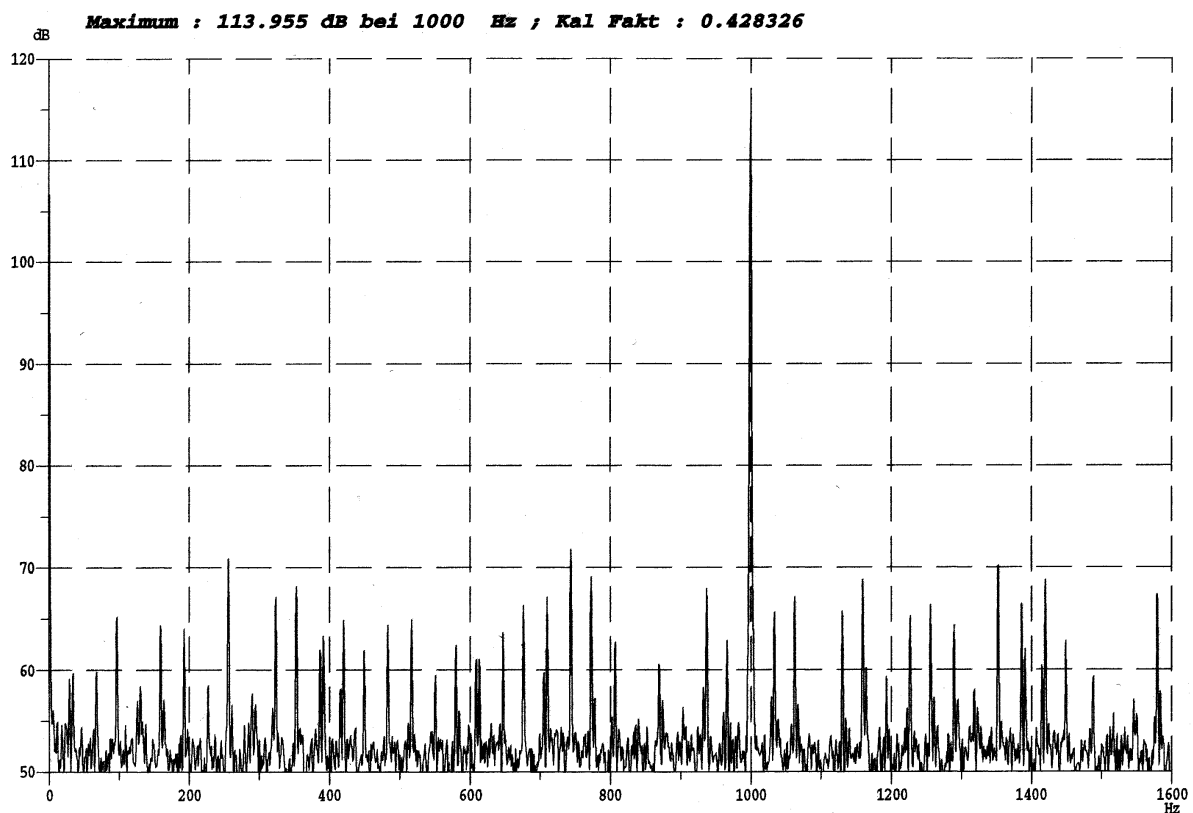


Bild AI-3: Exemplarisches Kalibrierspektrum des Mikrofons M1

Es sind grundsätzlich keine DC – Kalibrierungen durchgeführt worden. Für statische Messungen sind, entsprechend der Aufnehmertypen, die dynamisch ermittelten Empfindlichkeiten eingesetzt worden.

Besondere Vorgehensweise für die Miniaturdruckaufnehmer LQ-47 (5PSI-SG):

Aufgrund der Bauform und der Einbausituation ist eine Kalibrierung nur mit großem zeitlichen Aufwand möglich. Aus diesem Grund sind die Angaben der Empfindlichkeiten gemäß Hersteller und DLR Berlin mit einem Verstärkungsfaktor von 125 (vgl. März 1997) eingesetzt worden:

Name	Serien-End_Nr	Empfindlichkeiten DLR		Verstärkung x125
		[mV/PSI]	[V/kPa]	[V/kPa]
S2520_1	202	9,70500	0,001408	0,1759
S5020_2	200	10,33900	0,0015	0,1874
S7510_3	196	16,93900	0,002457	0,3071
S7530_4	198	9,96800	0,001446	0,1807
S8630_5	194	9,82200	0,001425	0,1781
S8610_6	191	10,14600	0,001472	0,1839
S9210_7	203	9,85800	0,00143	0,1787
S9230_8	187	10,03000	0,001455	0,1818
S9260_9	189	9,64900	0,001399	0,1749
P7520_10	179	9,50500	0,001379	0,1723
P8620_11	177	9,59800	0,001392	0,1740
P9210_12	170	9,77300	0,001417	0,1772
P9230_13	175	9,99100	0,001449	0,1811
Q5020_14*	159	9,86900	0,001431	0,1789
Q9210_15*	164	9,81500	0,001424	0,1779
Q9230_16	167	9,05600	0,001313	0,1642
S2530_17	206	9,91400	0,001438	0,1797
S5030_18	201	9,87600	0,001432	0,1790
S7520_19	197	9,80300	0,001422	0,1777
S7560_20	199	9,85000	0,001429	0,1786
S8660_21	195	9,80600	0,001422	0,1778
S8620_22	192	9,63800	0,001398	0,1747
S9220_23	186	9,71000	0,001408	0,1760
S9240_24	188	10,01500	0,001453	0,1816
S9280_25	190	9,64900	0,001399	0,1749
P7530_26	180	9,79500	0,001421	0,1776
P8630_27	178	9,81300	0,001423	0,1779
P9220_28	171	10,18300	0,001477	0,1846
P9260_29	176	9,69600	0,001406	0,1758
Q7520_30	162	9,83200	0,001426	0,1783
Q9220_31	165	9,85300	0,001429	0,1786
Q9260_32*	169	9,45300	0,001371	0,1714

* Defekt

Tabelle AI-2: Kalibrierwerte für Kulite LQ-47 (Bericht DLR IB 92517-97/B8 März 1997.)*Besondere Vorgehensweise für die Mikrofone MK301:*

Gemäß den Angaben des Herstellers weisen die Mikrofone eine Sensitivität von 5mV/Pa auf (siehe Datenblatt A I-5). Die Überprüfung der Angaben ergab für eine Charge der Mikrofone eine Empfindlichkeit in der Größenordnung um ~4 mV/Pa und für eine weitere Charge eine Empfindlichkeit in der Größenordnung um ~3 mV/Pa. Zudem boten die eingesetzten Mikrofonspeisegeräte die Möglichkeit, den Ausgangspegel um 20dB (Faktor 10) abzuschwächen. Diese Einstellung ist für den gesamten Meßzeitraum beibehalten worden.

Besondere Vorgehensweise für die Miniaturdruckaufnehmer Kulite XT-190M (5PSI-SG):

Die Verstärkung der eingesetzten Pacific[®] Verstärker ist so gewählt worden, daß eine Empfindlichkeit in der Größenordnung $\sim 0.05 \text{ mV/Pa}$ realisiert wurde. Diese Einstellungen sind ebenfalls über den gesamten Meßzeitraum beibehalten worden.

Für jede Messung können die Kalibrierwerte anhand der Protokolle (EV/M1851/97-DW, Rolls-Royce Deutschland GmbH, Dahlewitz) und der Tabellen innerhalb der PAK-Software nachvollzogen werden.

AI-3 Dokumentation der eingesetzten Programme und der beigefügten CD

AI-3.1 Programm zur Berechnung der Modenordnungsverteilung

Installation

- „Modenanalyse“ kopieren

Zur Installation muß lediglich das Verzeichnis „Modenanalyse“ in einen beliebigen Pfad auf der Festplatte kopiert werden. Es ist nicht notwendig den Zielpfad in den Standard-Programmpfad (s. Path-Browser) von MatLAB aufzunehmen.

Programstart

- Verzeichniswechsel nach „Modenanalyse“
- Modenanalyse in der Konsole

Da in dem Programmverzeichnis noch mehrere Unterverzeichnisse enthalten sind, muß man den aktuellen Pfad auf das Programmverzeichnis setzen (z.B. mit `cd ...` oder dem Path-Browser). Dies ist erforderlich, da das Hauptprogramm die Unterprogramme und Ereignissteuerungen sonst nicht finden kann.

Die Alternative, daß alle Unterverzeichnisse in den Standard-Programmpfad aufgenommen werden, hat nicht zuverlässig funktioniert.

Sobald man den Pfad gewechselt hat, kann das Programm gestartet werden.

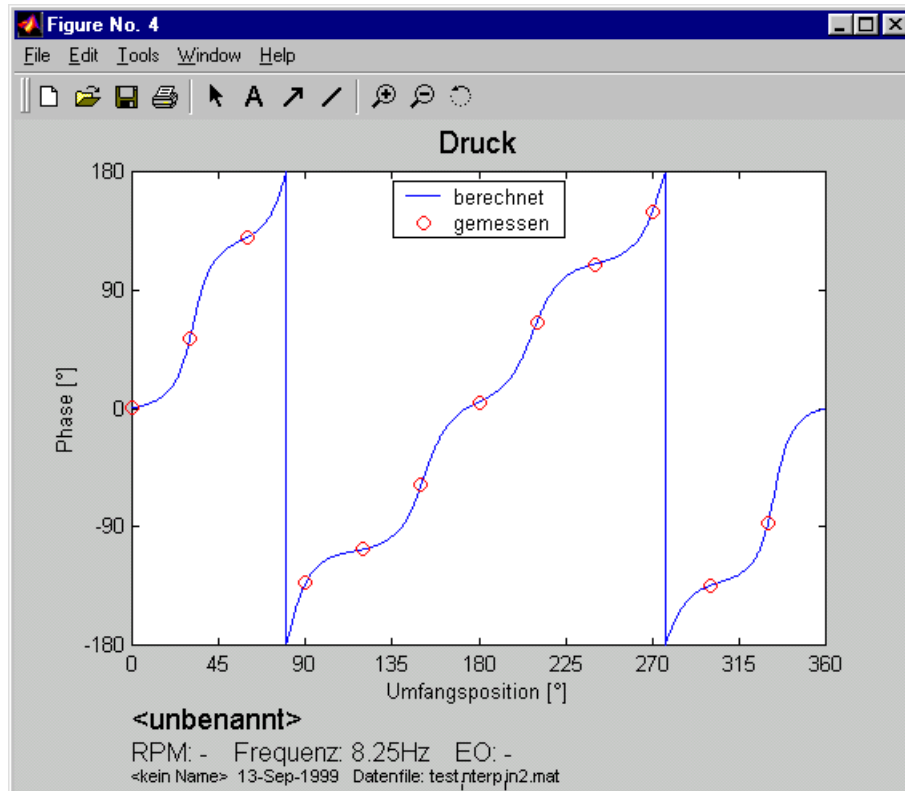
Benutzungshinweise

- Fenster *Vorbereiten*: Die zu importierenden Daten können in mehreren Files vorliegen. Beim Importieren werden die Meßwerte entsprechend angehängt. Das APS Spektrum des Referenzaufnehmers muß immer an der ersten Position des vollständigen Datensatzes stehen. Die Verteilung entspricht den Aufnehmerorten, die durch Vorgabe einer teilung angegeben werden kann. Nicht vorhandene Meßpunkte sind zu markieren und werden durch Interpolation hinzugefügt. Die Verteilung kann separat gespeichert oder geladen werden.
- Die zu importierenden Daten können in mehreren Files vorliegen. Beim Importieren werden die Meßwerte entsprechend angehängt. Das APS Spektrum des Referenzaufnehmers muß immer an der ersten Position des vollständigen Datensatzes stehen.
- Die Auswahl berechnung ermöglicht eine Wahl zwischen der Berechnung mittels einer Fouriertransformation oder der Lösung eines Gleichungssystems.
- Wenn man das Fenster *Vorbereitung* schließt, werden wie beim *Speichern* alle Daten aus dem Speicher gelöscht. Das bedeutet, daß man vor einer weiteren Analyse (*Start*) den Datensatz neu *laden* muß. Ansonsten kommt es zur einer Fehlermeldung im Command Window von MatLab.
- Bei einem Klick im Fenster des Referenzpunktes wird der Punkt des Spektrums gesucht, der den kleinsten Abstand zum Punkt des Mausklicks hat. Mit dieser Methode reicht es aus, daß man im Bereich über einem Peak klickt und der Cursor wird auf den Peak gesetzt. Die Frequenzangabe in der *Console* wird automatisch aktualisiert.

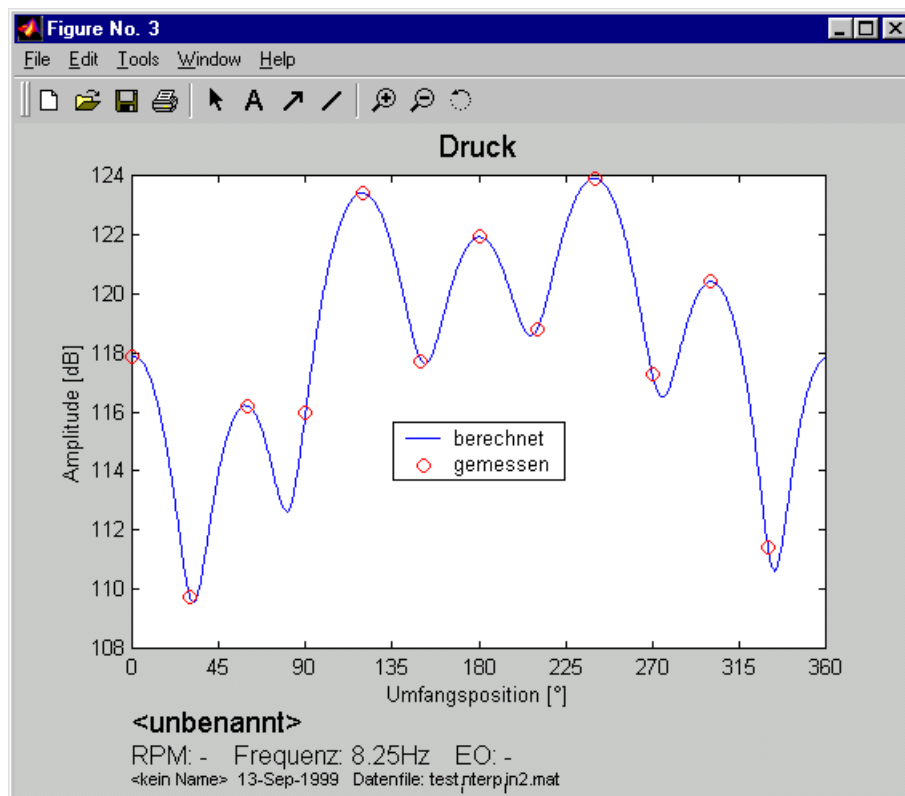
- Das Fenster *Plot* ist für den Ausdruck auf DIN-A4 ausgelegt. D.h. im Fenster kommt es zu Überlagerungen der Grafikelemente. Für die Weiterverarbeitung einzelner Graphen sollte ein *Einzelplot* erstellt werden. Diese Funktion ist im Menu von *Plot* zu finden.
- Wenn man das *Plot*-Fenster als *figure* abspeichert, kann man bei späterem Laden die Funktion *Einzelplot* nicht mehr verwenden, da die Ausgangsdaten nicht mehr im Speicher sind.

Benutzeroberfläche

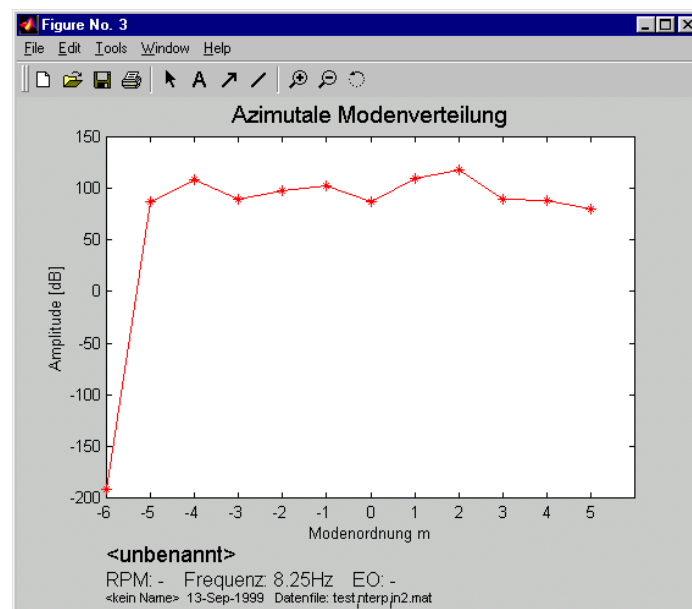
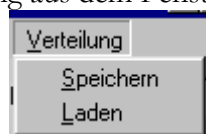
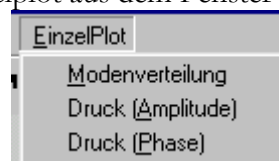
Einzelplot der Phase des Druckes

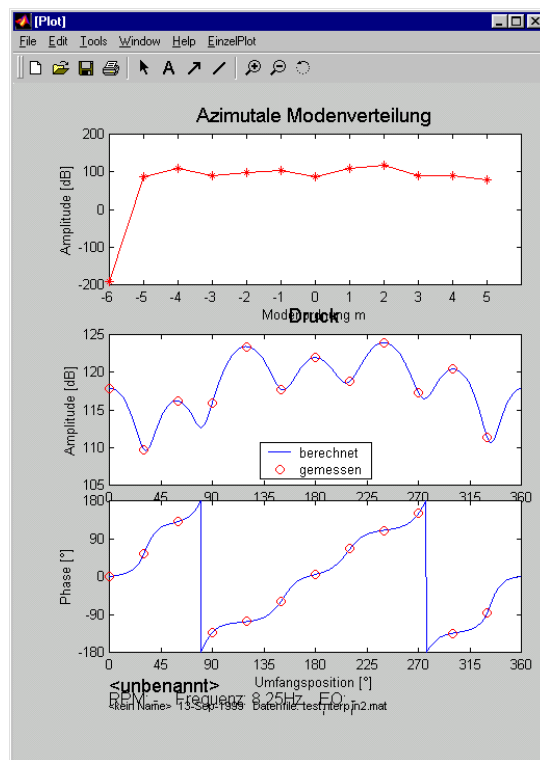


Einzelplot der Amplitude des Druckes



Einzelplot der Modenverteilung

Menu Verteilung aus dem Fenster *Vorbereitung*Menu Einzelplot aus dem Fenster *Plot*

Fenster *Plot*Fenster *Vorbereitung*

The [Vorbereitung] window contains the following elements:

- Buttons: "Lösche alle Meßpunkte", "Importiere Uni58", "Speichern", "Lösche Lückenauswahl".
- Text fields: "Teilung [°]:", "Benennung:", "Name:", "Drehzahl [1/min]:".
- Radio buttons for "APS exportiert": "linear" (selected) and "quadratisch".
- A list box labeled "Auswahl der Lücken:".
- Status information: "Anz. MP: 0", "Fehlende Lücken:".

Fenster *Console*

The [Console] window contains the following elements:

- Buttons: "vorbereiten", "laden", "Start".
- Status information: "Anz. Freq.lin.: N/A", "Freq.bereich: N/A-N/A", "Anz. Meßpkt.: N/A".
- A frequency display showing "0.0000 Hz" with a slider.
- A checkbox for "Automatik-Start".
- Radio buttons for "Berechnung mit": "Fourier Transformation" (selected) and "Gleichungssystem".

Programme

```

modenanalyse.m
buttondownfcn\ref_click.m

callback\callback_clearmps.m
callback\callback_einzelplot.m
callback\callback_einzelplot_amplitude.m
callback\callback_einzelplot_mverteilung.m
callback\callback_einzelplot_phase.m
callback\callback_ext_deltaphi.m

callback\callback_freqslider.m
callback\callback_gap_count.m
callback\callback_gap_del.m
callback\callback_importuni58.m

callback\callback_laden.m
callback\callback_radio_apsexport.m

callback\callback_radio_berechnung.m

callback\callback_speichern.m

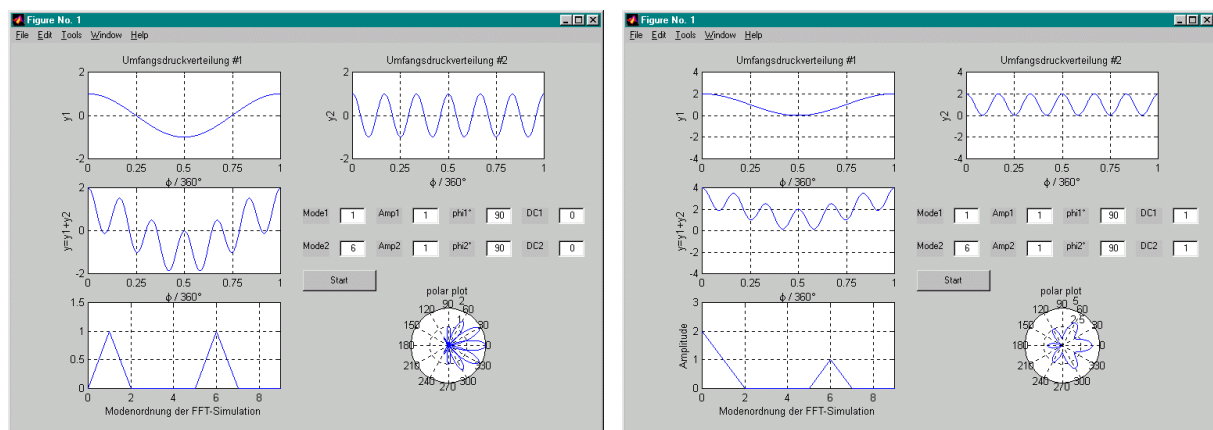
callback\callback_start.m
callback\callback_verteilung.m
callback\callback_verteilung_laden.m
callback\callback_verteilung_speichern.m
callback\callback_vor_ext.m
callback\callback_vorbereiten.m
deletefcn\deletefcn_console.m
deletefcn\deletefcn_imp_ext.m
deletefcn\deletefcn_import.m
form\form_console.m
form\form_console.mat
form\form_imp_ext.mat
form\form_imp_ext.mat
form\form_import.m
form\form_import.mat
sub\createplotfig.m
sub\plotteergegebnisse.m
sub\show_ref_pkt.m
sub\uni58_daten.m
sub\getlimes.m
sub\setlimes.m

```

Hauptprogramm
 Aktualisierungen die bei Klick auf einen Peak im Referenzspektrum ausgeführt werden müssen
 Löscht alle bisher importierten Meßpunkte
 Öffnet Menu mit den Einzelplotmöglichkeiten
 Erzeugt den Einzelplot der Amplitude des Durckes
 Erzeugt den Einzelplot der Modenverteilung
 Erzeugt den Einzelplot der Phase des Durckes
 Erzeugt eine Liste mit Umfangspositionen bei const. Teilungswinkel (Textfeld im Fenster Vorbereiten)
 Aktualisierung bei Betätigung des Frequenzsliders (Console)
 Lückenauswahl im Listfeld
 Setzt die Lückenauswahl zurück
 Importiert Meßpunkte im Uni58-Format und hängt diese der Liste bereits importierten Meßpunkte an
 Lädt ein zuvor erzeugtes Datenfile ein.
 Radio-Button im Importfenster zur Angabe des Typs der Daten, die importiert werden sollen.
 Radio-Button im Hauptfenster zur Angabe des Berechnungsverfahrens der Modenanalyse
 Beim Speichern des Datenfiles werden alle Werte berechnet, die unabhängig von der späteren Analyse sind.
 Führt die Analyse an der aktuellen Frequenzlinie aus
 Öffnet das Untermenü für die Verteilung der Umfangspositionen
 Lädt eine Liste der Umfangspositionen
 Speichert die Liste der Umfangspositionen
 Öffnet die Erweiterung zum Import
 Öffnet das Importfenster
 Code zum Schließen des Programms
 Schließen des Ergänzungsfenster zum Import
 Schließen des Importfenster
 Fenster Console
 Daten zum Fenster Console
 Daten zum Ergänzungsfenster Import
 Fenster Import
 Daten zum Fenster Import
 Erzeugt das Plotfenster
 Berechnet Führungsgrößen und zeichnet die Ergebnisse in das Plotfenster
 Öffnet das Fenster mit dem Referenzpunkt
 Import-Routine für Uni58-Daten
 Ermittelt (puffert) die Grenzen der Achsen des Plotfensters
 Setzt die Grenzen der Achsen des Plotfensters

AI-3.2 Simulationsprogramm zur Darstellung von Umfangsmodenordnungen

Auf der beigelegten CD befinden sich im Ordner \SIMULATION zwei einfache MatLab Simulationsprogramme zur Darstellung zweier überlagerter Frequenzverläufe im Kartesischen- und im Polarkoordinatensystem unter Berücksichtigung der Phasenlagen. Zudem wird eine FFT-Analyse durchgeführt. Die Programme unterscheiden sich lediglich in der Darstellung im Frequenzbereich oder der Umfangsmodenverteilung (\SIMULATION\FREQUENZ\simulation.m und \SIMULATION\MODAL\simulation.m). Die Programme werden durch den Aufruf von **simulation.m** im Matlab Comand-Fenster gestartet. Bei einer Kopie der beigelegten Programme sind die Unterprogramme entsprechend in den aktuellen Pfad mit zu kopieren.



AI-3.1: Oberfläche des Simulationsprogrammes am Beispiel der Umfangsmodenverteilung.

Links: ohne Berücksichtigung eines Gleichanteils, rechts: mit Berücksichtigung eines Gleichanteils (DC-Offset), Chlyeh 1999.

Die zu simulierenden Verläufe (hier die Modenordnungen $\alpha = 1$ und 6) werden in den entsprechenden Feldern unter Angabe von Ordnung, Amplitude, Phasenwinkel und DC-Offset eingetragen. Durch das Anklicken des Buttons „Start“ wird die Simulation durchgeführt. Die Auftragung der Ergebnisse erfolgt in der Umfangsmodensimulation über die normierte Umfangskoordinate $\phi / 360^\circ$, bzw. der Modenordnung. Für das Simulationsprogramm in der Frequenzebene erfolgt die Darstellung entsprechend über der Zeit bzw. der Frequenz.

In den oberen beiden Darstellungen links und rechts werden die einzelnen Modenordnung bzw. Frequenzen im kartesischen Koordinatensystem aufgetragen. Die Überlagerung beider Kurven erfolgt im mittleren Diagramm links. Die Darstellung der FFT- Simulation erfolgt im Bild links unten. Das Polardiagramm dient der Interpretation der Verteilung, die sich bei der Überlagerung der gewählten Moden im Umfangsquerschnitt eines Rohres bzw. eines Verdichters einstellen würde.

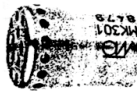
Die anschauliche Interpretation einer mit Nullstellen versehenen Funktion in der Polardarstellung ist schwer zugänglich und entspricht zudem nicht den realen Vorgängen in einer Maschine. Es ist daher grundsätzlich ein Gleichanteil bei der Vorgabe der Funktionen in der Größe zu berücksichtigen, so daß sich in der Überlagerung der Kurven keine Nulldurchgänge ergeben, vgl. *Bild AI-3.1*. Infolge der vorgegeben Blockgröße der FFT-Simulation von $\Delta t = \Delta f = \Delta \alpha = 1$ führt dies u.U. zu Problemen bei der Auflösung kleiner Modenordnungen oder Frequenzen.

AI-4 Datenblätter

Kondensator-Meßmikrofonkapsel MK 301

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

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



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

Der statische Druckausgleich zwischen dem inneren Hohlraum und der Atmosphäre wird über eine Kapillare gewährleistet.

Zur einfachen Kontrolle des Druckfrequenzganges kann ein separates Eichgitter verwendet werden, z.B. UA 0033 mit DB 0264.

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

Die Meßmikrofonkapsel MK 301 ist eichtfähig.

Condenser Measuring Microphone Cartridge Type MK 301

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

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

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

The individual pressure frequency response curves can be conveniently measured by using a calibration grid, e.g. UA 0033 by means of the adaptor DB 0264.

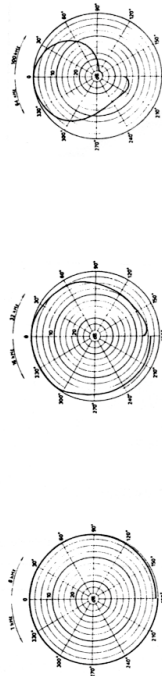
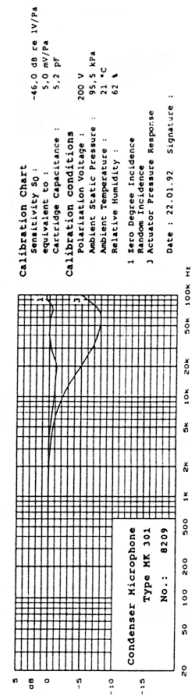
The equalization of the static air pressure between the inside and outside of the cartridge is by means of a capillary tube side-vented.

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

The MK 301 measuring microphone cartridge can be calibrated.

**Technische Daten
Kondensator-Meßmikrofonkapsel MK 301
Specifications**
Condenser Measuring Microphone Cartridge Type MK 301

Wandlertyp Transducer type	Kapazitiver Druckempfänger Capacitive pressure transducer
* Frequenzbereich Frequency range	5 Hz ... 100 kHz (± 2 dB)
* Feld-Leerlauf-Übertragungsfaktor Sensitivity	5 mV/Pa
Grenzschalldruckpegel für 3% Klirrfaktor bei 1 kHz Max. SPL for THD ≤ 3% at 1 kHz	165 dB
Polarisationsspannung Polarization voltage	200 V
* Kapazität mit Polarisationsspannung bei 1 kHz Polarized cartridge-capacitance at 1 kHz	6.8 pF
Arbeitstemperaturbereich Operating temperature range	-50 ... +110 °C
Temperaturkoeffizient Main ambient temperature coefficient	0.01 dB/K
Statischer Druckkoeffizient Main ambient pressure coefficient	-1 × 10 ⁻⁵ dB/Pa
Durchmesser / Diameter mit Schutzkappe / with protection grid ohne Schutzkappe / without protection grid	7.0 - 0.02 mm 6.35 ± 0.02 mm 9.7 mm
Höhe / Height	2 g
Gewicht / Weight	5.7 mm 60 UNS M5 × 0.35
Gewinde für Vorverstärker / Preampifier thread Gewinde für Schutzkappe / Protection grid thread	
* Individuell kalibriert / individually calibrated	

Polar diagramme / Polar patterns**Frequenzgänge / Frequency responses**

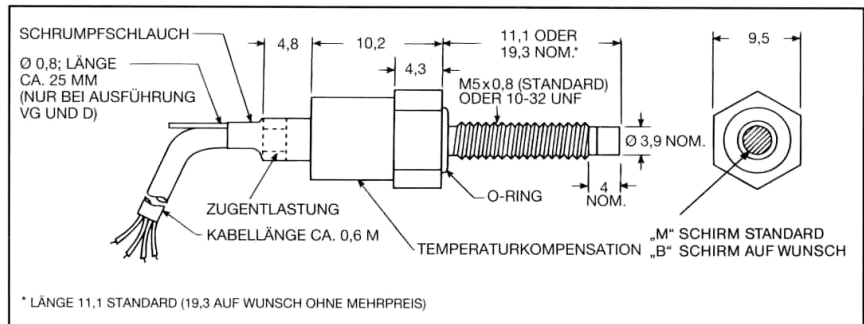
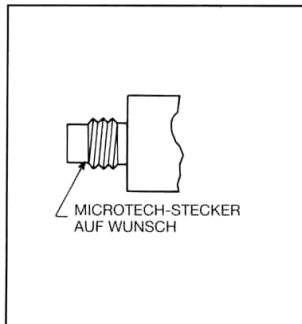
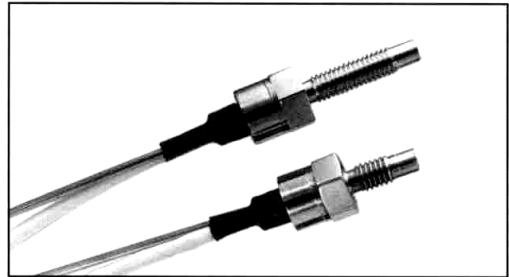
Calibration Chart
Sensitivity 50 :
-46.0 dB re 1V/Pa
Capacitance :
5.8 pF
Cartridge Capacitance :
5.2 pF
Calibration conditions
Polarisation Voltage :
200 V
Ambient Temperature :
21 °C
Relative Humidity :
62 %
1 Zero Degree Incidence
2 Zero Degree Reflection
3 Acoustic Pressure Response
Date : 22.01.92 Signature :

MICROTECH GMBH GEFELL

MICROTECH GEFELL GMBH · MUEHLBERG 18 · 07876 GLEIF · GERMANY
TELEFON 0366 491262 · TELEFAX 0366 491280

XT-190M

- geringe Abmessungen
- hohe Eigenfrequenz
- einfache Montage
- metrisches Gewinde M5

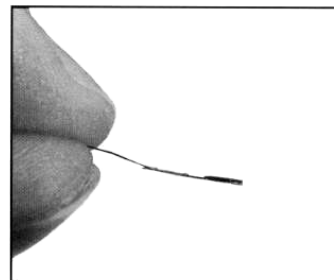


EINGANG										
Meßbereich	0-0,35	0,7	1,7	3,5	7	17	35	70	140 bar	
Meßform	Absolutdruck (a), Überdruck (vg oder sg*), Differenzdruck (d)									
Überlastbereich	2-facher Meßbereich ohne Änderung der Daten								210 bar	
Berstdruck	über 3-fachem Meßbereich									
Druckmedien	nichtleitende, nichtkorrosive Flüssigkeiten und Gase									
Speisespannung	10 VDC/AC nominal, 15 VDC/AC max.									
Eingangsimpedanz	1000 Ohm min.									
AUSGANG										
Ausgangsimpedanz	1000 Ohm nominal									
Ausgangssignal	100 mV nominal									
Nullablage	± 3% v.E. max. bei + 23 °C									
Nichtlinearität und Hysterese	± 0,1% v.E. typ. (± 0,15% max; < 3,5 bar ± 0,25% max.)									
Hysterese	0,1% v.E. typ.									
Reproduzierbarkeit	± 0,1% v.E. typ.									
Auflösung	unendlich									
Eigenfrequenz ca.	160	210	300	400	500	680	840	1030	1250 kHz	
Beschleunigungsempfindlichkeit in % v.E./g in Meßrichtung senkrecht zur Meßrichtung	0,001 0,0005	0,0006 0,00008	0,0003 0,00004	0,0002 0,00003	0,0001 0,00002	0,00006 0,00001	0,00004 0,000008	0,00003 0,000005	0,00002 0,000003	
Isolationswiderstand	100 Megohm min. bei 50 VDC									
ALLGEMEINE DATEN										
Betriebstemperatur	- 55 °C bis + 200 °C									
kompensierter Temperaturbereich	+ 25 °C bis + 80 °C (andere Bereiche auf Wunsch)									
thermische Nullpunktsdrift	± 1% v.E./55 °C typ. (± 2% max.)**									
thermische Empfindlichkeitsdrift	± 1% v.E./55 °C typ. (± 2% max.)**									
statische Beschleunigung	10.000g max.									
Linearevibration	10—2000 Hz Sinus, 100g max.									
elektrischer Anschluß	4-adriges, abgeschirmtes Kabel mit Teflonmantel, Länge ca. 0,6 m, Stecker auf Wunsch									
Gewicht	ca. 4g ohne Kabel									
Meßprinzip	aktive Vollbrücke eindiffundiert in eine Membrane aus Silizium									
Anzugsdrehmoment	0,2 kpm max.									

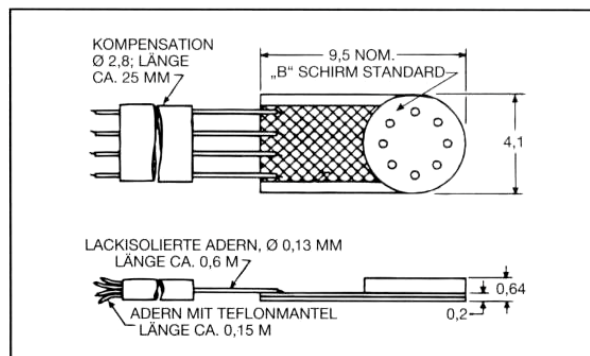
* technische Daten in Ausführung sg auf Anfrage
 ** verbesserte thermische Daten auf Anfrage

LQ-47

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



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



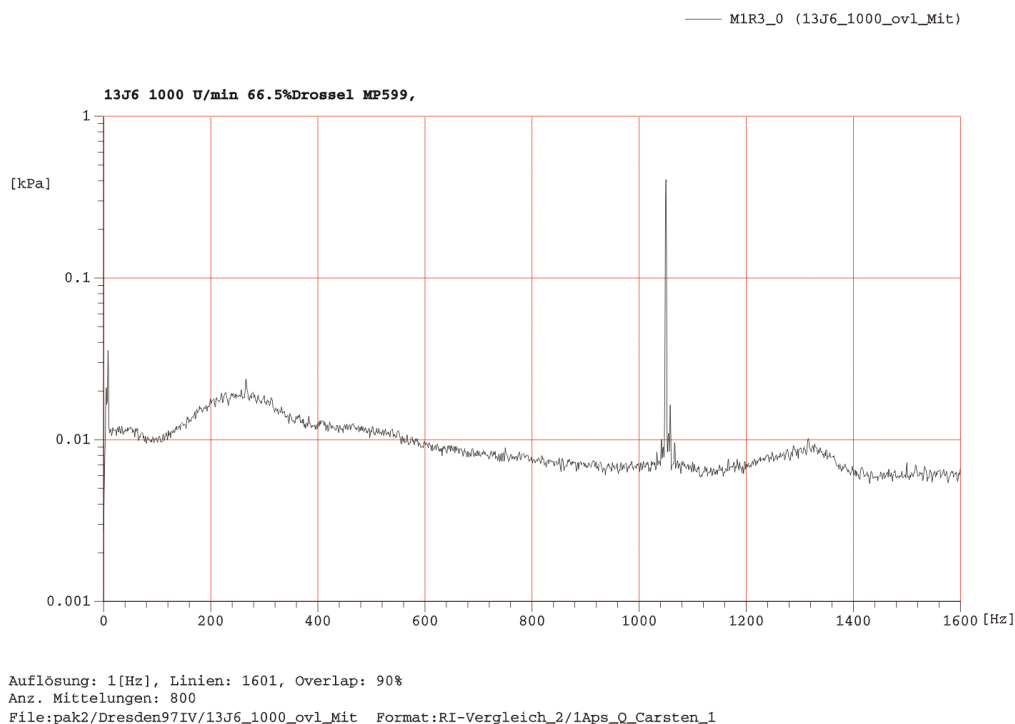
INGANG Meßbereich	0-1,7	3,5	7	17	35 bar
Meßform	Absolutdruck (a), Überdruck (sg)*				
Überlastbereich	2-facher Meßbereich ohne Änderung der Daten				
Berstdruck	über 3-fachem Meßbereich				
Druckmedien	nichtleitende, nichtkorrosive Flüssigkeiten und Gase				
Speisespannung	5 VDC/AC nominal, 7,5 VDC/AC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

* technische Daten in Ausführung sg auf Anfrage

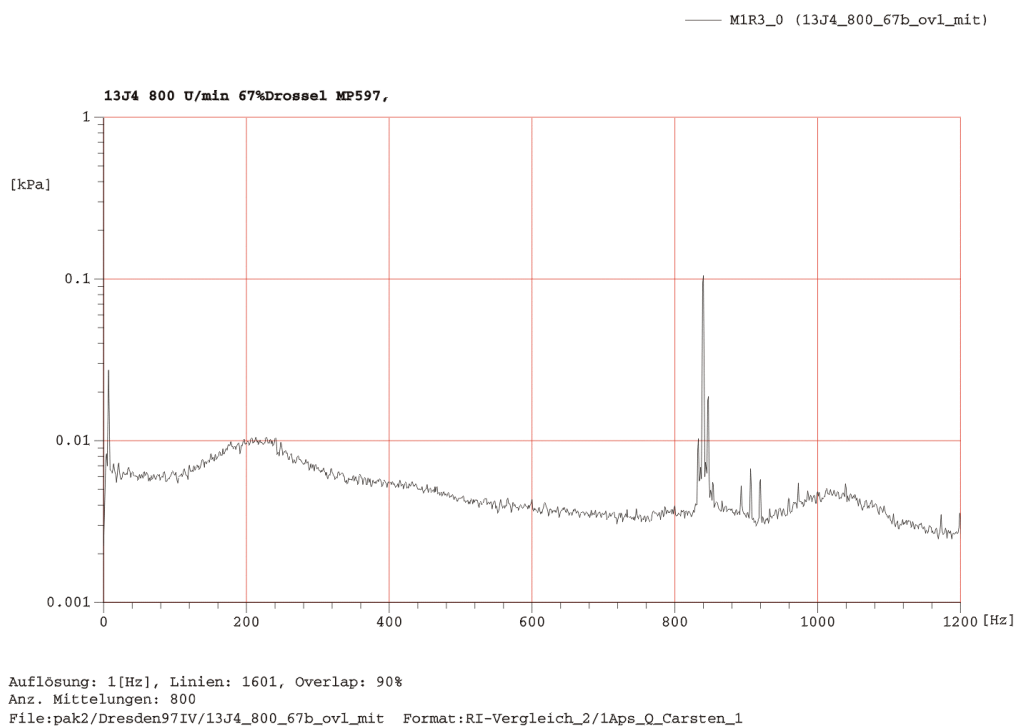
** verbesserte thermische Daten auf Anfrage

Anhang II

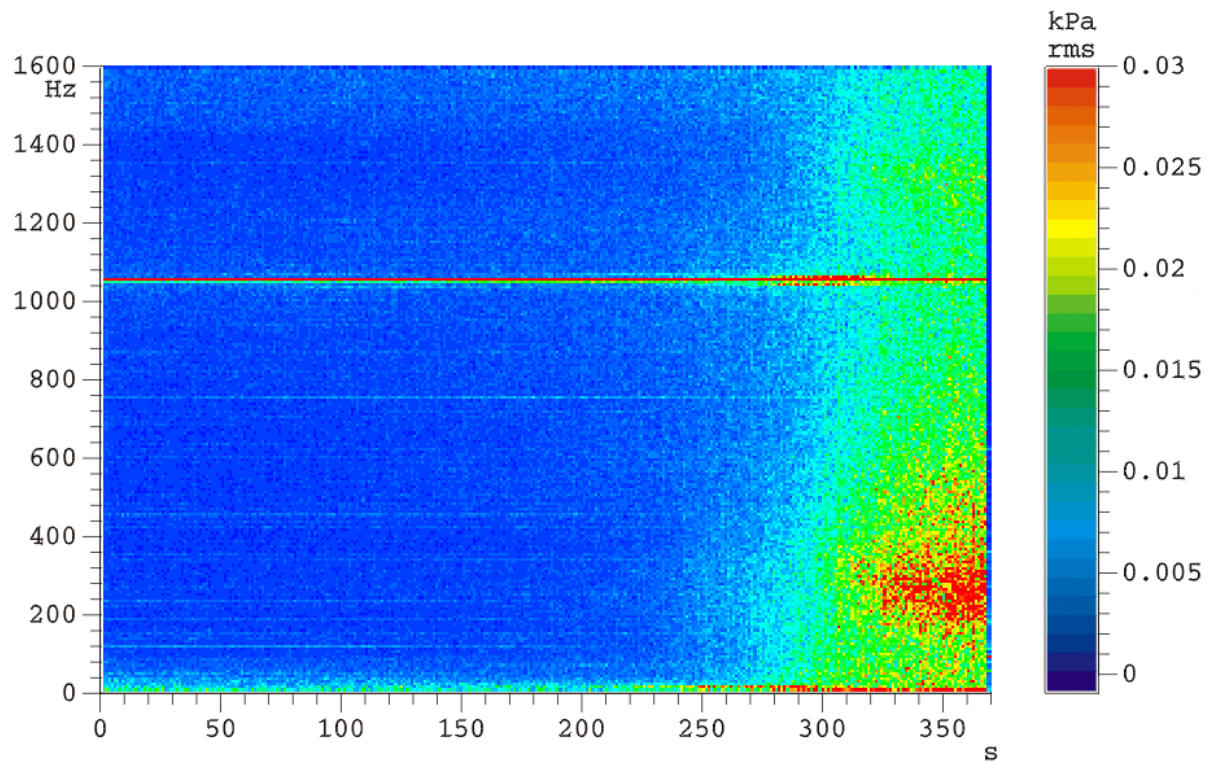
AII-1.1 Ergebnisse der RI - Untersuchungen



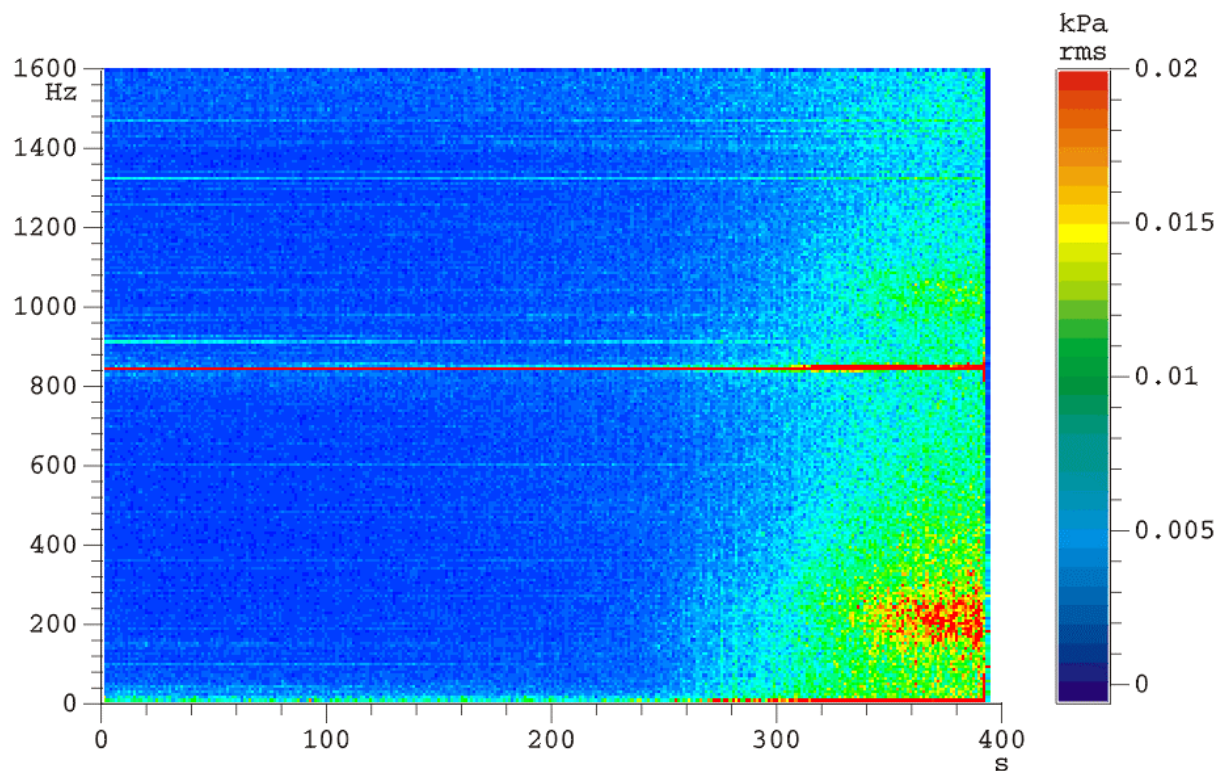
AII 1.1: Frequenzspektrum 3. Stufe, 1000min^{-1} , $\phi \sim 0.44$, Spaltweite 5mm.



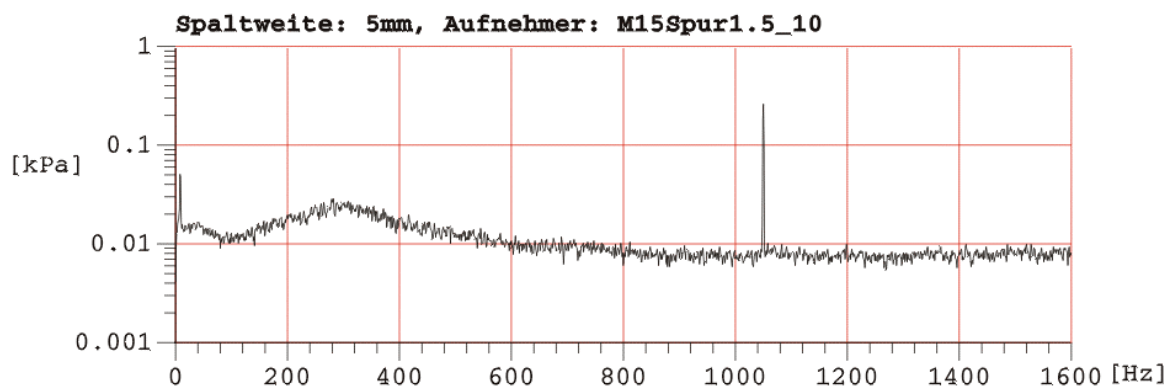
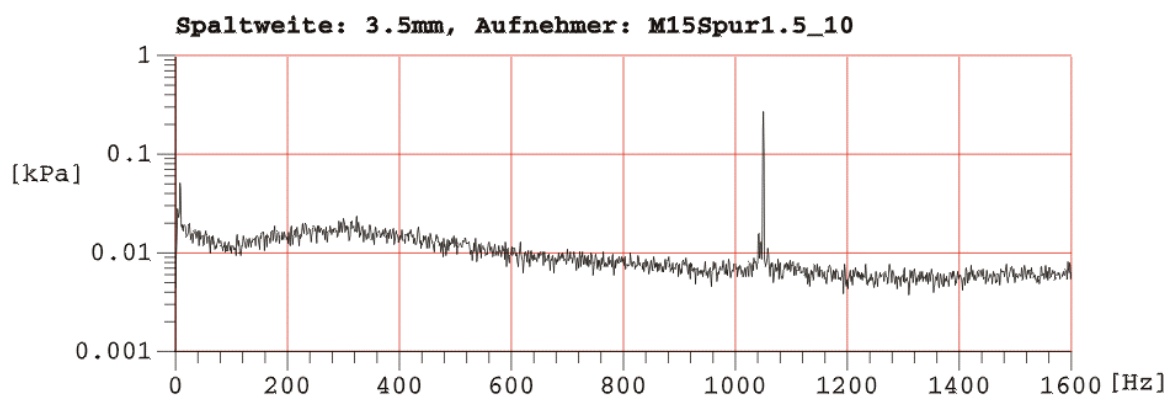
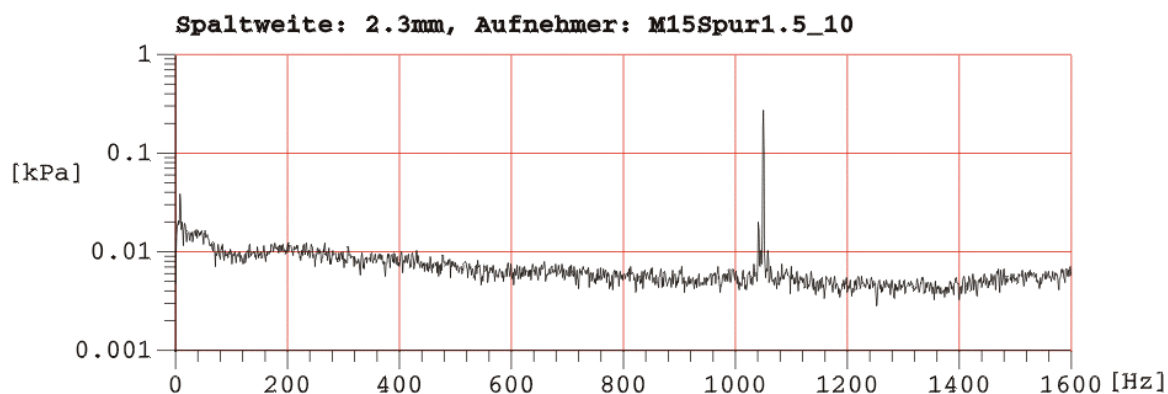
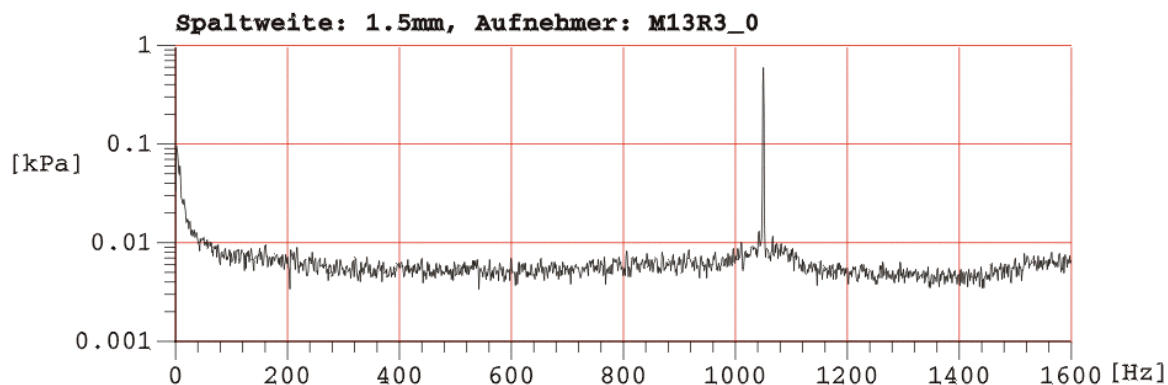
AII 1.2: Frequenzspektrum 3. Stufe, 800min^{-1} , $\phi \sim 0.44$, Spaltweite 5mm.



AII 1.3: Drosselvorgang mit Überschreiten der Stabilitätsgrenze, 3. Stufe, 1000min^{-1} , Spaltweite 5mm.

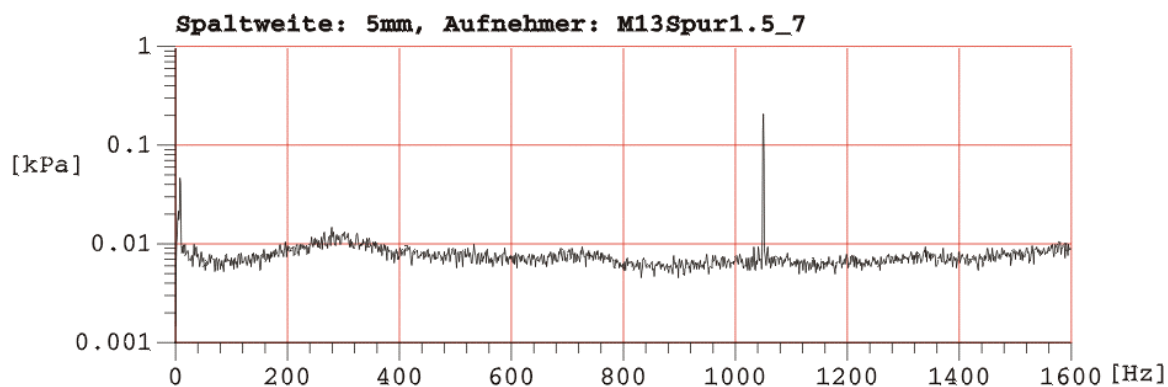
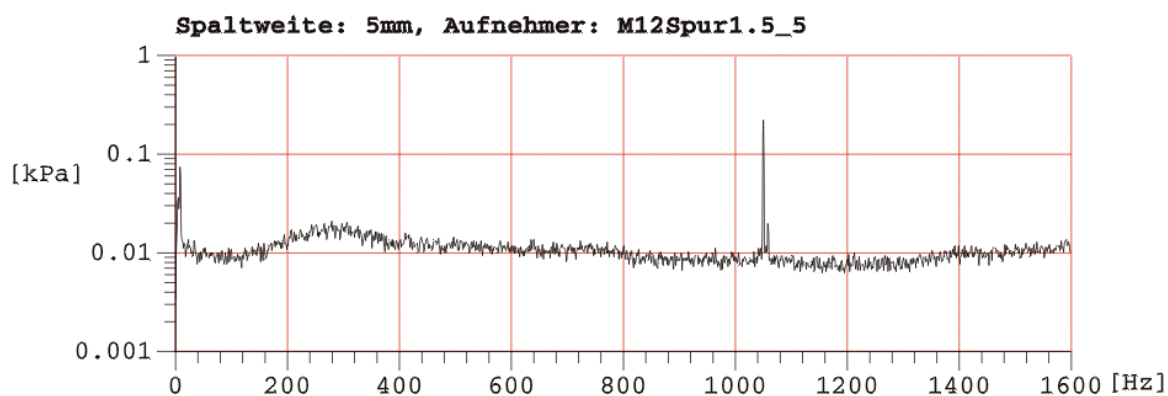
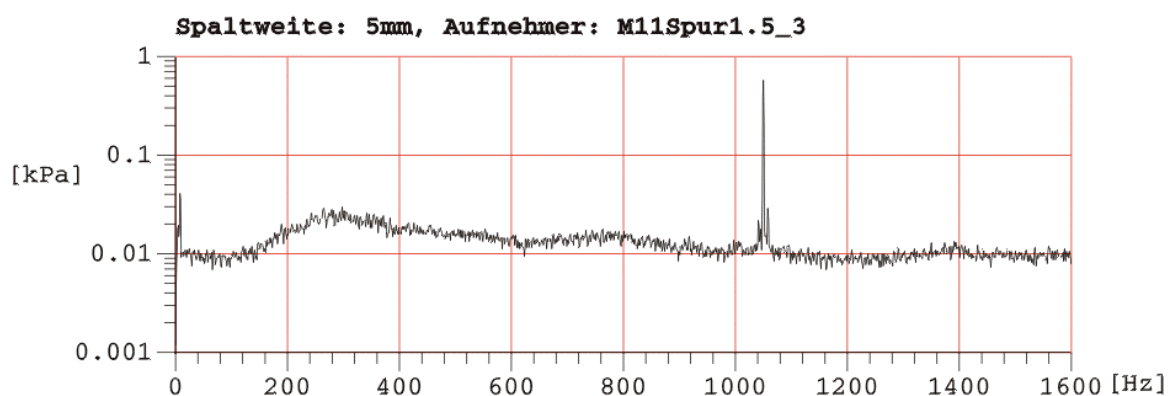
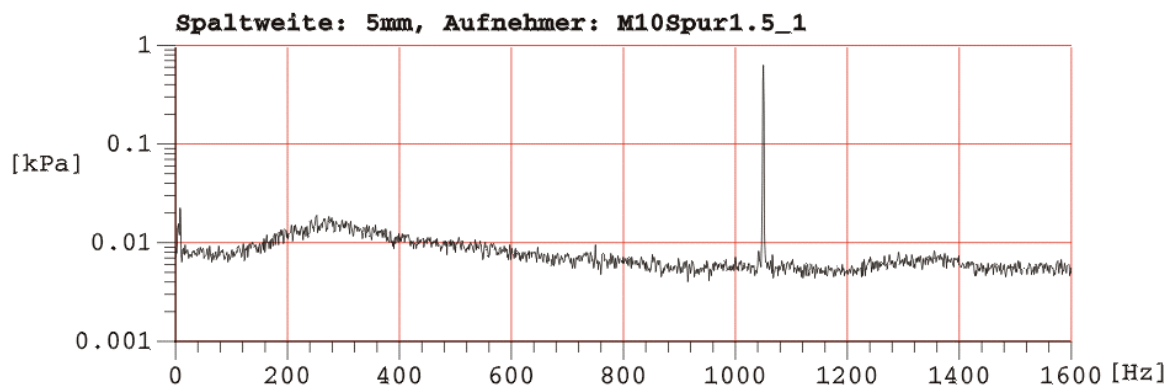


AII 1.4: Drosselvorgang mit Überschreiten der Stabilitätsgrenze, 3. Stufe, 800min^{-1} , Spaltweite 5mm.



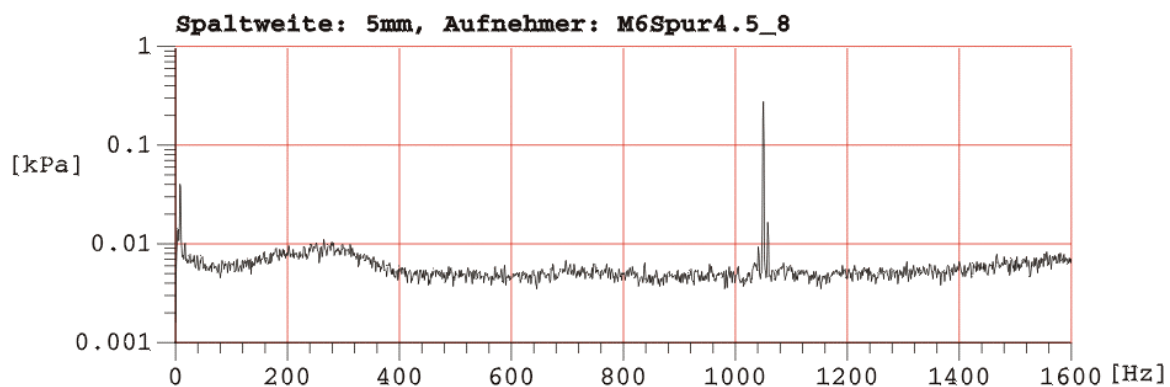
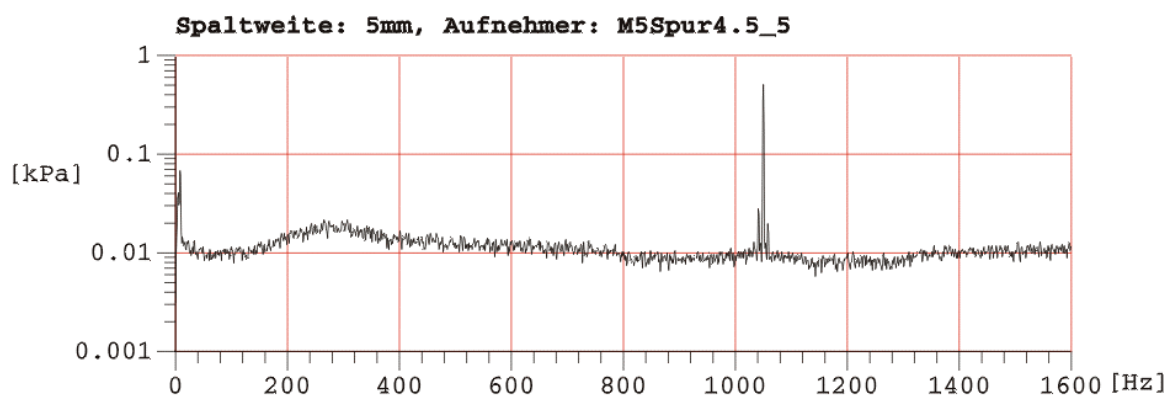
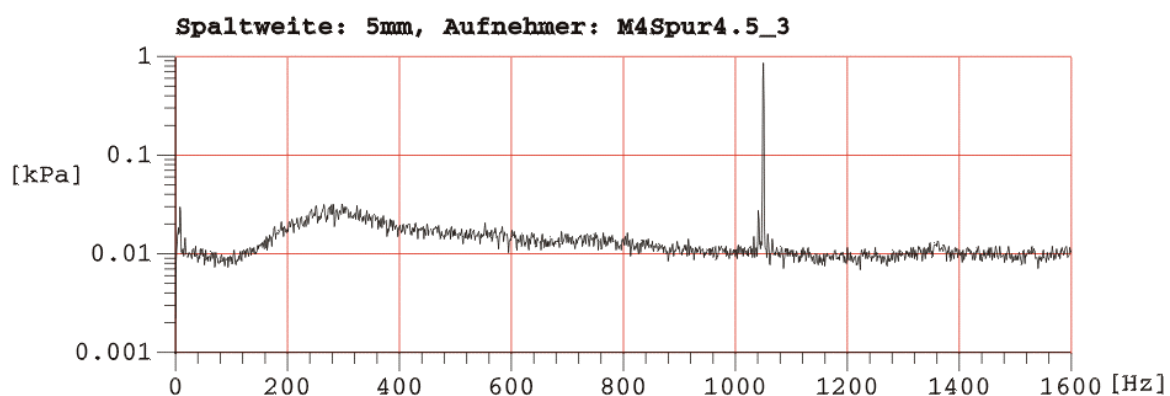
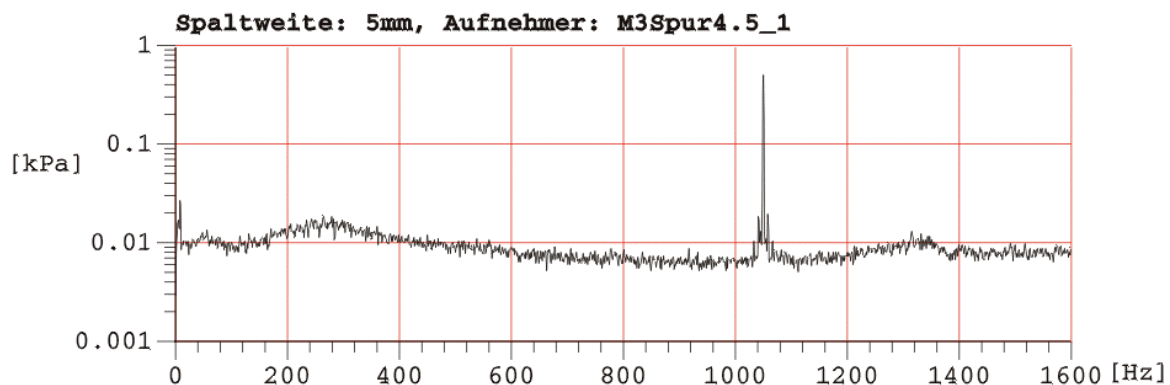
B7 1000 U/min 67.5% Drossel MP526,
Auflösung: 1[Hz], Linien: 1601, Overlap: 0%
Anz. Mittelungen: 17

AII 1.5: Frequenzspektren 3. Stufe, 1000min⁻¹, $\varphi \sim 0.44$, Spaltweite 1.5 – 5mm.



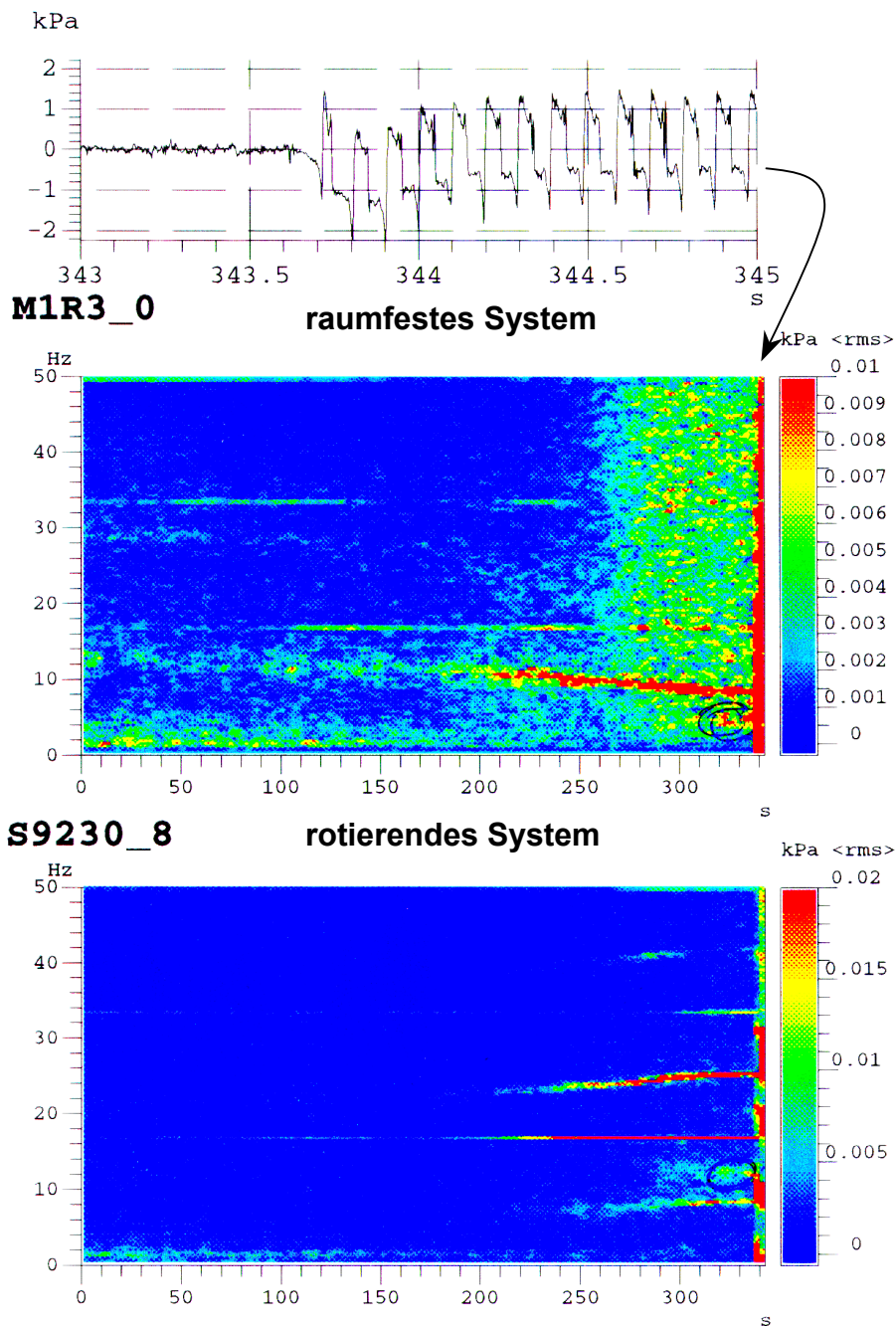
12D13 1000 U/min 66% MP586,
Auflösung: 1[Hz], Linien: 1601, Overlap: OFF%
Anz. Mittelungen: Min

AII 1.6: Frequenzspektren 3. Stufe, entlang Spur1.5, 1000min⁻¹, $\phi \sim 0.44$, Spaltweite: 5mm.

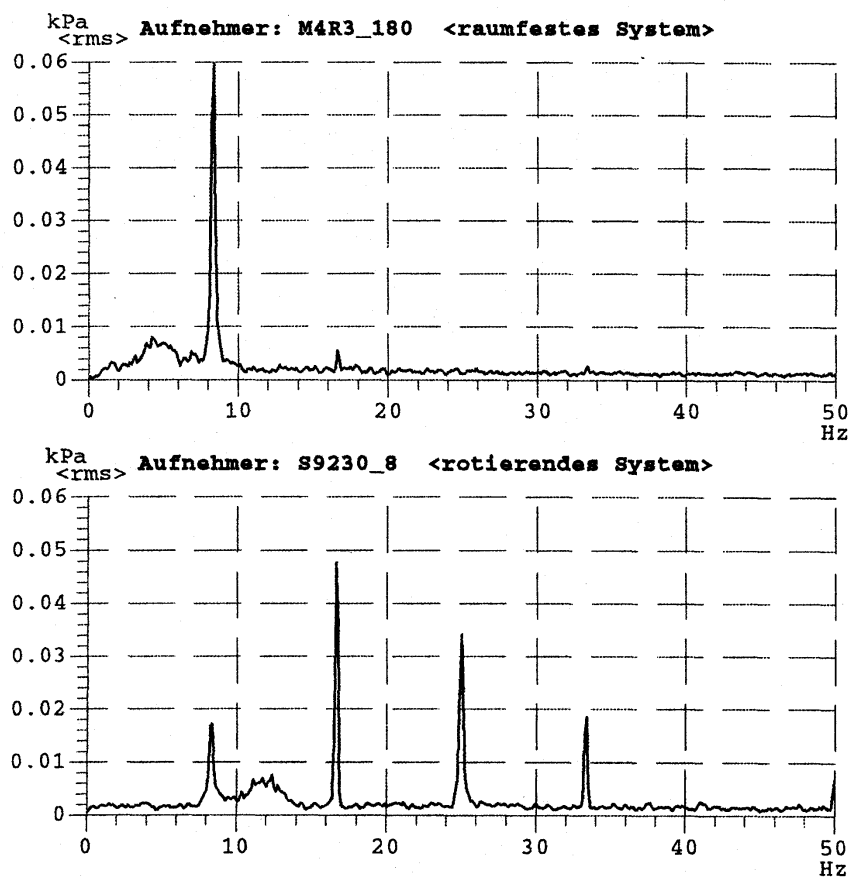


12D13 1000 U/min 66% MP586,
Auflösung: 1[Hz], Linien: 1601, Overlap: OFF%
Anz. Mittelungen: Min

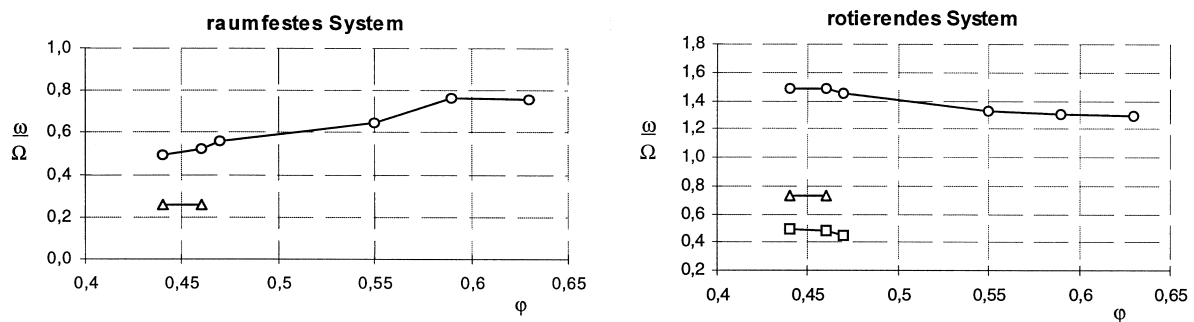
AII 1.7: Frequenzspektren 3. Stufe, entlang Spur4.5, 1000min^{-1} , $\varphi \sim 0.44$, Spaltweite: 5mm.



AII_1.8: Frequenzspektren bis 50Hz mit tieffrequenten Ereignissen für einen kontinuierlichen Drosselvorgang. Zeitverlauf mit Überschreiten der Stabilitätsgrenze, raumfestes und rotierendes System, 1000min⁻¹.

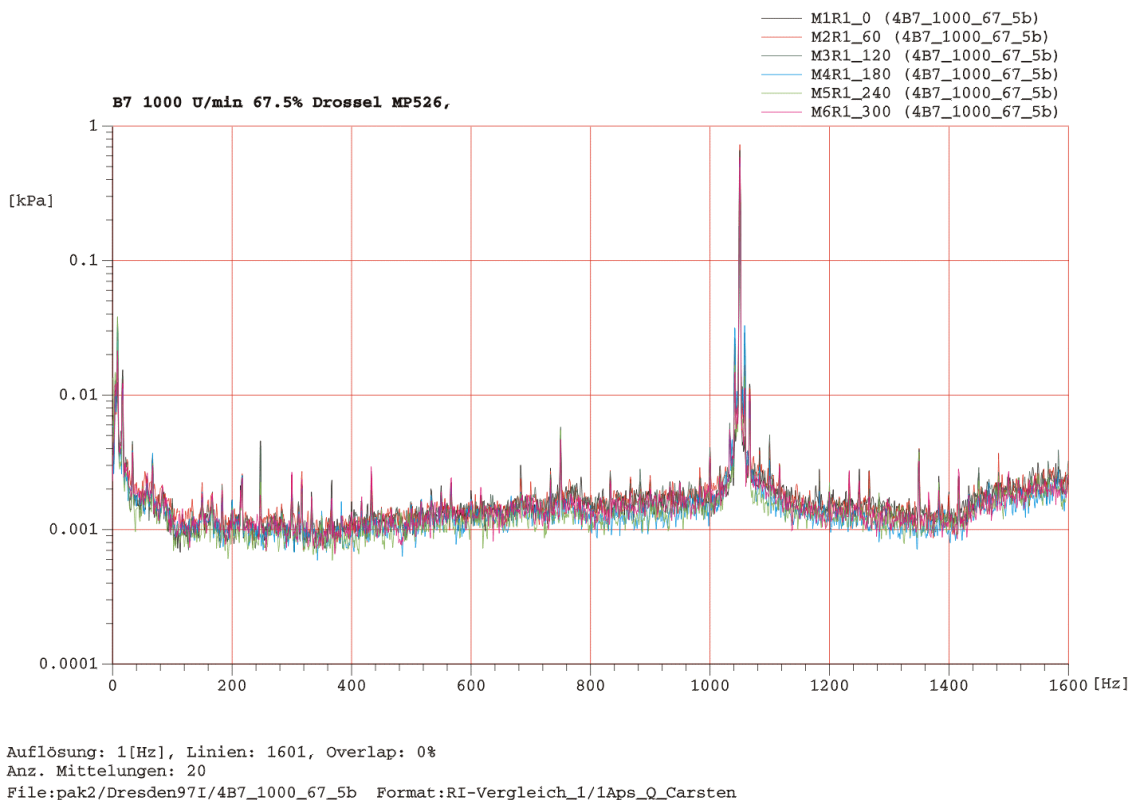


AII_1.9: Frequenzspektren bis 50Hz mit tieffrequenten Ereignissen für einen Schnitt gemäß AII-1.8 nahe der Stabilitätsgrenze. Raumfestes und rotierendes System, 1000min^{-1} .

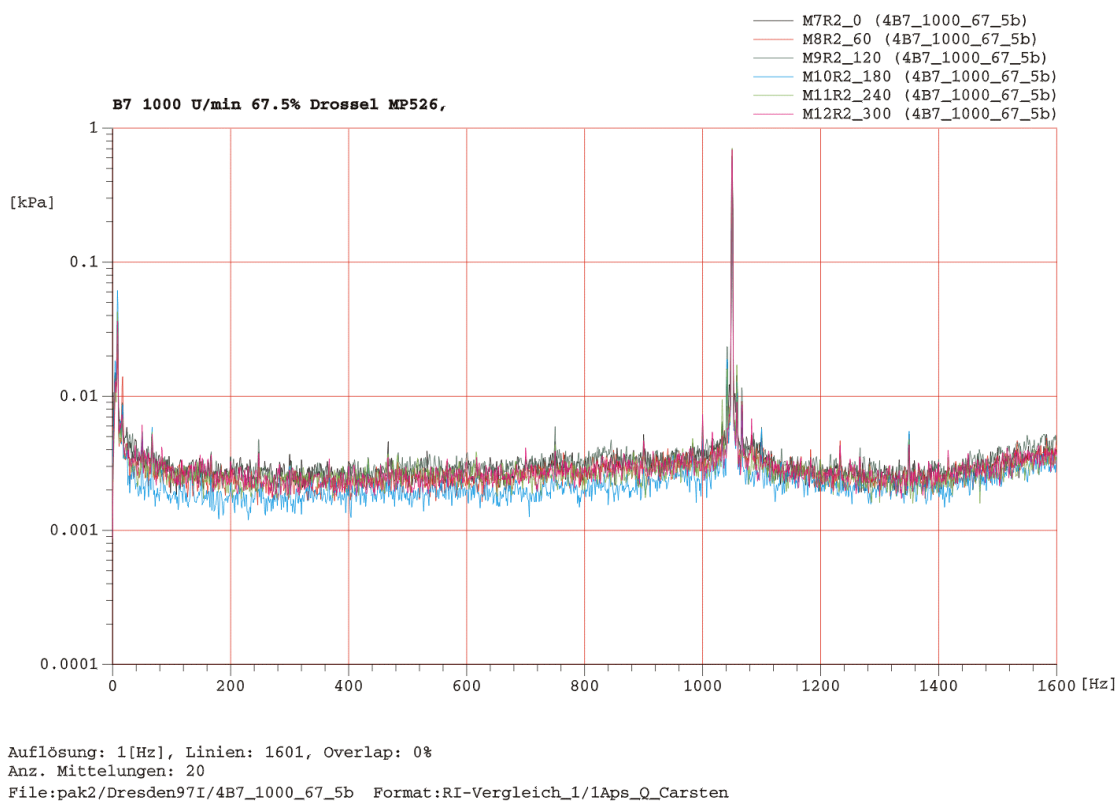


AII-1.10: Auf Drehfrequenz normierte Frequenzen der tieffrequenten Phänomene in Abhängigkeit des Betriebspunktes, 1000min^{-1} . Links: Raumfestes System, rechts rotierendes System.

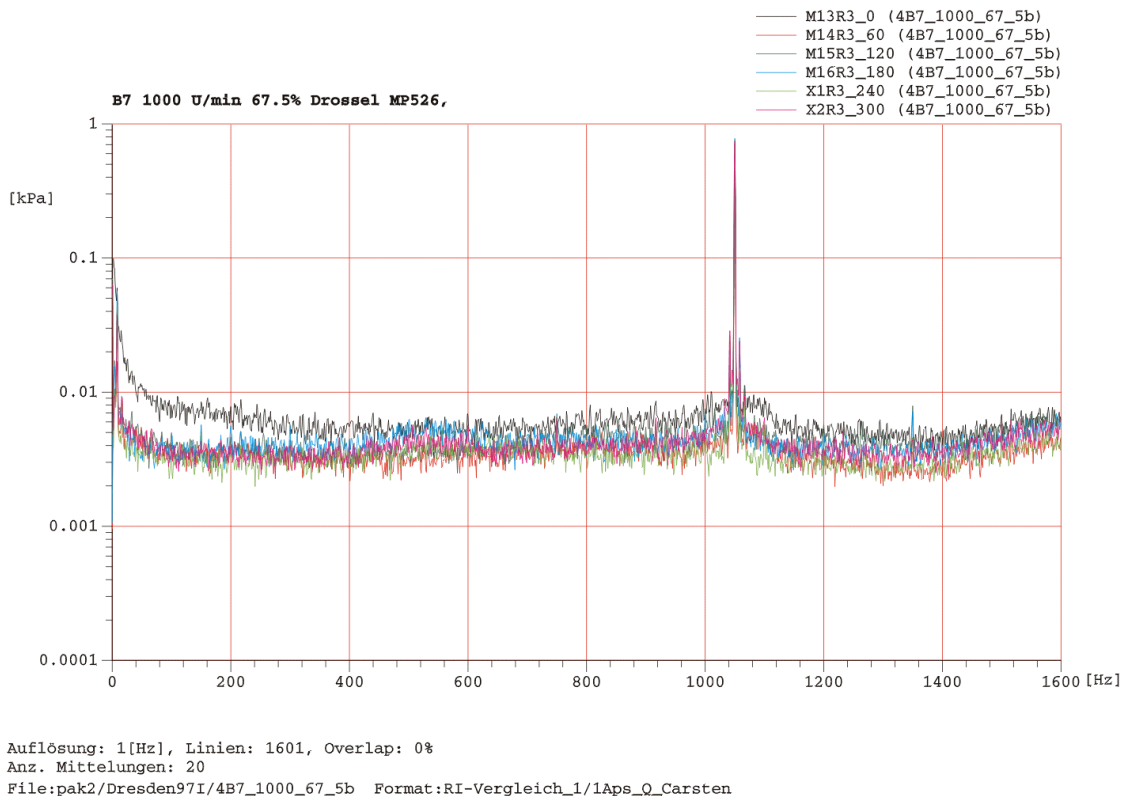
AII-1.2 Ergebnisse der Ablösungserscheinungs – Untersuchungen



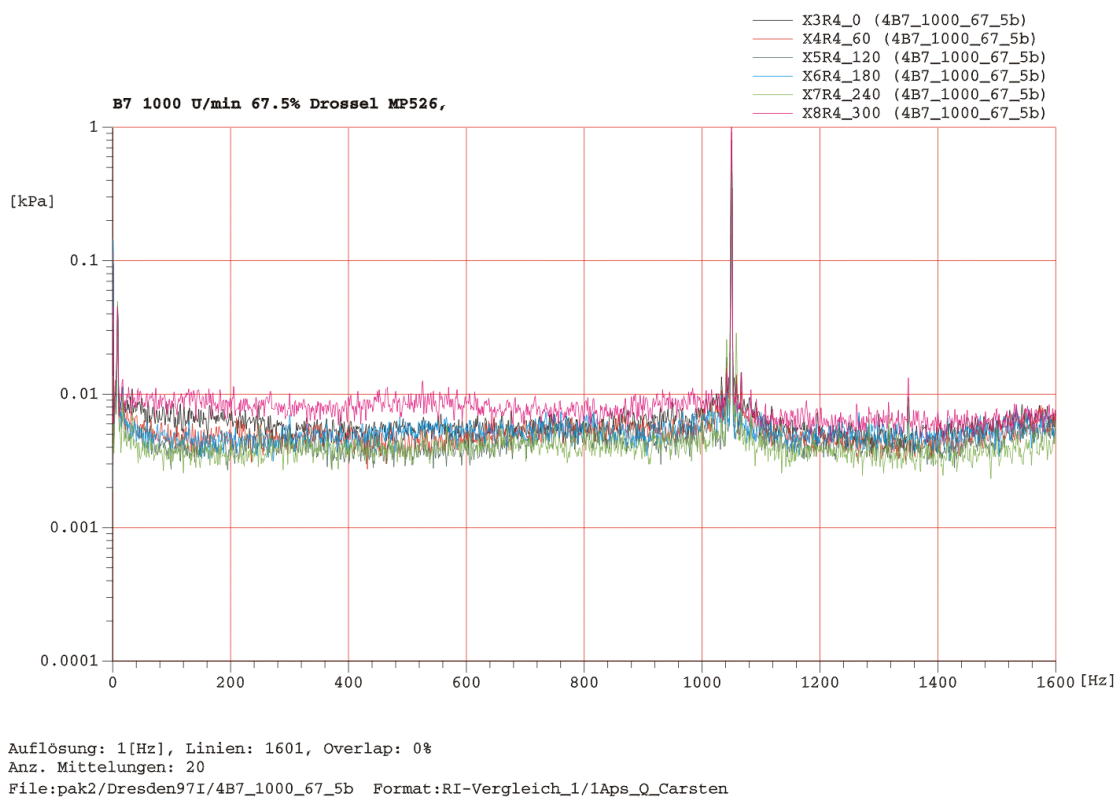
AII 2.1: Frequenzspektren 1. Stufe, 20 Mittelungen, 1000min^{-1} , $\phi \sim 0.44$, Spaltweite: 1.5 mm.



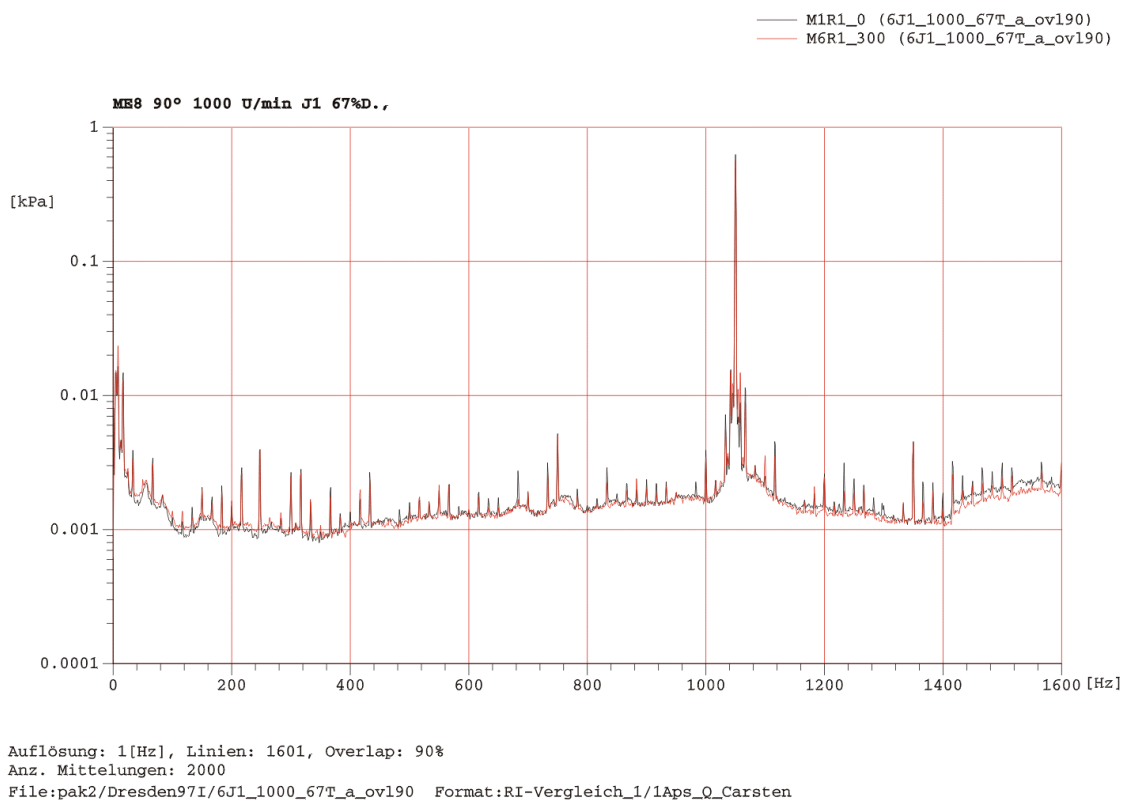
AII 2.2: Frequenzspektren 2. Stufe, 20 Mittelungen, 1000min^{-1} , $\phi \sim 0.44$, Spaltweite: 1.5 mm.



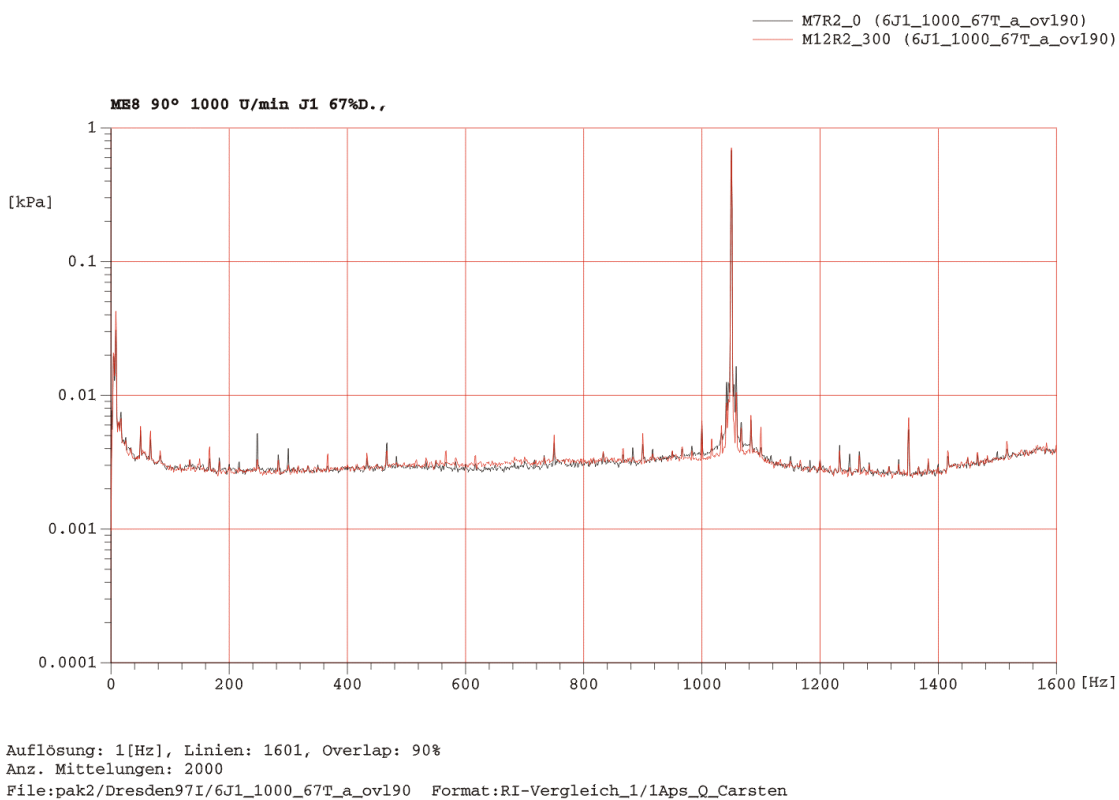
AII 2.3: Frequenzspektren 3. Stufe, 20 Mittelungen, 1000min^{-1} , $\phi \sim 0.44$, Spaltweite: 1.5 mm.



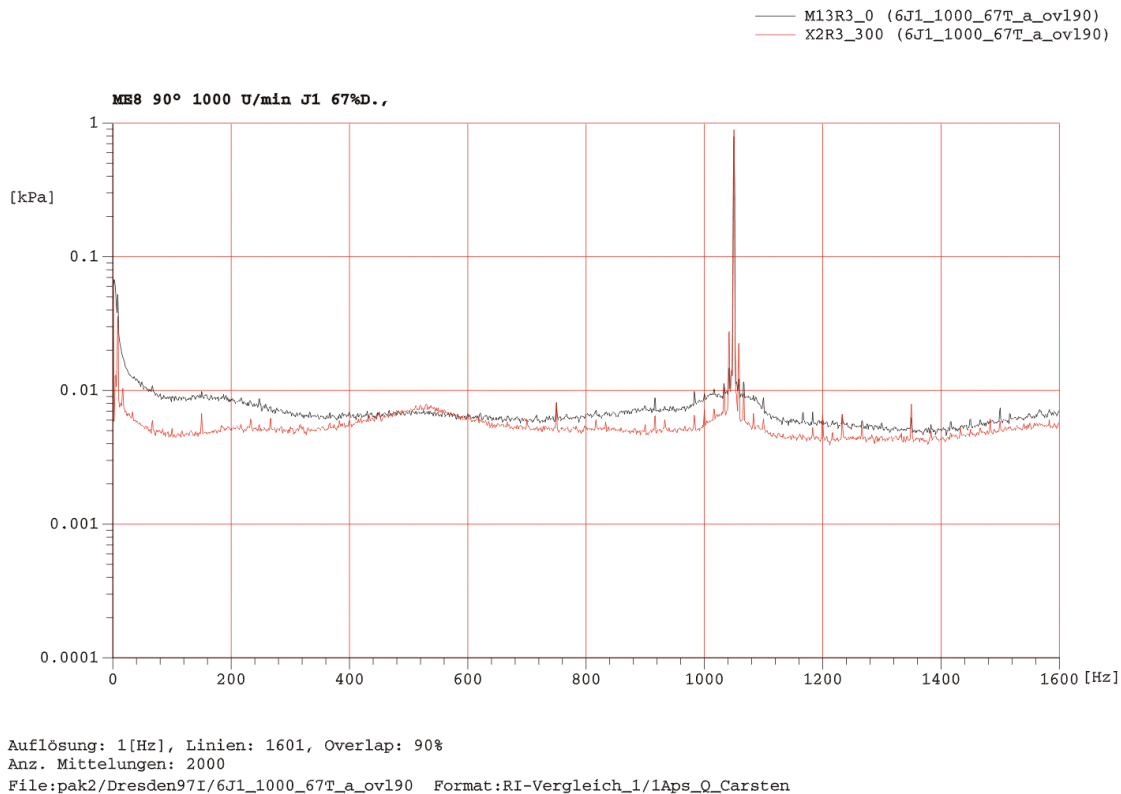
AII 2.4: Frequenzspektren 4. Stufe, 20 Mittelungen, 1000min^{-1} , $\phi \sim 0.44$, Spaltweite: 1.5 mm.



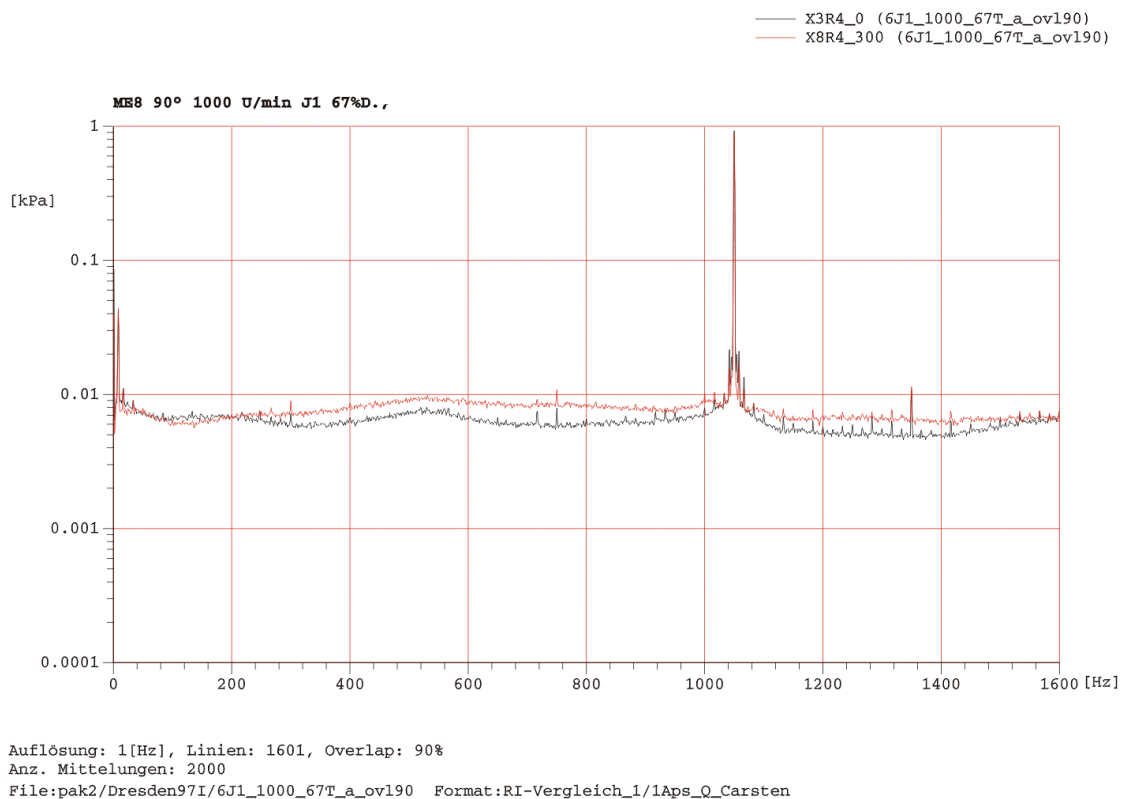
AII 2.5: Frequenzspektren 1. Stufe, Avg: 2000, 1000min⁻¹, $\phi \sim 0.44$, Spaltweite: 1.5 mm.



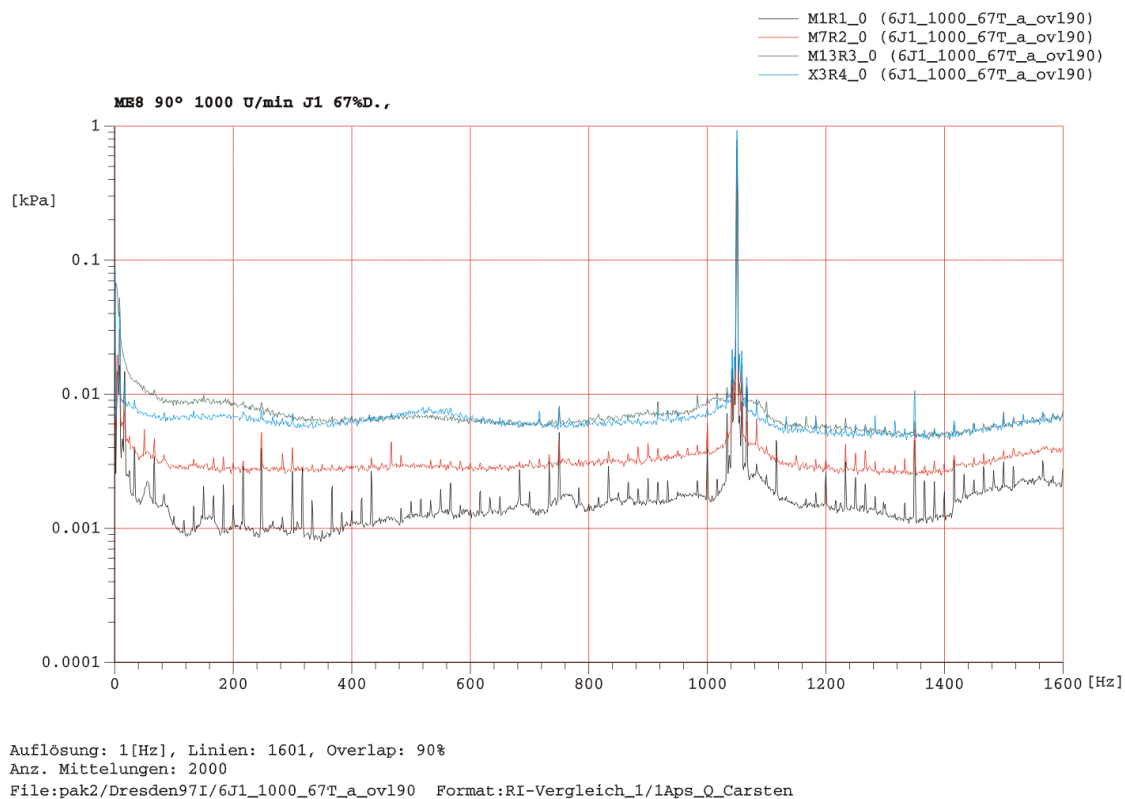
AII 2.6: Frequenzspektren 2. Stufe, Avg: 2000, 1000min⁻¹, $\phi \sim 0.44$, Spaltweite: 1.5 mm.



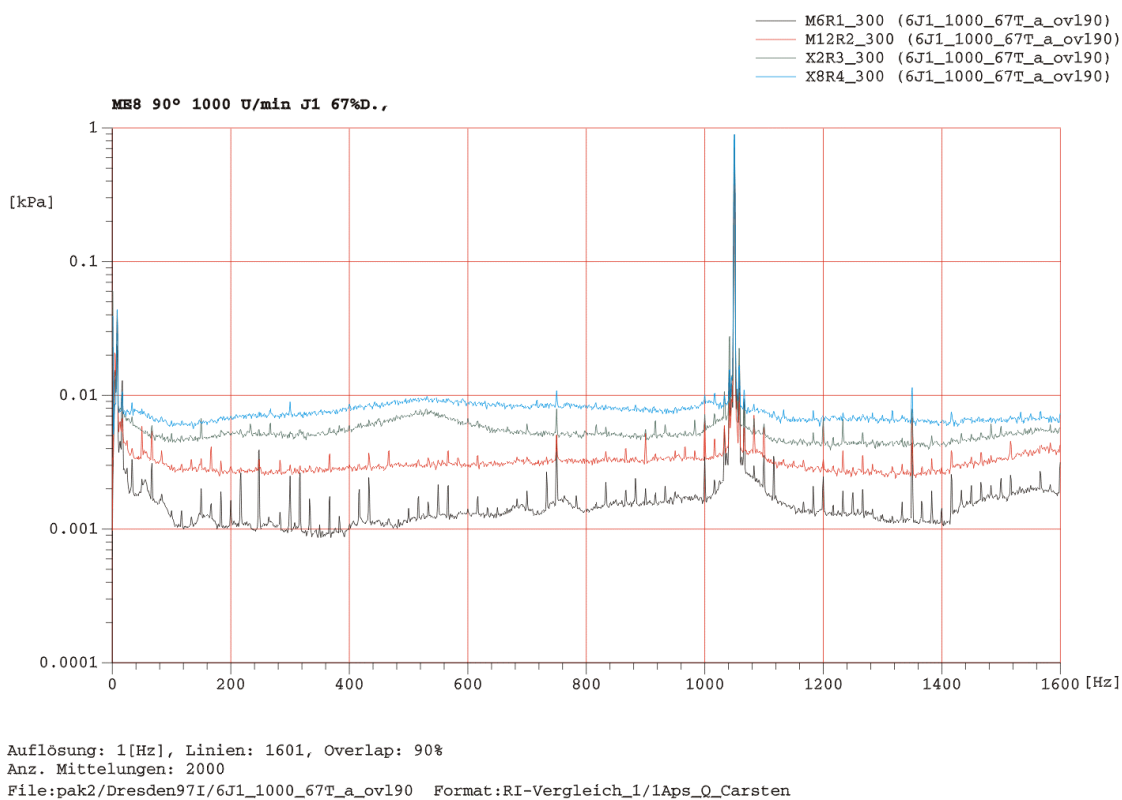
AII 2.6: Frequenzspektren 3. Stufe, Avg: 2000, 1000min⁻¹, $\phi \sim 0.44$, Spaltweite: 1.5 mm.



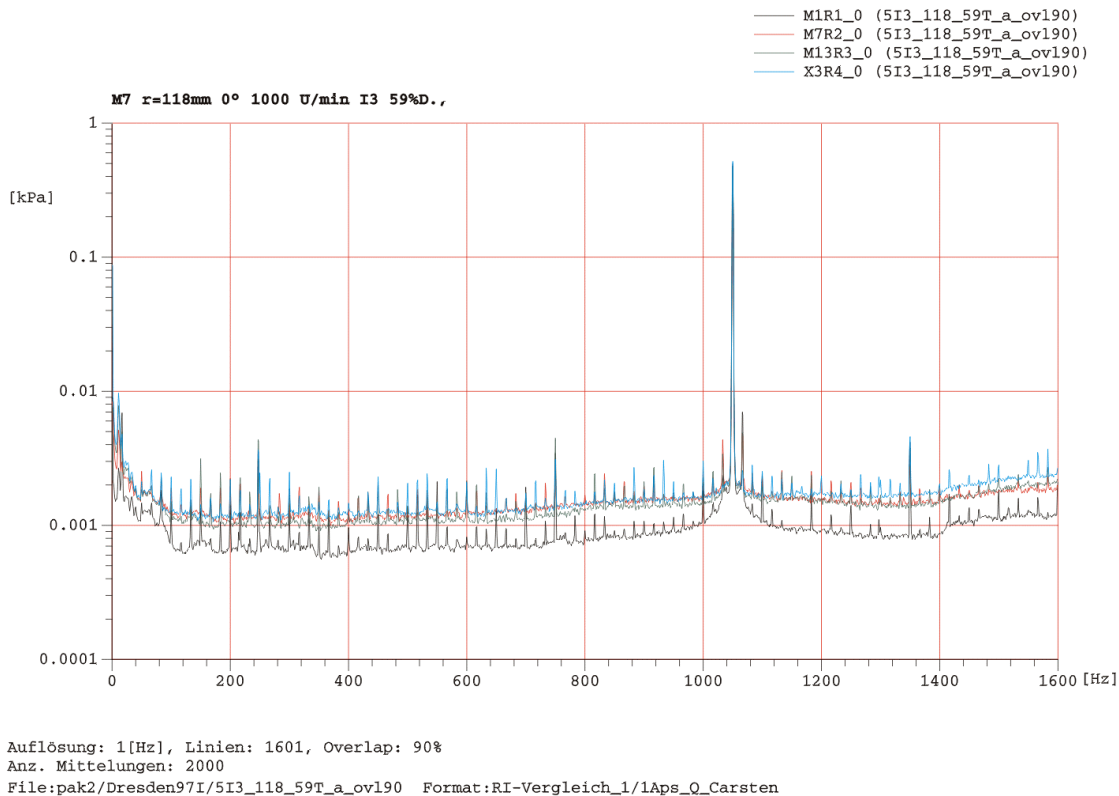
AII 2.7: Frequenzspektren 4. Stufe, Avg: 2000, 1000min⁻¹, $\phi \sim 0.44$, Spaltweite: 1.5 mm.



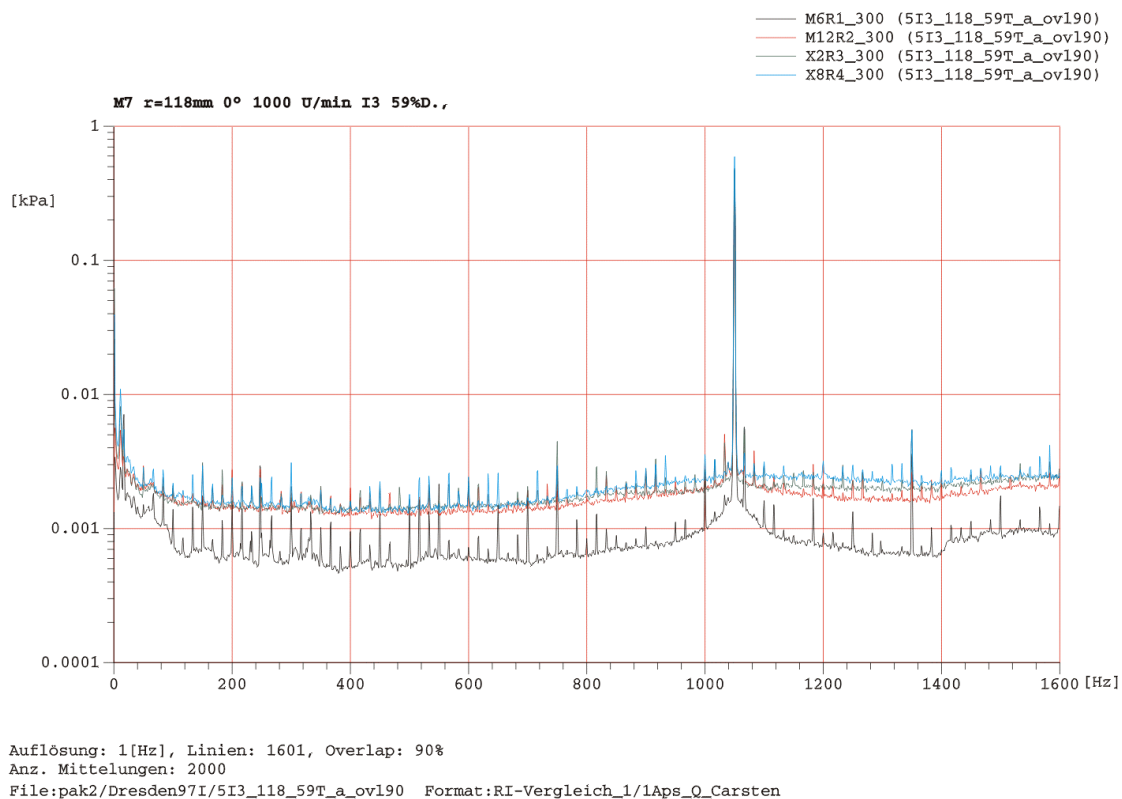
AII 2.8: Frequenzspektren Stufe 1 - 4, Avg: 2000, 1000min⁻¹, $\phi \sim 0.44$, Spaltweite: 1.5 mm.



AII 2.9: Frequenzspektren Stufe 1 - 4, Avg: 2000, 1000min⁻¹, $\phi \sim 0.44$, Spaltweite: 1.5 mm.

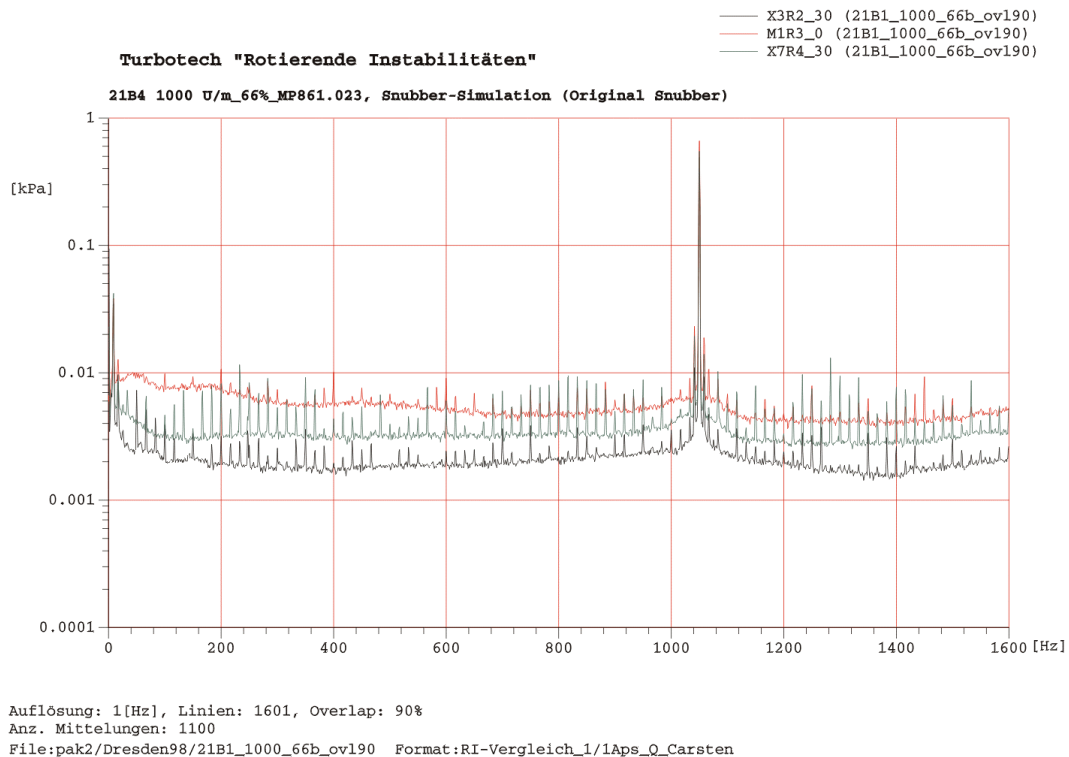


AII 2.10: Spektren Stufe 1 - 4, Pos: 0°, Avg: 2000, 1000min⁻¹, $\phi \sim 0.55$, Spaltweite: 1.5 mm.

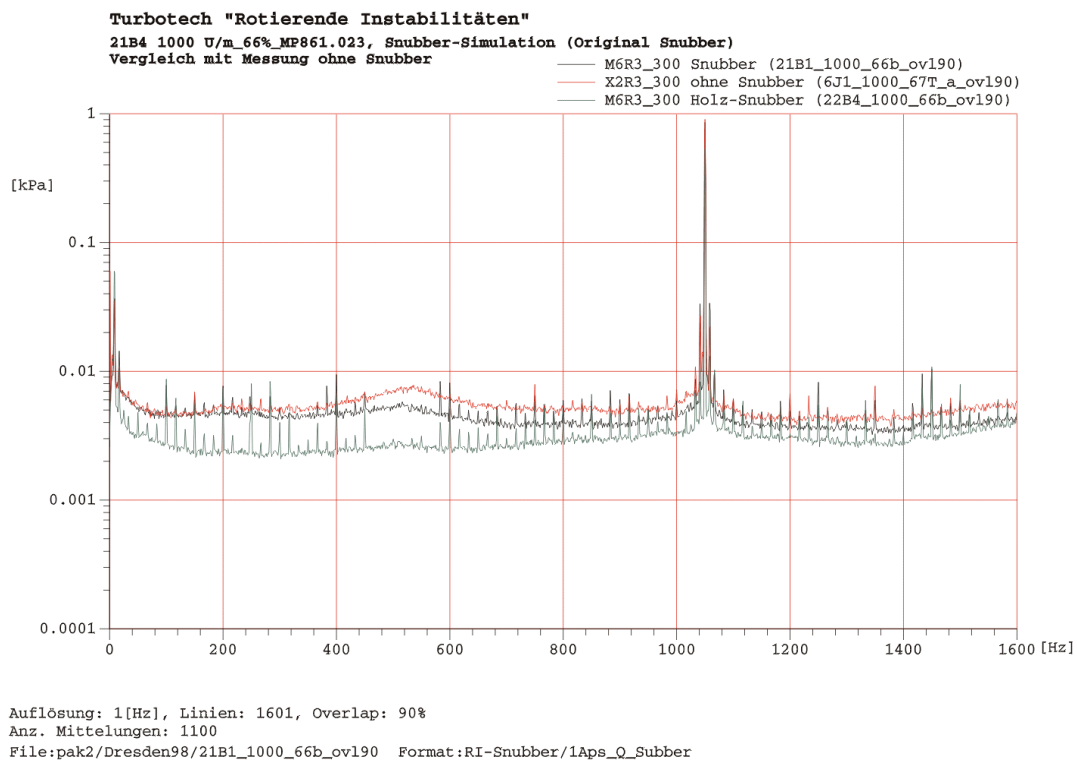


AII 2.11: Spektren Stufe 1 - 4, Pos: 300°, Avg: 2000, 1000min⁻¹, $\phi \sim 0.55$, Spaltweite: 1.5 mm.

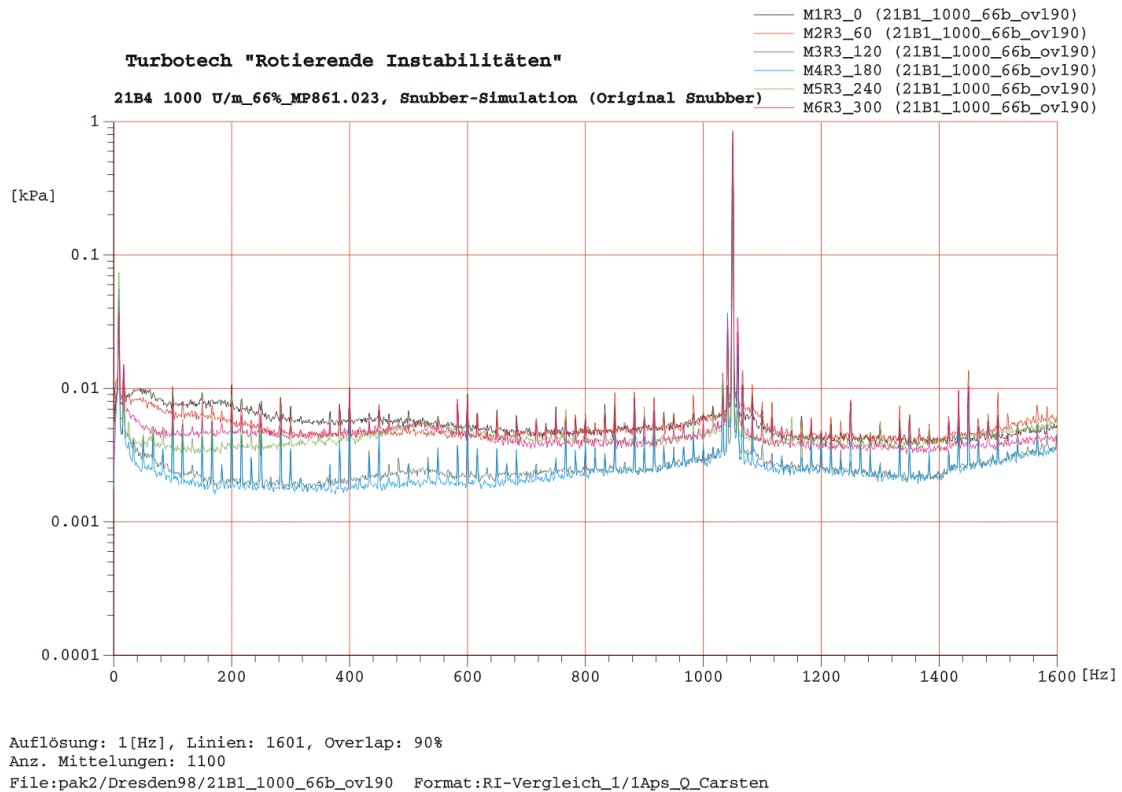
AII-1.3 Ergebnisse der Snubber – Untersuchungen



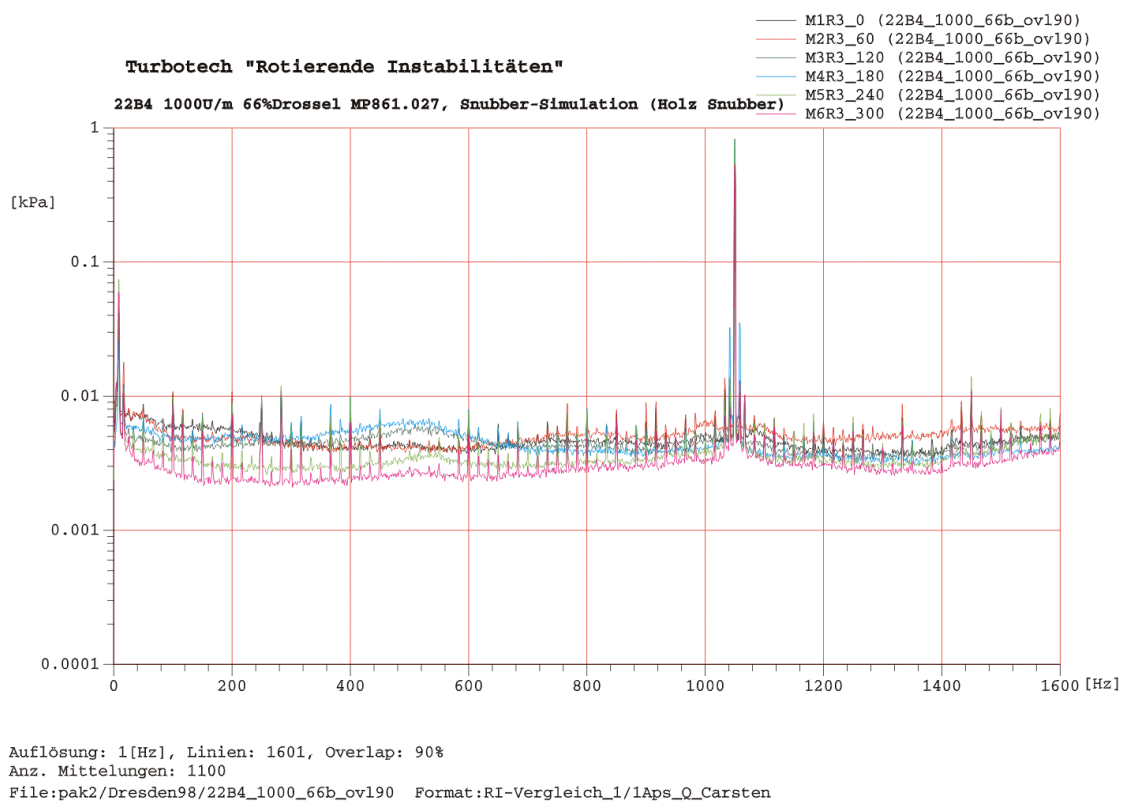
A II 3.1: Spektren Stufe 2 - 4, Pos: 0°, 30°, Avg: 1100, 1000min⁻¹, $\phi \sim 0.44$, Spaltweite: 1.5 mm.



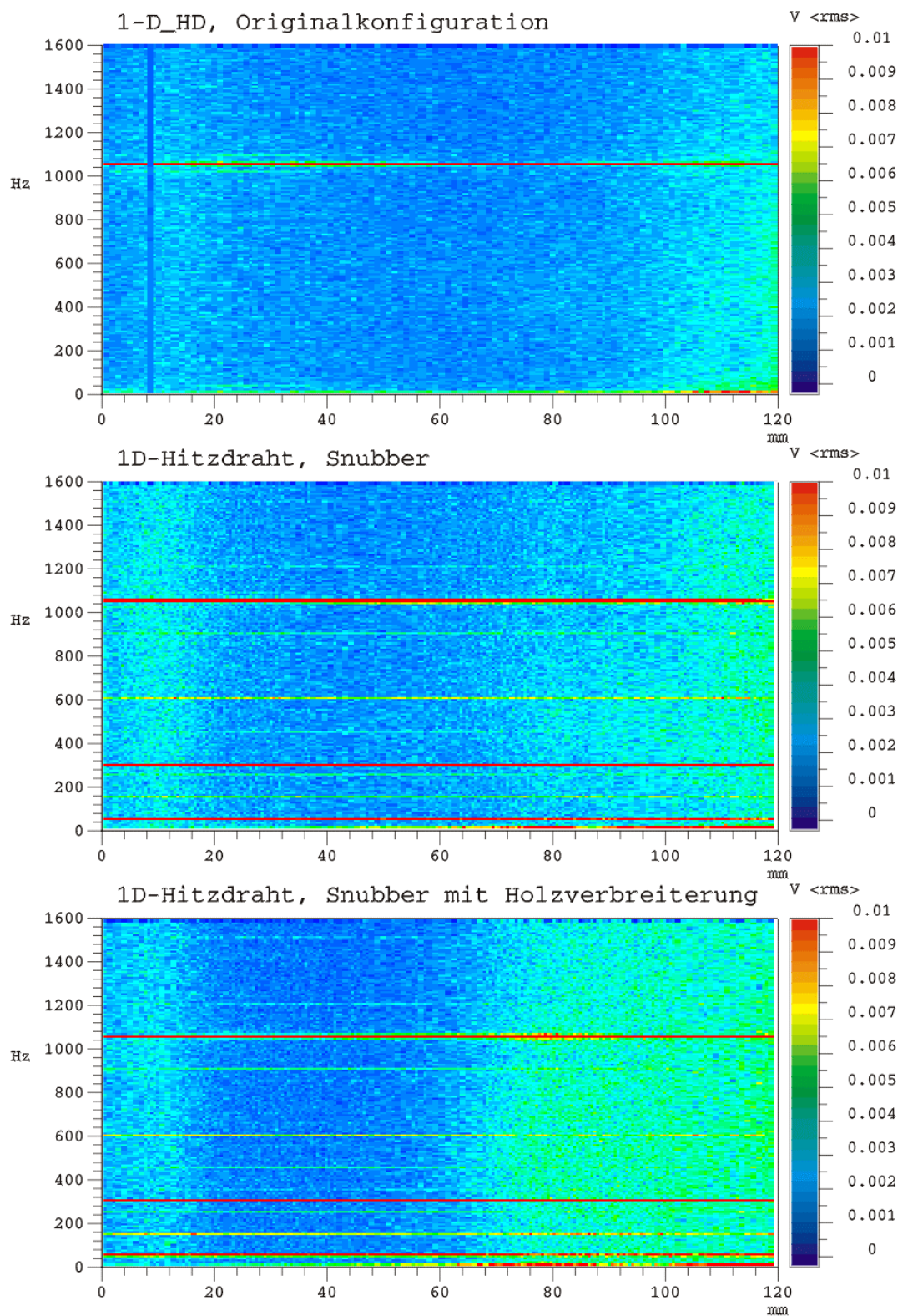
AII 3.2: Snubbervergleich, Stufe 3, Avg: 1100, 1000min⁻¹, $\phi \sim 0.44$, Spaltweite: 1.5 mm.



AII 3.3: Spektren einer Umfangsverteilung, Original-Snubber, Avg: 1100, 1000min⁻¹, $\phi \sim 0.44$.

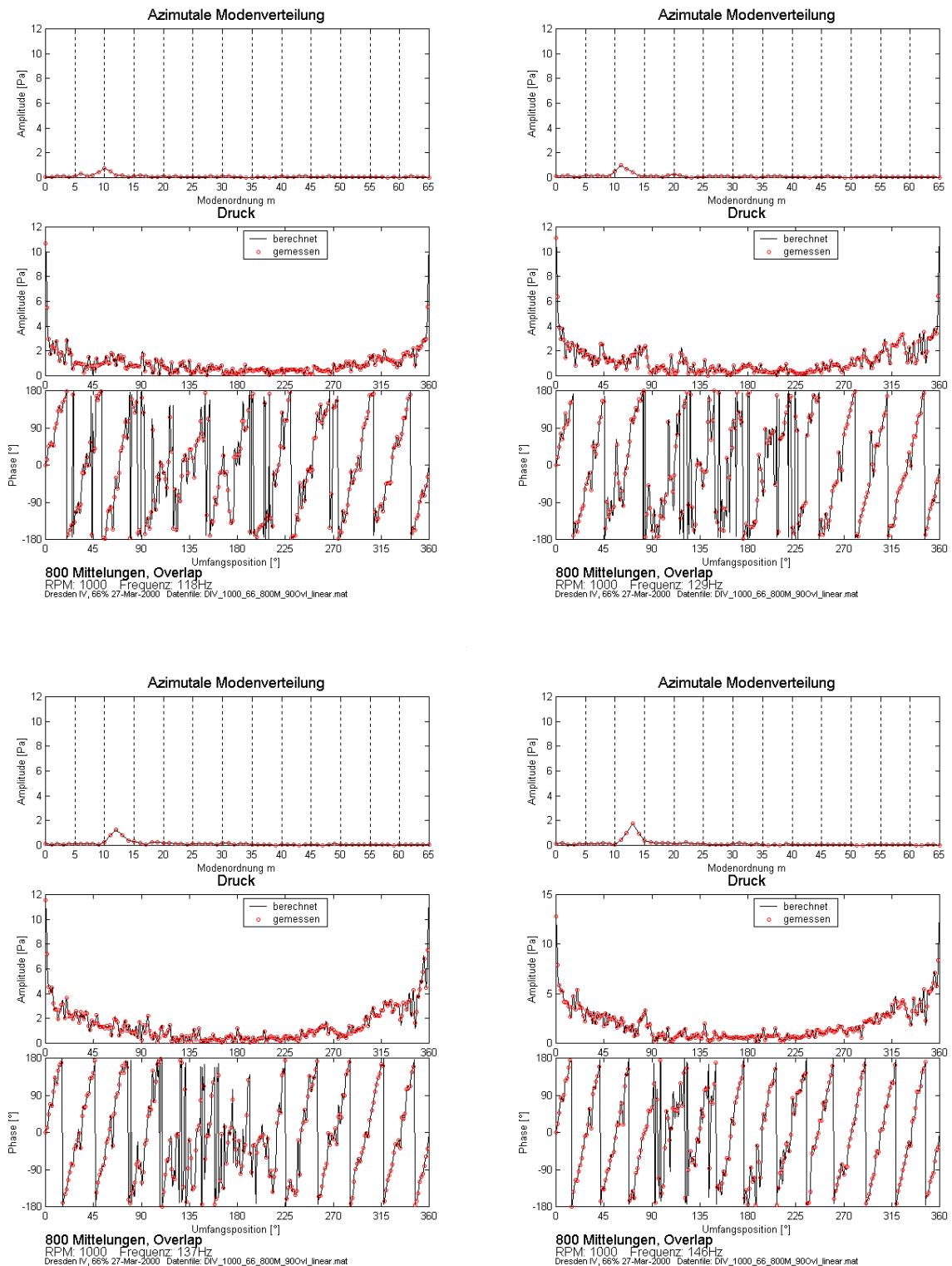


AII 3.4: Spektren einer Umfangsverteilung, Holz-Snubber, Avg: 1100, 1000min⁻¹, $\phi \sim 0.44$.

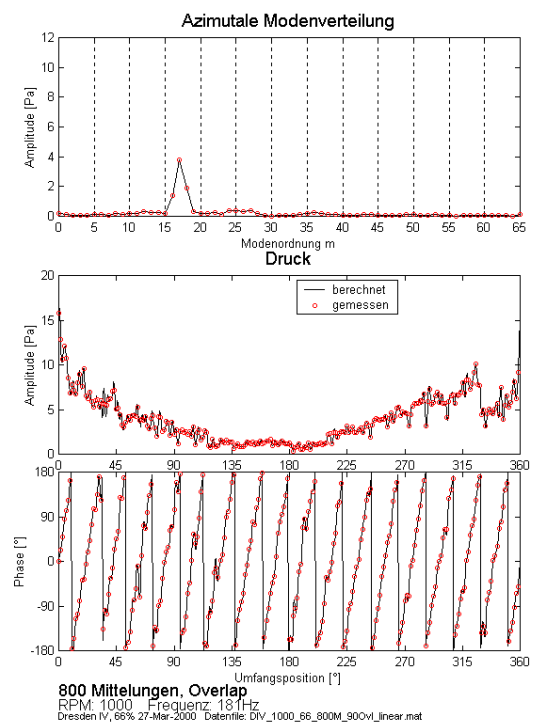
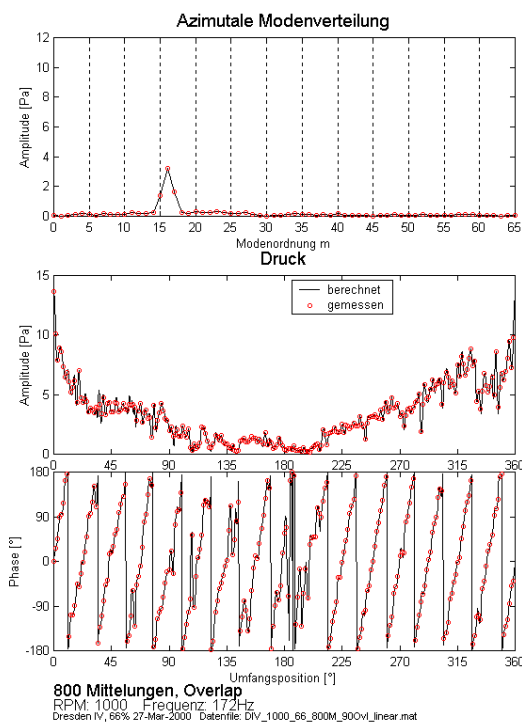
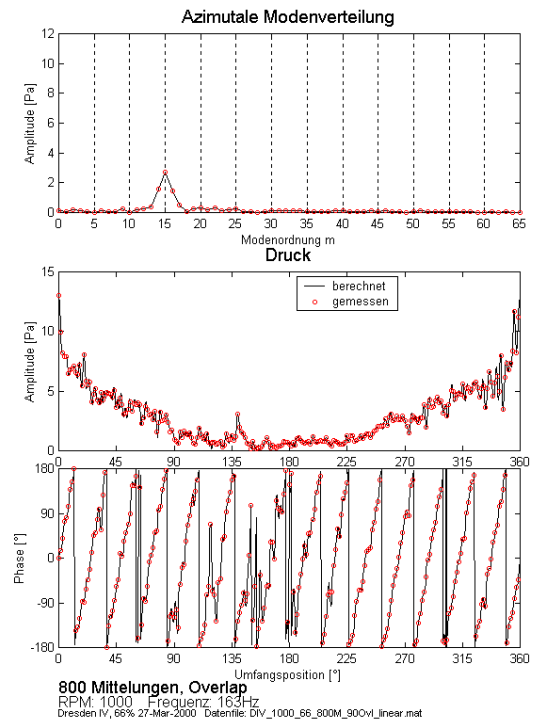
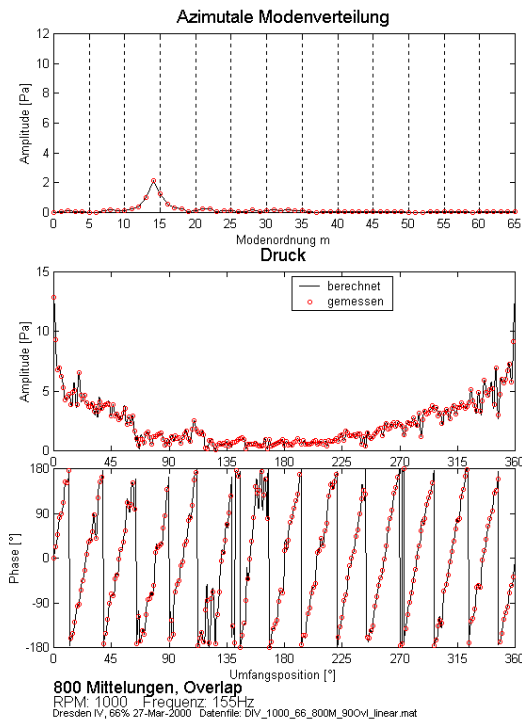
Traversierung, 1000U/min, Abströmung Rotor 3

AII 3.5: Hitzdrahtmessungen, Traversierung über Kanalhöhe hinter Rotor 3,
Vergleich: Original – Snubber – Holz-Snubber, 1000min^{-1} , $\varphi \sim 0.44$.

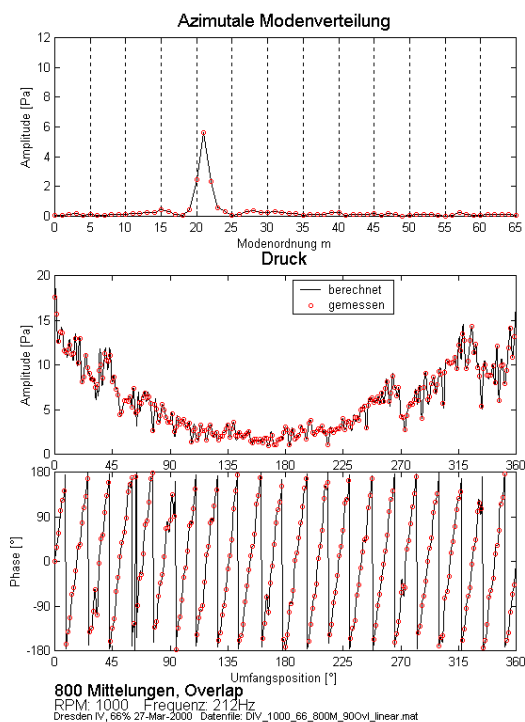
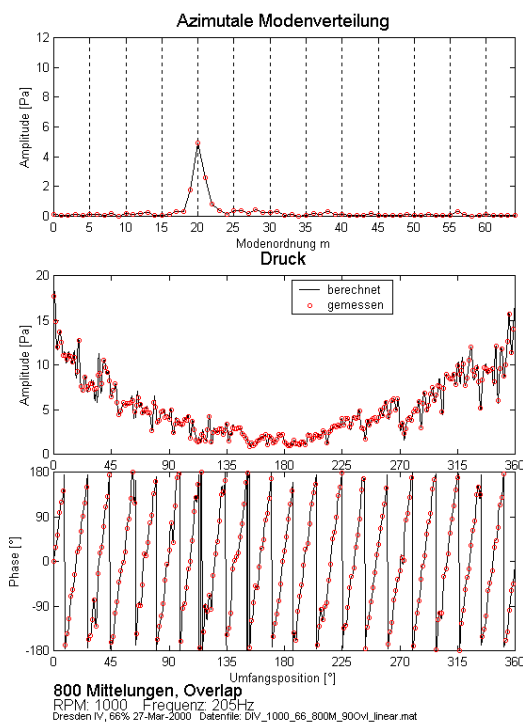
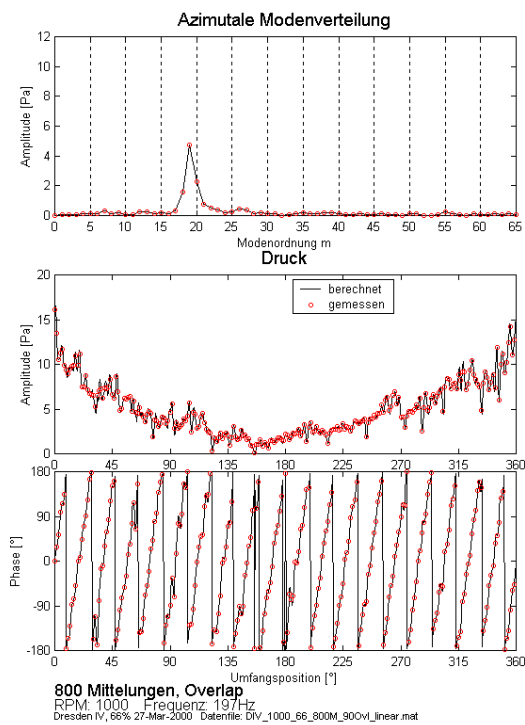
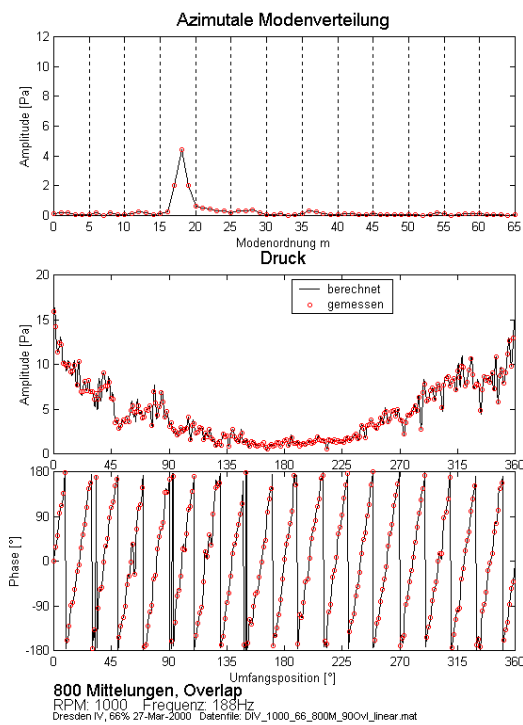
AII-1.4 Ergebnisse der Modal- oder Modenanalyse



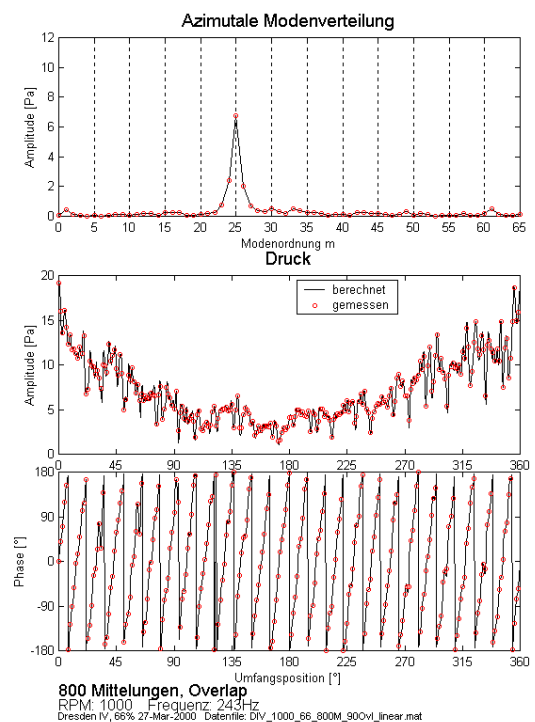
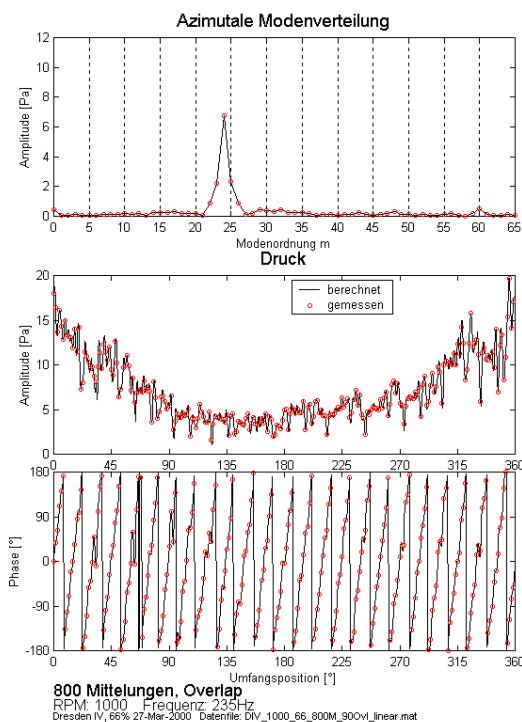
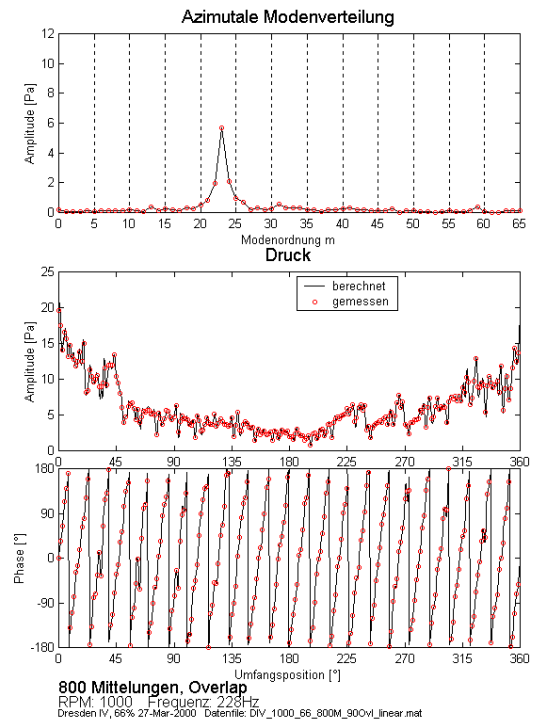
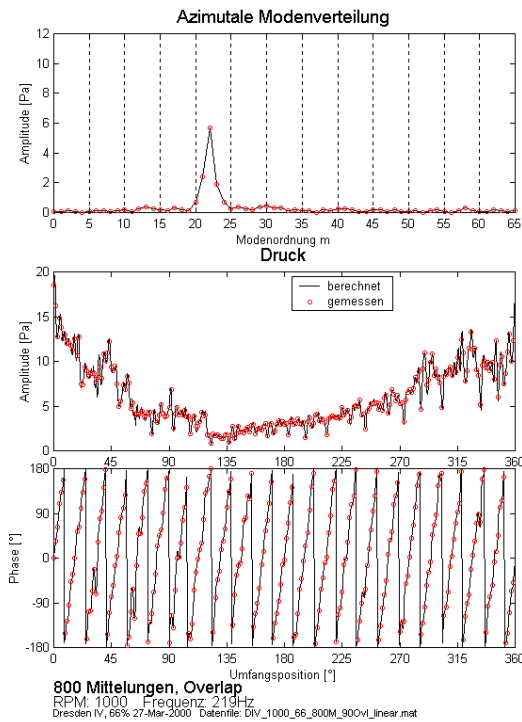
AII 4.1: Oben: Azimutale Modal- oder Modenordnungsverteilung für $\alpha = 10-13$ für einen Betriebspunkt $\varphi \sim 0.44$, 1000 min^{-1} , 800 Mittelungen. **Mitte:** Gemessene und aus Modenordnungsverteilung berechnete Umfangsverteilung des lokalen Schalldruckes. **Unten:** Gemessener und aus Modenordnungsverteilung berechneter Phasenverlauf.



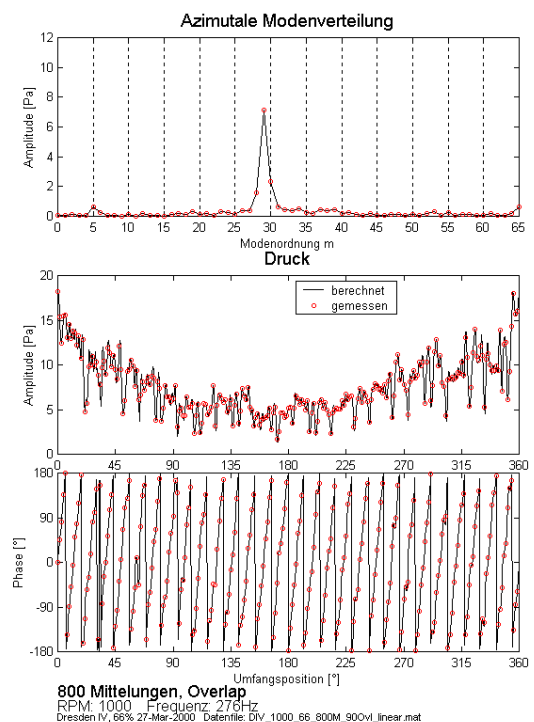
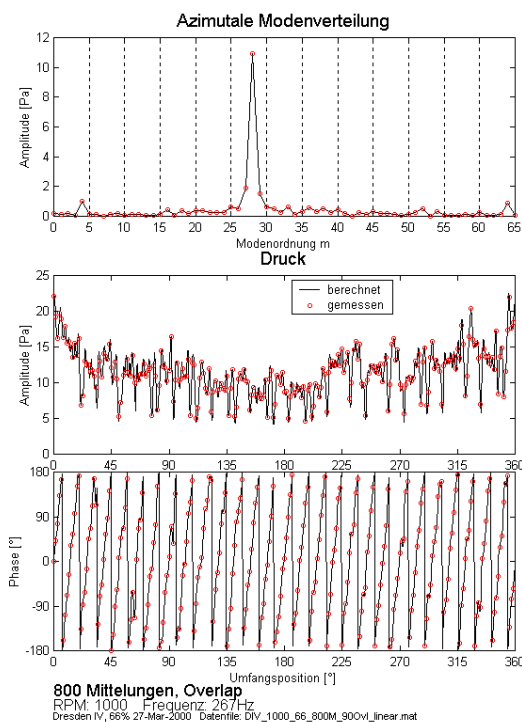
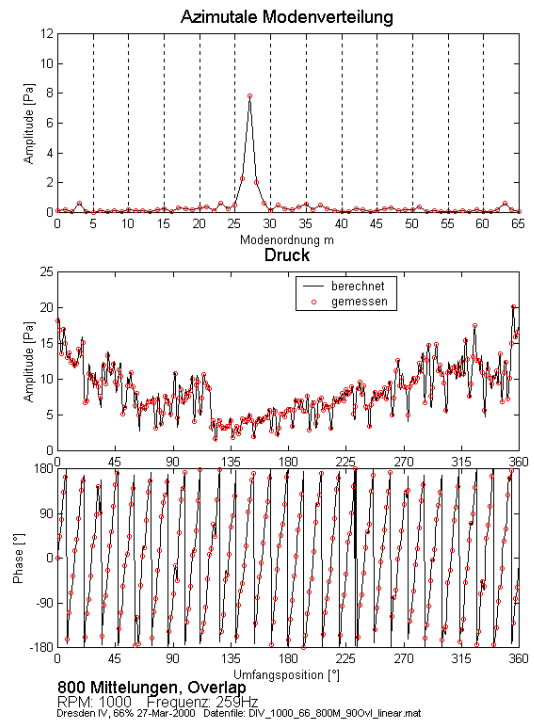
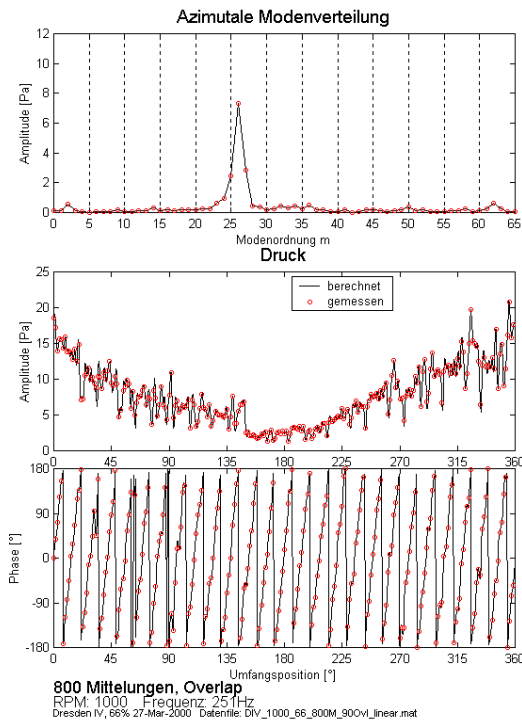
AII 4.2: Oben: Azimutale Modal- oder Modenordnungsverteilung für $\alpha = 14-17$ für einen Betriebspunkt $\varphi \sim 0.44$, 1000min^{-1} , 800 Mittelungen. **Mitte:** Gemessene und aus Modenordnungsverteilung berechnete Umfangsverteilung des lokalen Schalldruckes. **Unten:** Gemessener und aus Modenordnungsverteilung berechneter Phasenverlauf.



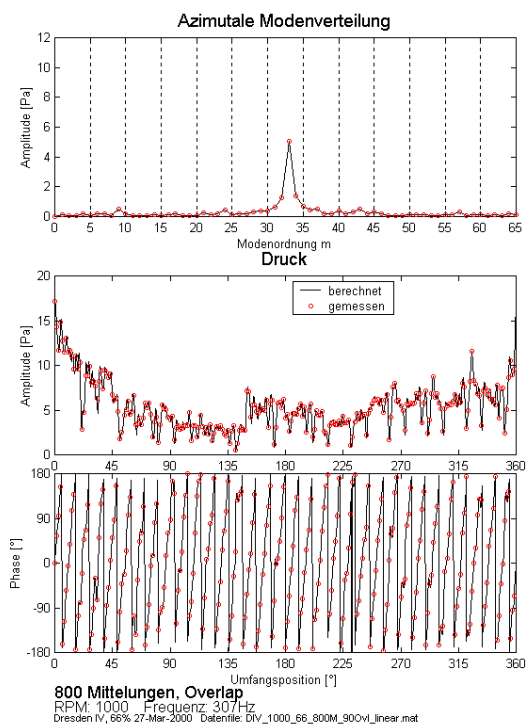
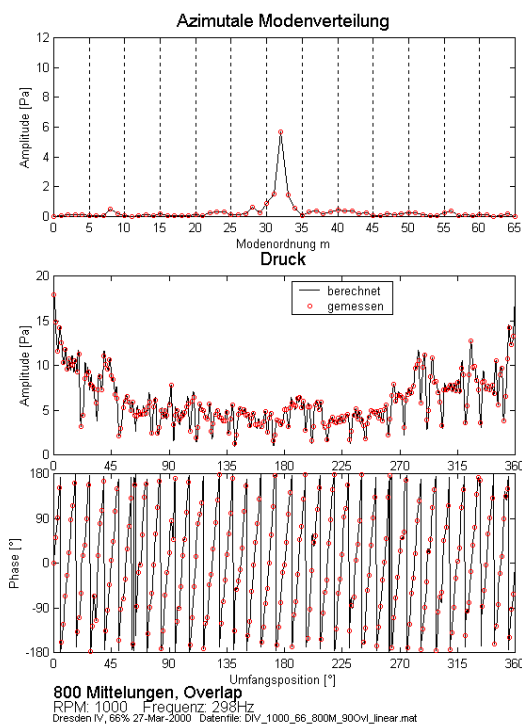
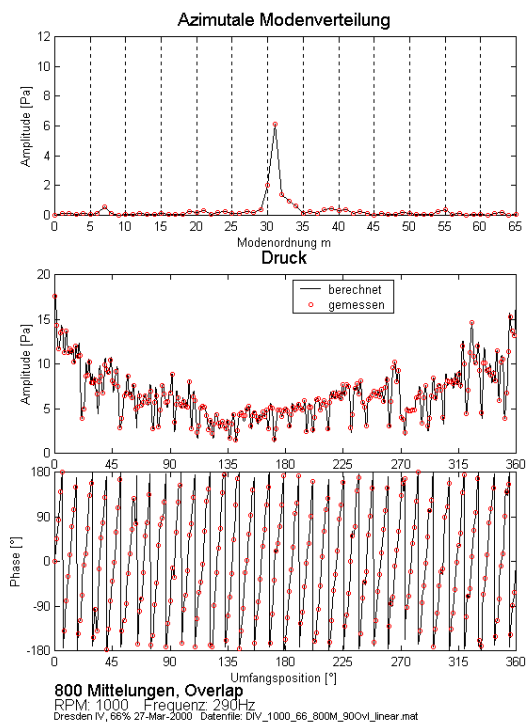
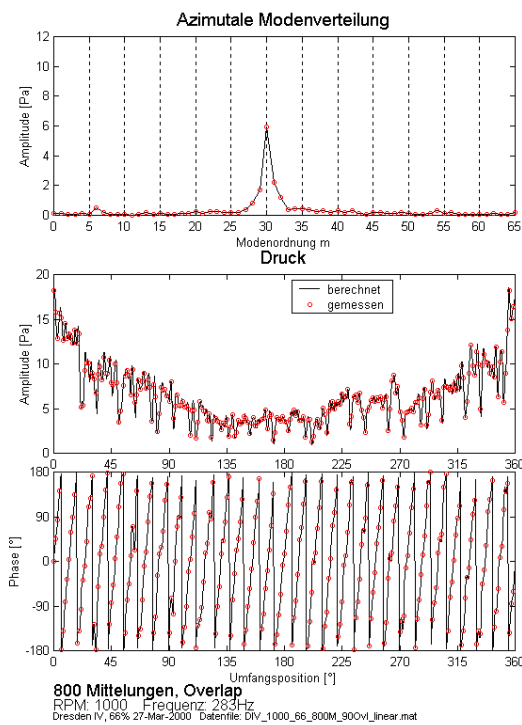
AII 4.3: Oben: Azimutale Modal- oder Modenordnungsverteilung für $\alpha = 18-21$ für einen Betriebspunkt $\varphi \sim 0.44$, 1000min^{-1} , 800 Mittelungen. **Mitte:** Gemessene und aus Modenordnungsverteilung berechnete Umfangsverteilung des lokalen Schalldruckes. **Unten:** Gemessener und aus Modenordnungsverteilung berechneter Phasenverlauf.



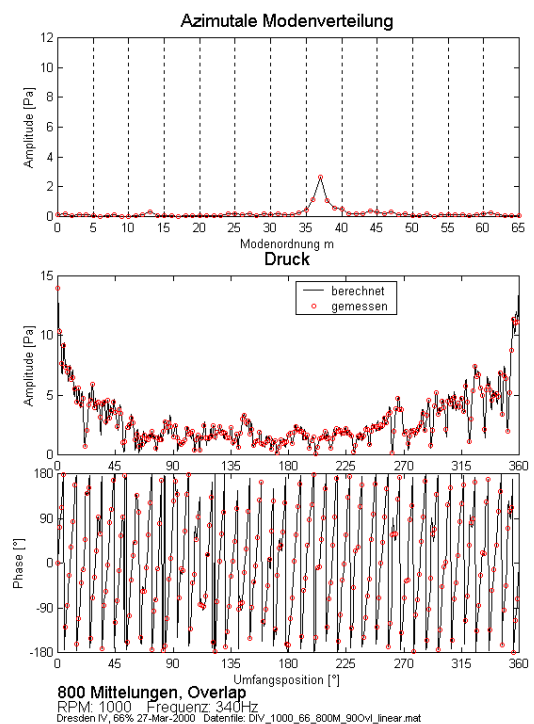
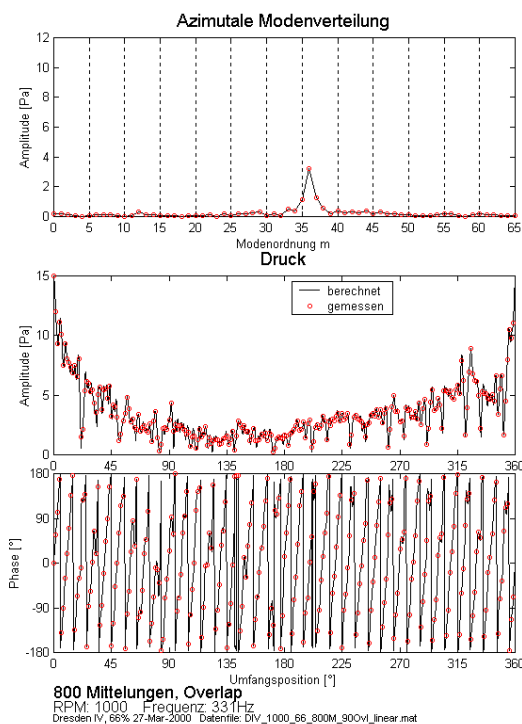
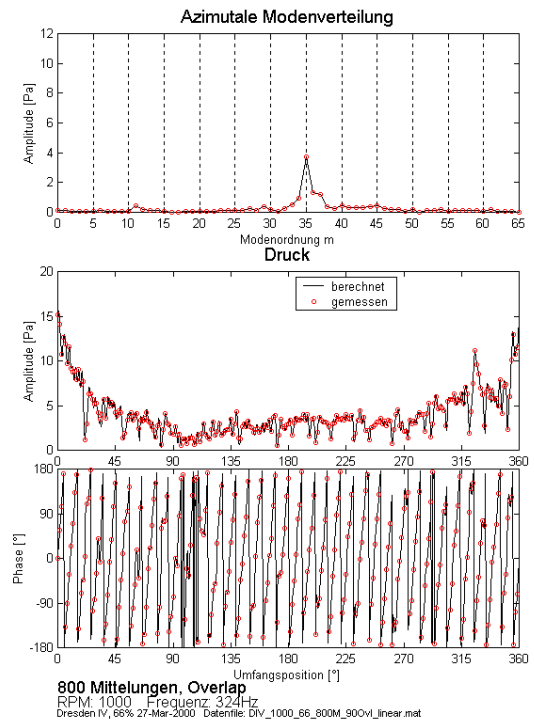
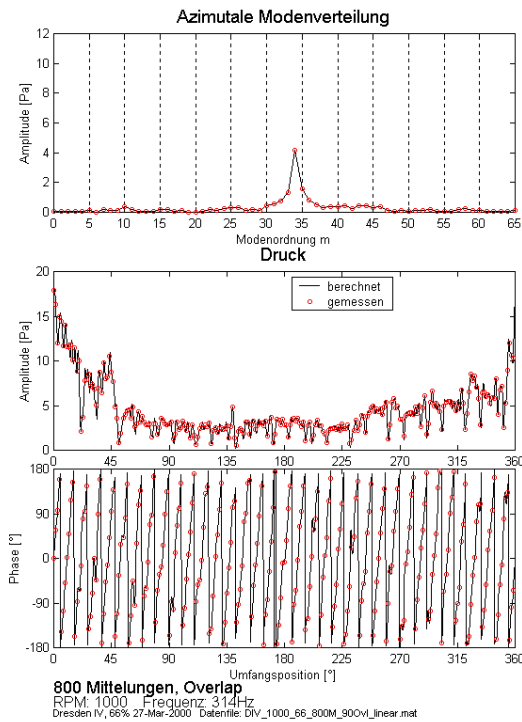
AII 4.4: Oben: Azimutale Modal- oder Modenordnungsverteilung für $\alpha = 22-25$ für einen Betriebspunkt $\varphi \sim 0.44$, 1000min^{-1} , 800 Mittelungen. **Mitte:** Gemessene und aus Modenordnungsverteilung berechnete Umfangsverteilung des lokalen Schalldruckes. **Unten:** Gemessener und aus Modenordnungsverteilung berechneter Phasenverlauf.



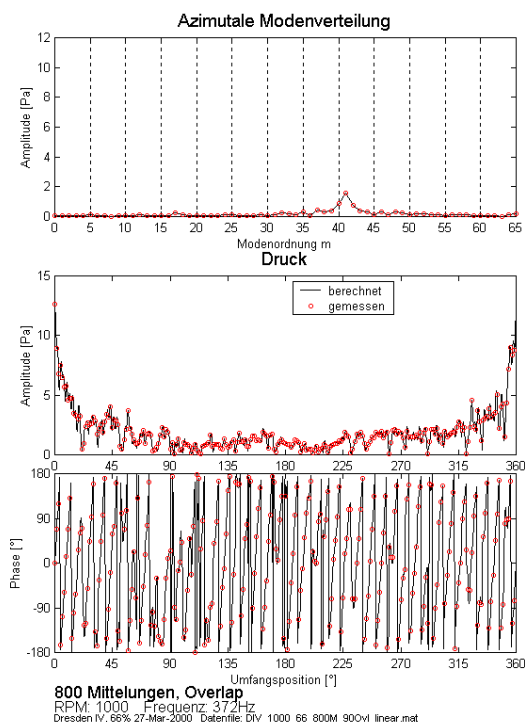
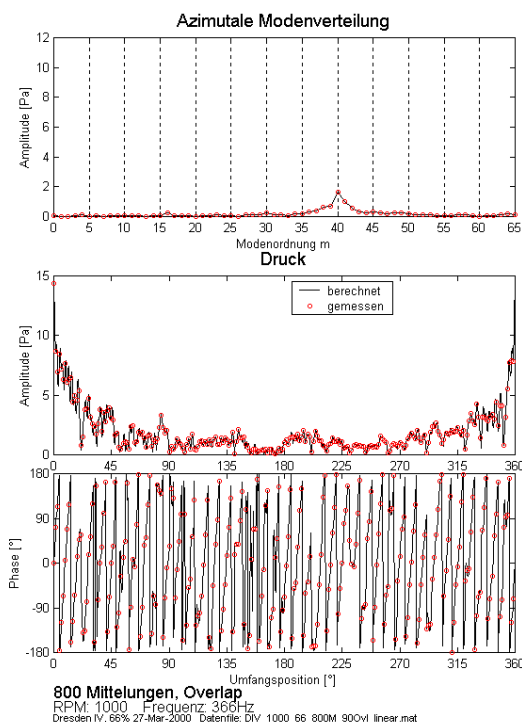
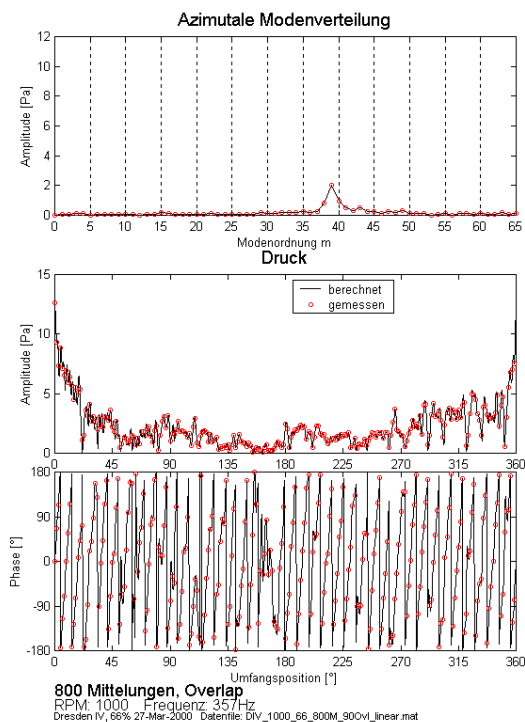
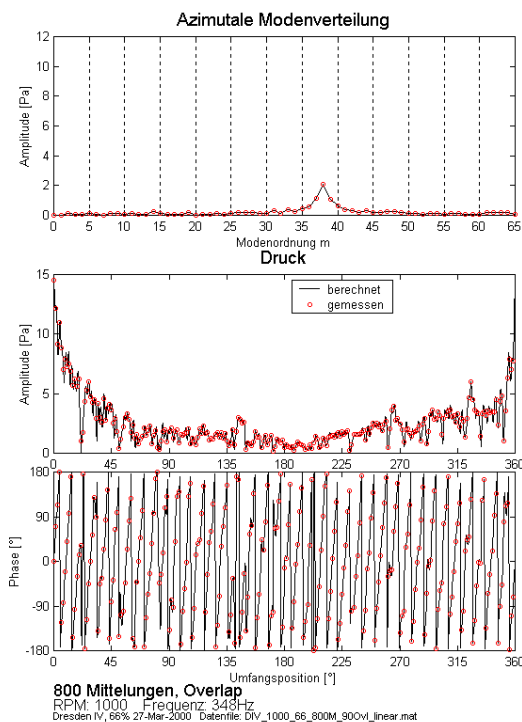
AII 4.5: Oben: Azimutale Modal- oder Modenordnungsverteilung für $\alpha = 26-29$ für einen Betriebspunkt $\varphi \sim 0.44$, 1000 min^{-1} , 800 Mittelungen. **Mitte:** Gemessene und aus Modenordnungsverteilung berechnete Umfangsverteilung des lokalen Schalldruckes. **Unten:** Gemessener und aus Modenordnungsverteilung berechneter Phasenverlauf.



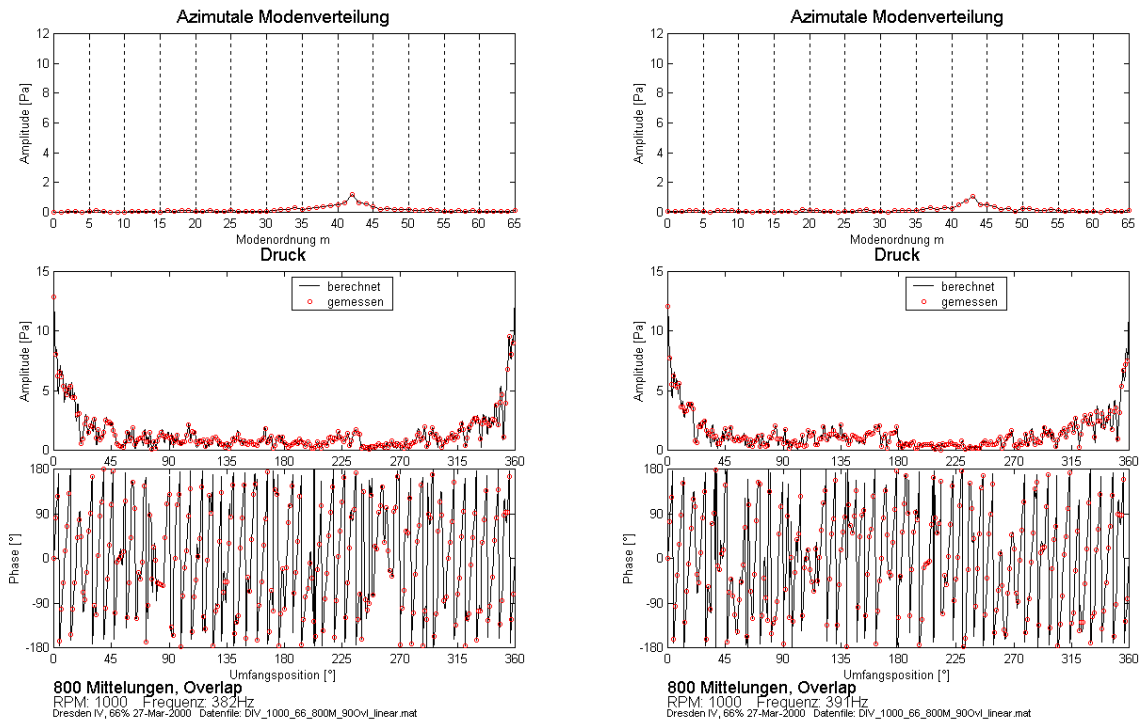
AII 4.6: Oben: Azimutale Modal- oder Modenordnungsverteilung für $\alpha = 30-33$ für einen Betriebspunkt $\varphi \sim 0.44$, 1000min^{-1} , 800 Mittelungen. **Mitte:** Gemessene und aus Modenordnungsverteilung berechnete Umfangsverteilung des lokalen Schalldruckes. **Unten:** Gemessener und aus Modenordnungsverteilung berechneter Phasenverlauf.



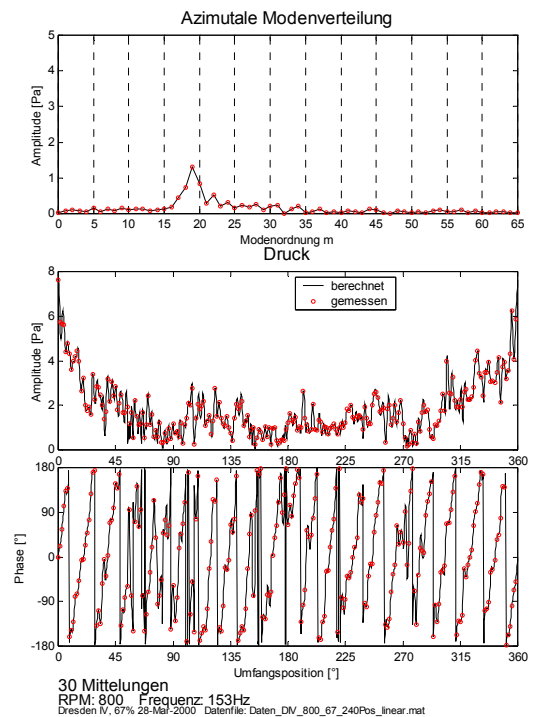
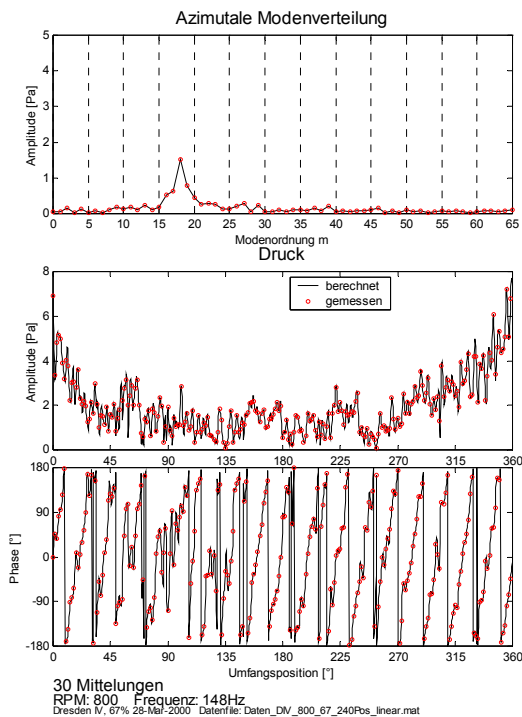
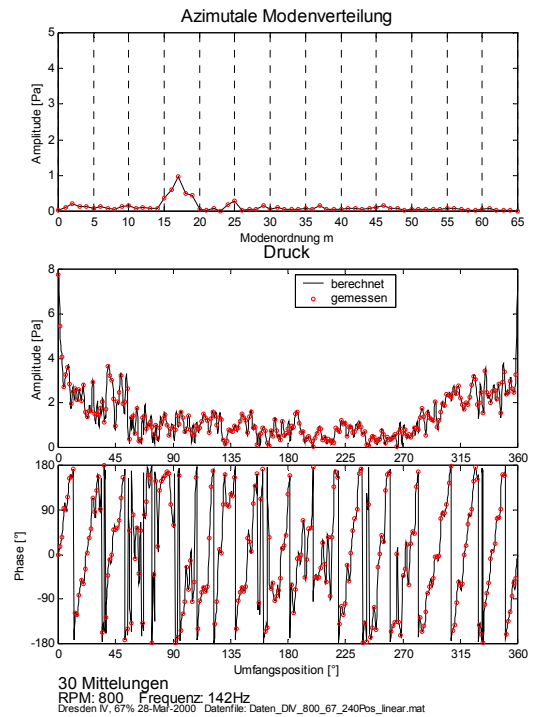
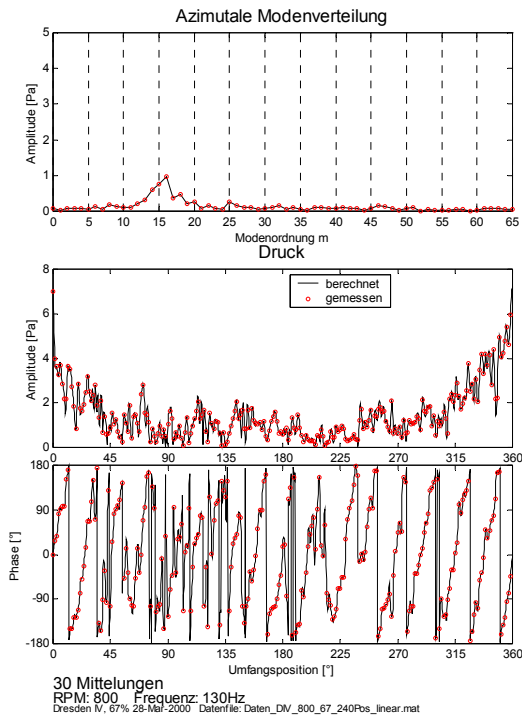
AII 4.7: Oben: Azimutale Modal- oder Modenordnungsverteilung für $\alpha = 34-37$ für einen Betriebspunkt $\varphi \sim 0.44$, 1000min^{-1} , 800 Mittelungen. **Mitte:** Gemessene und aus Modenordnungsverteilung berechnete Umfangsverteilung des lokalen Schalldruckes. **Unten:** Gemessener und aus Modenordnungsverteilung berechneter Phasenverlauf.



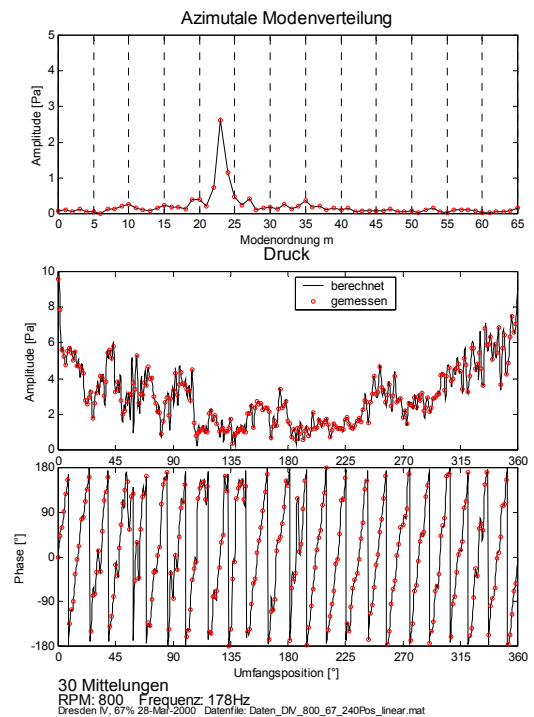
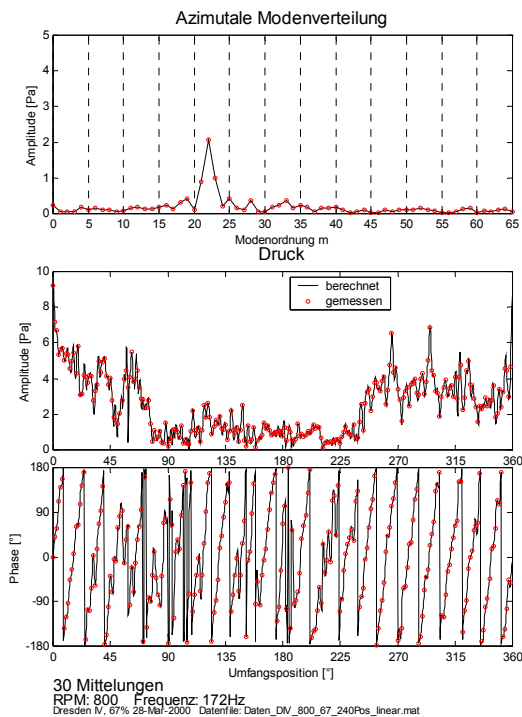
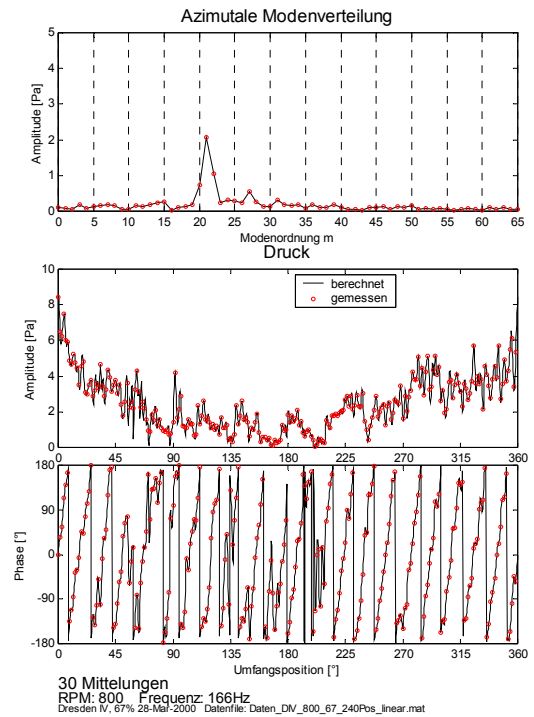
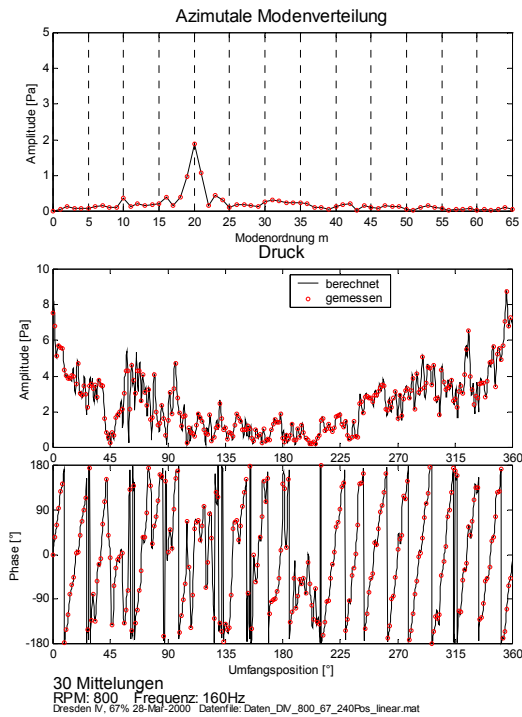
AII 4.8: Oben: Azimutale Modal- oder Modenordnungsverteilung für $\alpha = 38-41$ für einen Betriebspunkt $\varphi \sim 0.44$, 1000min^{-1} , 800 Mittelungen. **Mitte:** Gemessene und aus Modenordnungsverteilung berechnete Umfangsverteilung des lokalen Schalldruckes. **Unten:** Gemessener und aus Modenordnungsverteilung berechneter Phasenverlauf.



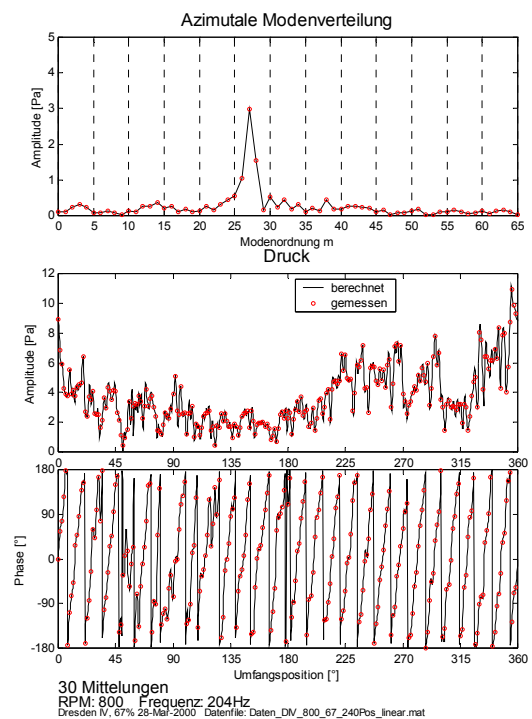
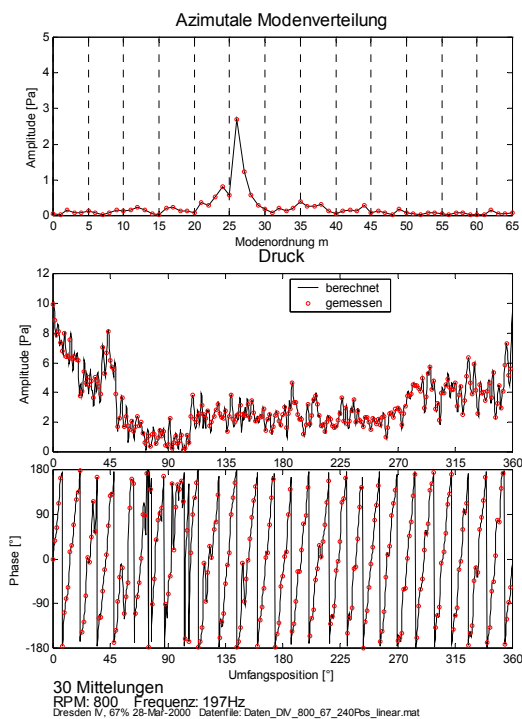
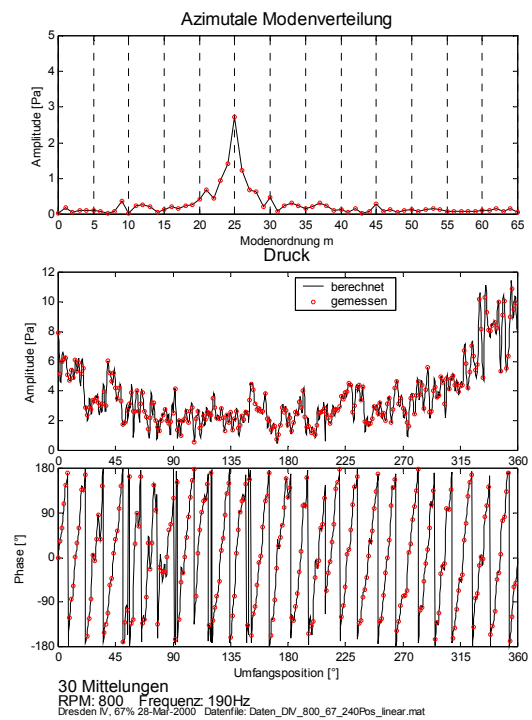
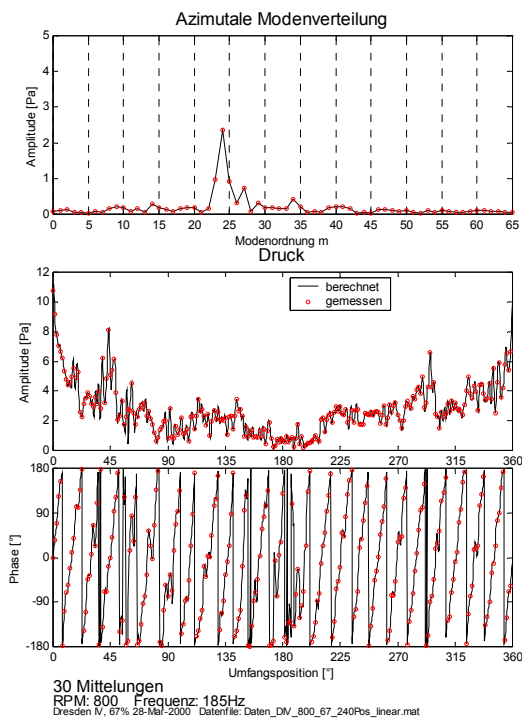
AII 4.9: Oben: Azimutale Modal- oder Modenordnungsverteilung für $\alpha = 42-43$ für einen Betriebspunkt $\phi \sim 0.44$, 1000 min^{-1} , 800 Mittellungen. **Mitte:** Gemessene und aus Modenordnungsverteilung berechnete Umfangsverteilung des lokalen Schalldruckes. **Unten:** Gemessener und aus Modenordnungsverteilung berechneter Phasenverlauf.



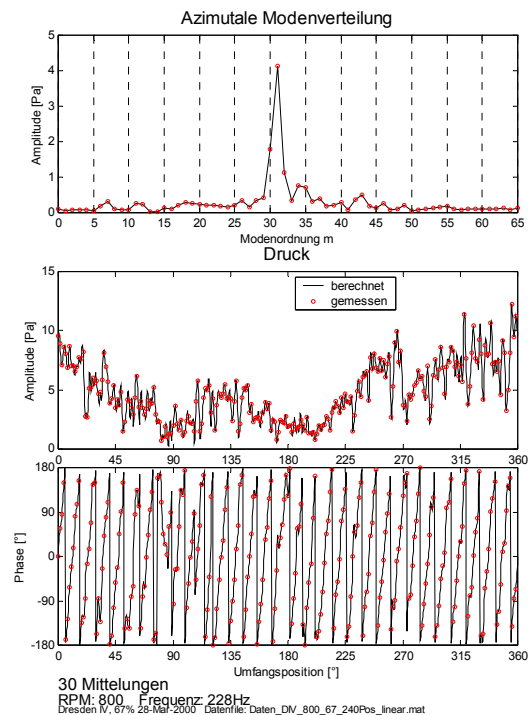
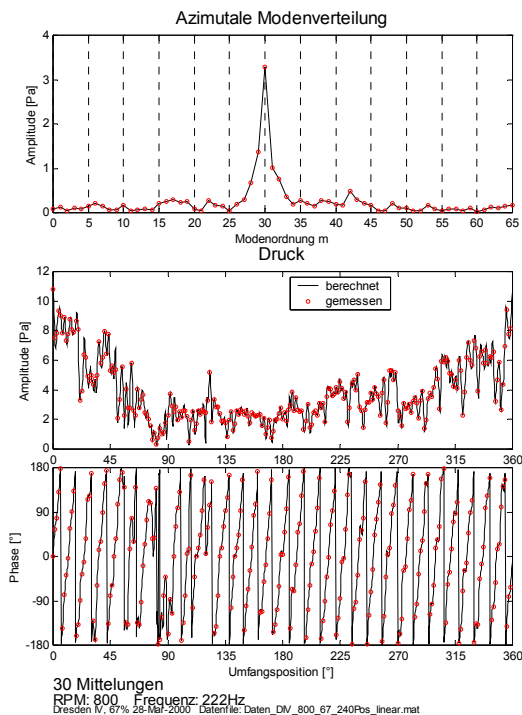
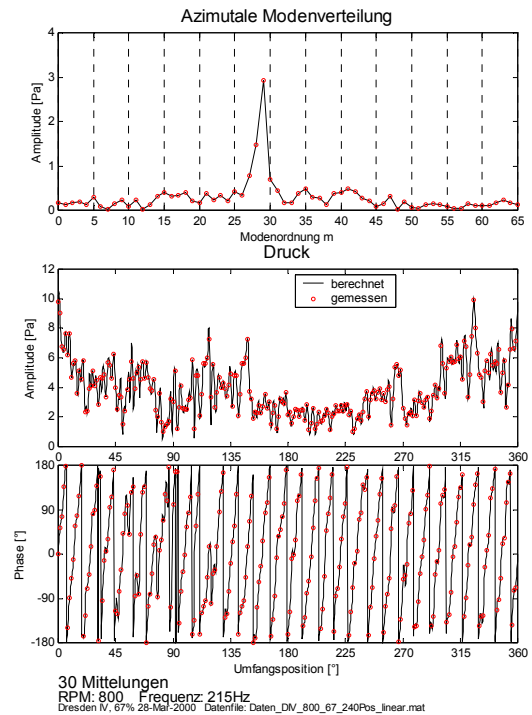
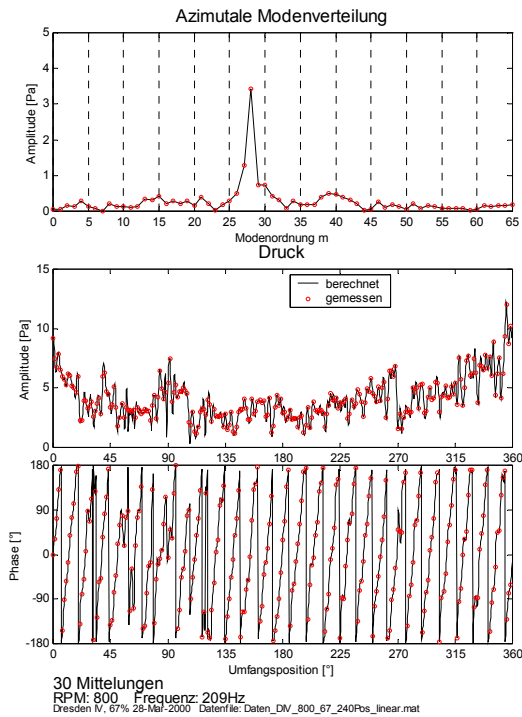
AII 4.10: Oben: Azimutale Modal- oder Modenordnungsverteilung für $\alpha = 16-19$ für einen Betriebspunkt $\varphi \sim 0.44$, 800min^{-1} , 30 Mittelungen. **Mitte:** Gemessene und aus Modenordnungsverteilung berechnete Umfangsverteilung des lokalen Schalldruckes. **Unten:** Gemessener und aus Modenordnungsverteilung berechneter Phasenverlauf.



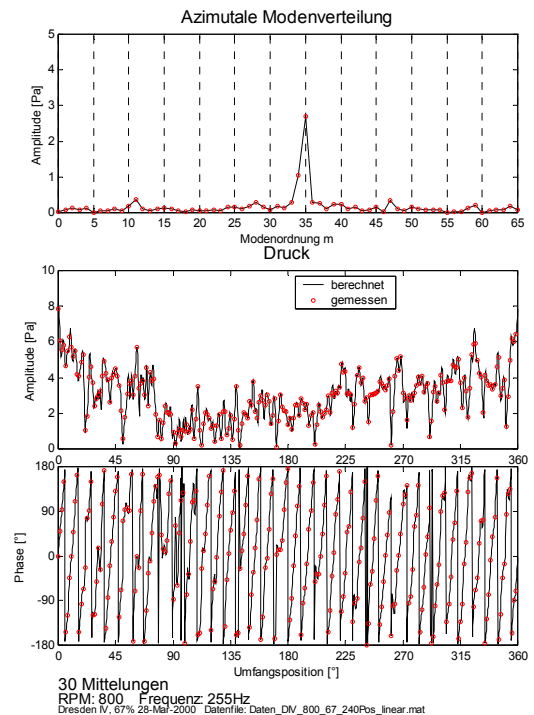
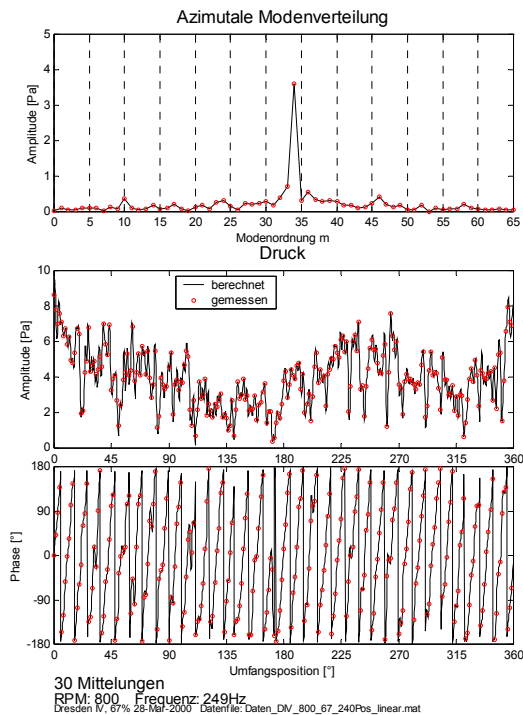
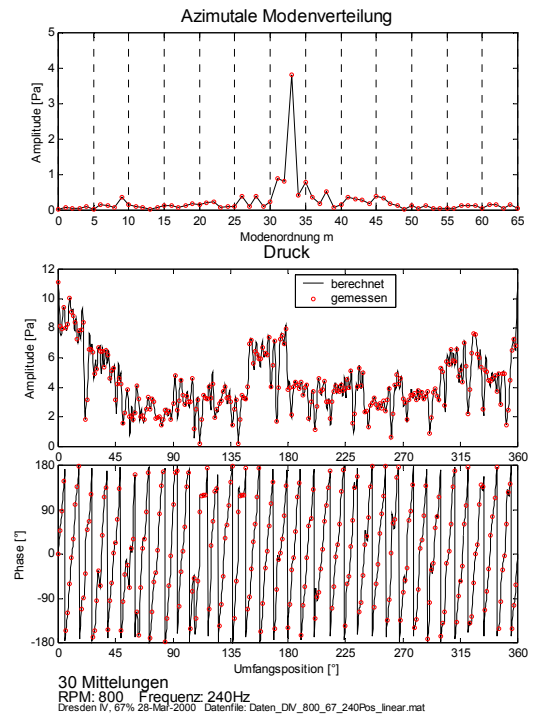
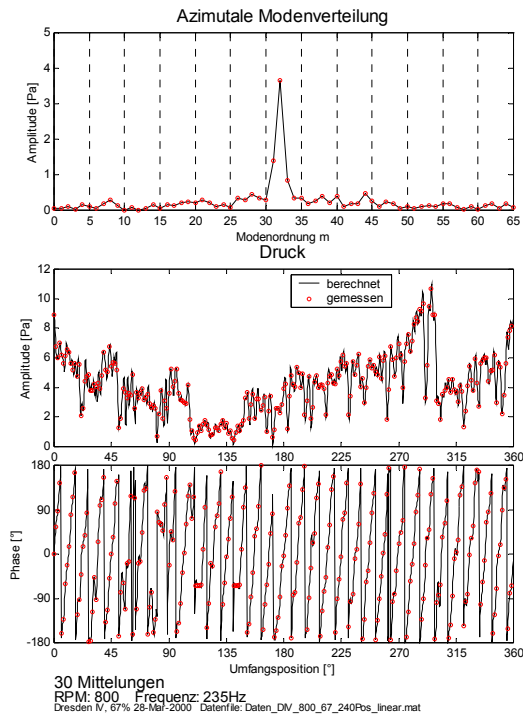
AII 4.11: Oben: Azimutale Modal- oder Modenordnungsverteilung für $\alpha = 20-23$ für einen Betriebspunkt $\varphi \sim 0.44, 800\text{min}^{-1}$, 30 Mittelungen. **Mitte:** Gemessene und aus Modenordnungsverteilung berechnete Umfangsverteilung des lokalen Schalldruckes. **Unten:** Gemessener und aus Modenordnungsverteilung berechneter Phasenverlauf.



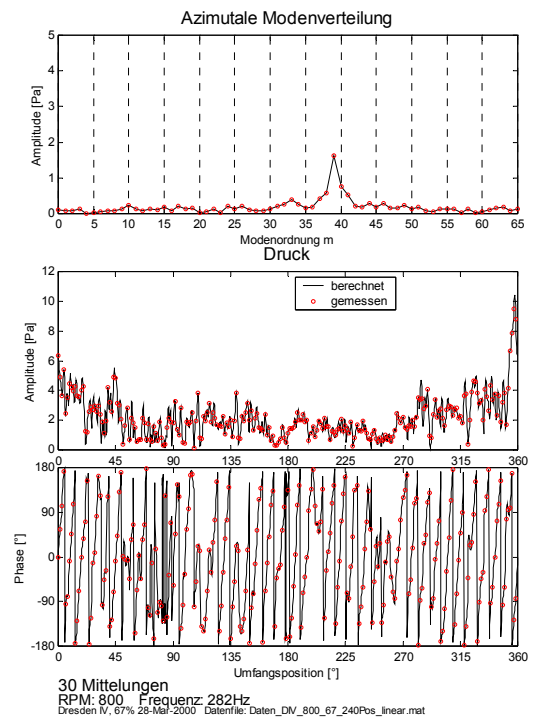
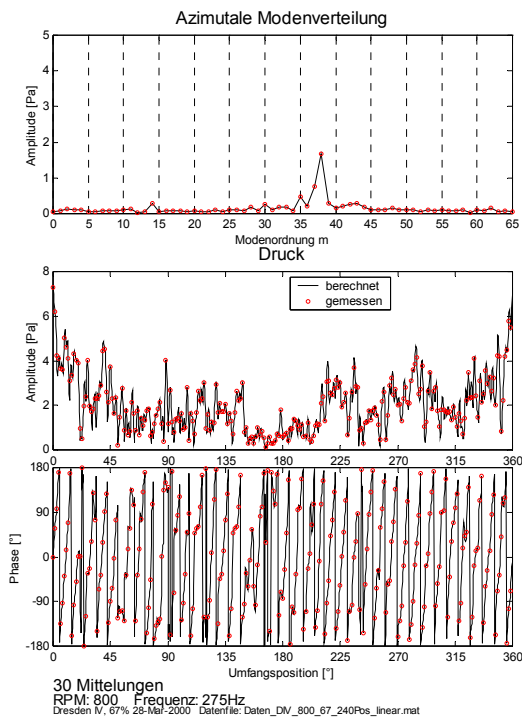
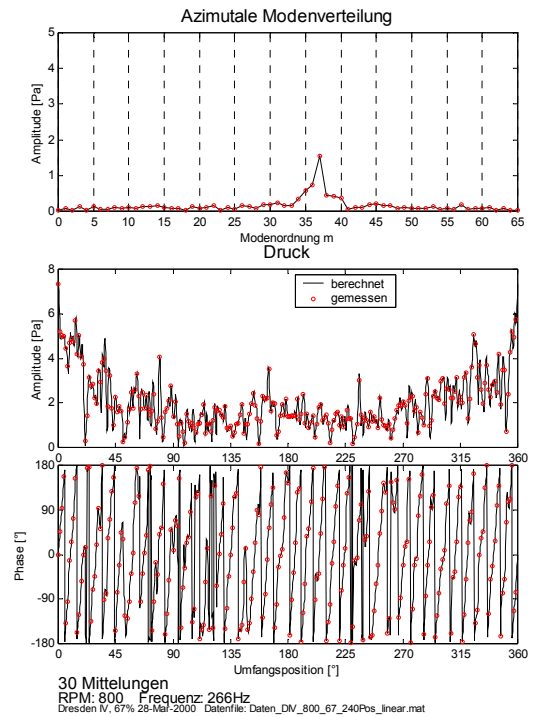
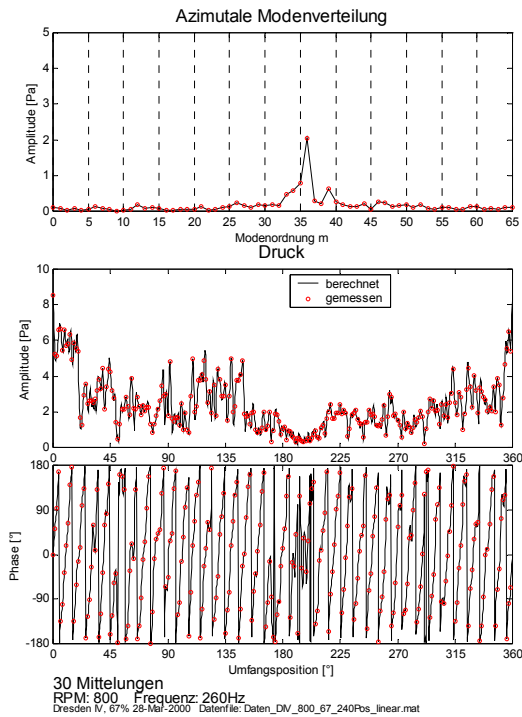
AII 4.12: Oben: Azimutale Modal- oder Modenordnungsverteilung für $\alpha = 24-27$ für einen Betriebspunkt $\varphi \sim 0.44$, 800min^{-1} , 30 Mittelungen. **Mitte:** Gemessene und aus Modenordnungsverteilung berechnete Umfangsverteilung des lokalen Schalldruckes. **Unten:** Gemessener und aus Modenordnungsverteilung berechneter Phasenverlauf.



AII 4.12: Oben: Azimutale Modal- oder Modenordnungsverteilung für $\alpha = 28-31$ für einen Betriebspunkt $\varphi \sim 0.44$, 800min^{-1} , 30 Mittelungen. **Mitte:** Gemessene und aus Modenordnungsverteilung berechnete Umfangsverteilung des lokalen Schalldruckes. **Unten:** Gemessener und aus Modenordnungsverteilung berechneter Phasenverlauf.

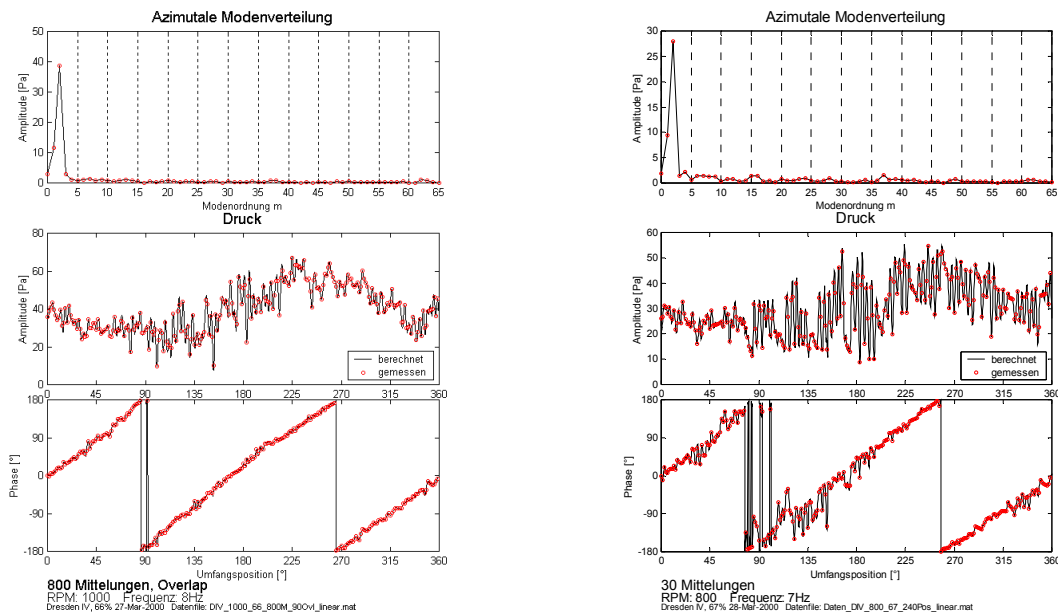


AII 4.13: Oben: Azimutale Modal- oder Modenordnungsverteilung für $\alpha = 32-35$ für einen Betriebspunkt $\varphi \sim 0.44$, 800min^{-1} , 30 Mittelungen. **Mitte:** Gemessene und aus Modenordnungsverteilung berechnete Umfangsverteilung des lokalen Schalldruckes. **Unten:** Gemessener und aus Modenordnungsverteilung berechneter Phasenverlauf.



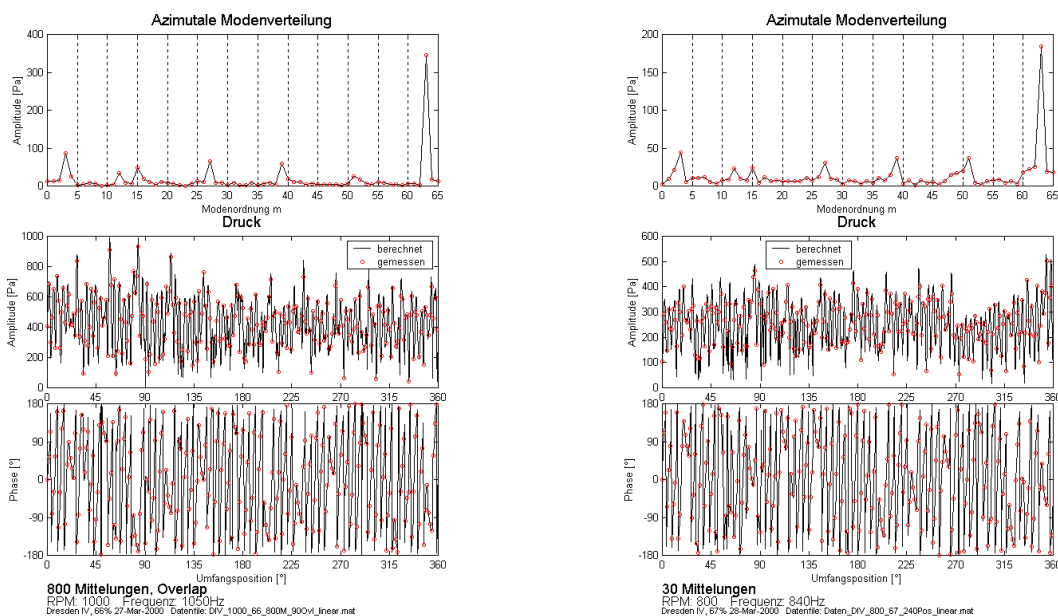
AII 4.14: Oben: Azimutale Modal- oder Modenordnungsverteilung für $\alpha = 36-39$ für einen Betriebspunkt $\varphi \sim 0.44, 800\text{min}^{-1}$, 30 Mittelungen. **Mitte:** Gemessene und aus Modenordnungsverteilung berechnete Umfangsverteilung des lokalen Schalldruckes. **Unten:** Gemessener und aus Modenordnungsverteilung berechneter Phasenverlauf.

AII-5 Ergebnisse der Umfangsstrukturanalysen



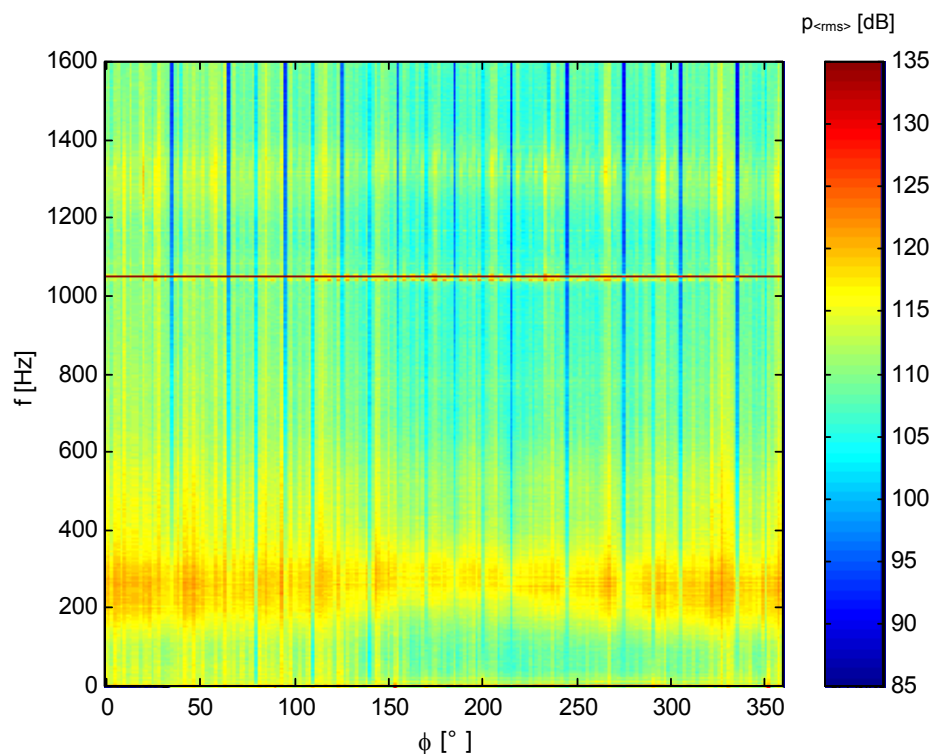
AII 5.1: Modalanalyse für die tieffrequenten Phänomene, **links:** 1000min^{-1} , **rechts:** 800min^{-1}

Oben: Azimutale Modal- oder Modenordnungsverteilung für $\alpha = 2$, Betriebspunkt $\varphi \sim 0.44$.
Mitte: Gemessene und aus Modenordnungsverteilung berechnete Umfangsverteilung des lokalen Schalldruckes. **Unten:** Gemessener und aus Modenordnungsverteilung berechneter Phasenverlauf.

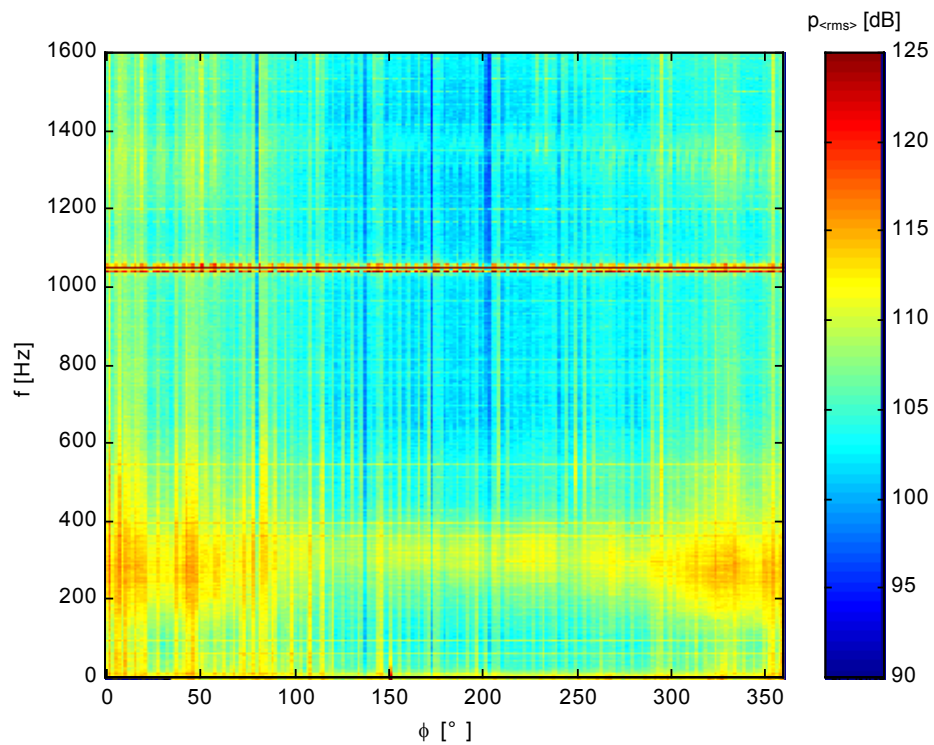


AII 5.2: Modalanalyse der Blattfolgefrequenz, **links:** 1000min^{-1} , **rechts:** 800min^{-1}

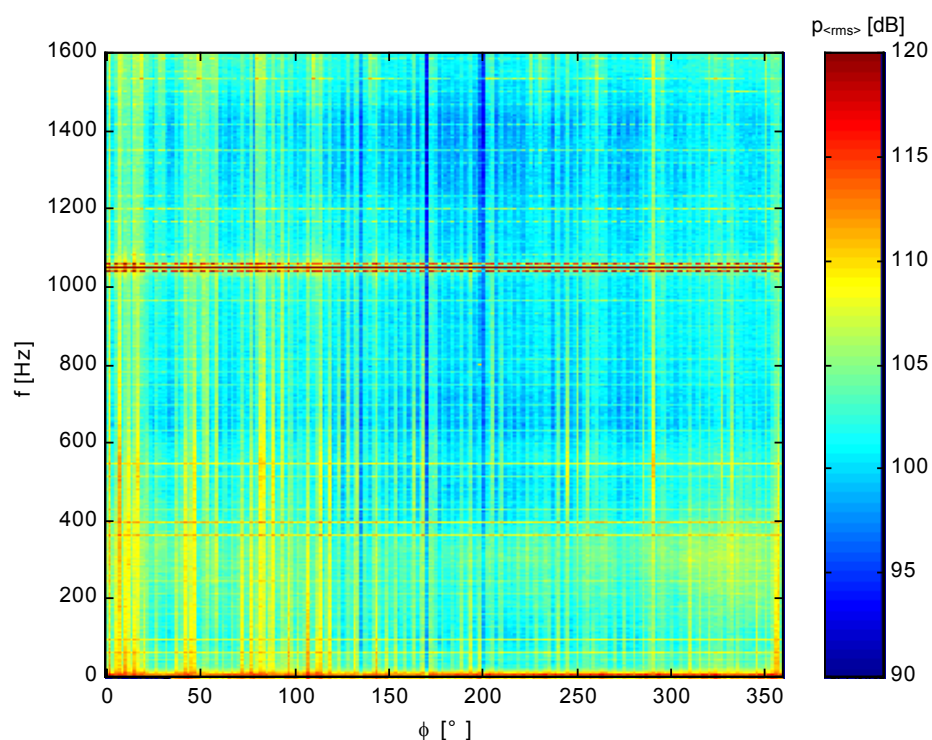
Oben: Azimutale Modal- oder Modenordnungsverteilung für $\alpha = 63$, Betriebspunkt $\varphi \sim 0.44$.
Mitte: Gemessene und aus Modenordnungsverteilung berechnete Umfangsverteilung des lokalen Schalldruckes. **Unten:** Gemessener und aus Modenordnungsverteilung berechneter Phasenverlauf.



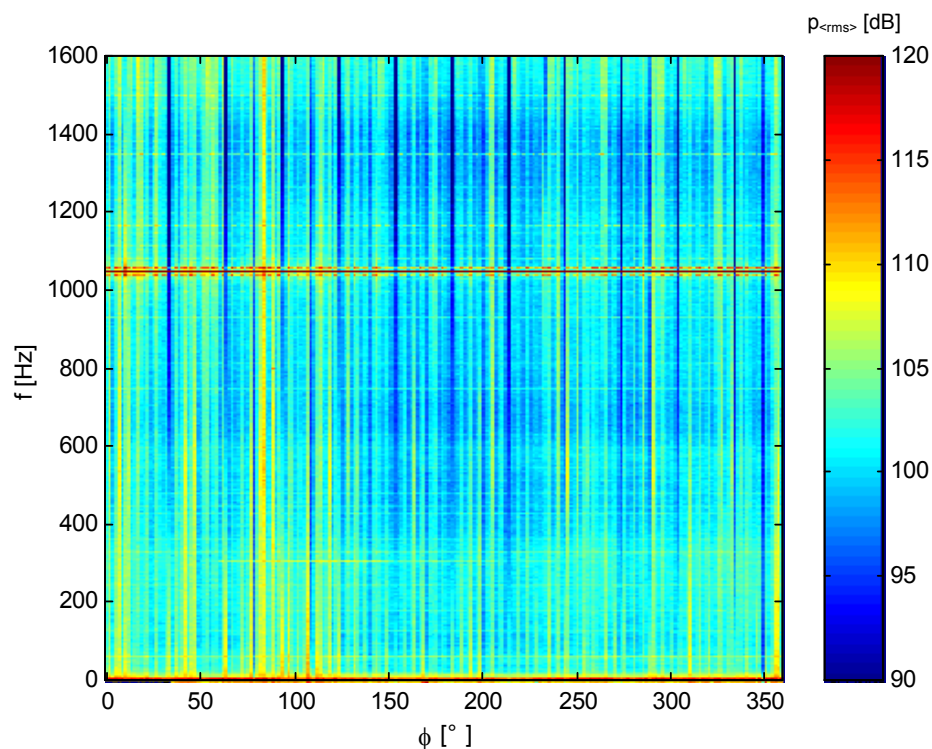
AII 5.3: Frequenzspektren für 144 äquidistante Aufnehmerpositionen dargestellt über die Umfangskoordinate ϕ . Betriebspunkt $\varphi \sim 0.44$, 1000min^{-1} , $S = 5\text{mm}$.



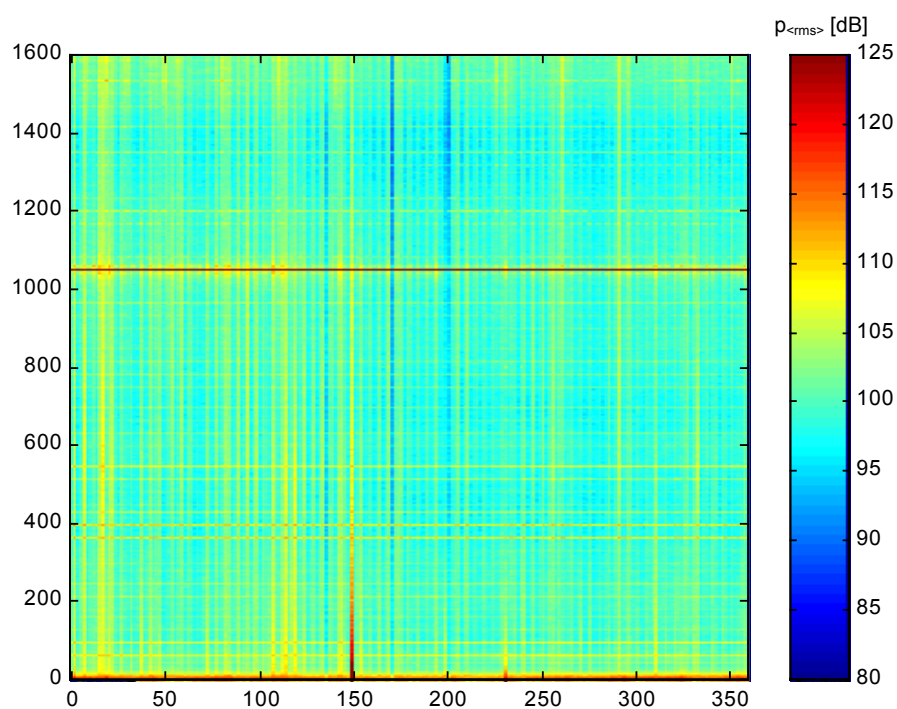
AII 5.4: Frequenzspektren für 144 äquidistante Aufnehmerpositionen dargestellt über die Umfangskoordinate ϕ . Betriebspunkt $\varphi \sim 0.48$, 1000min^{-1} , $S = 5\text{mm}$.



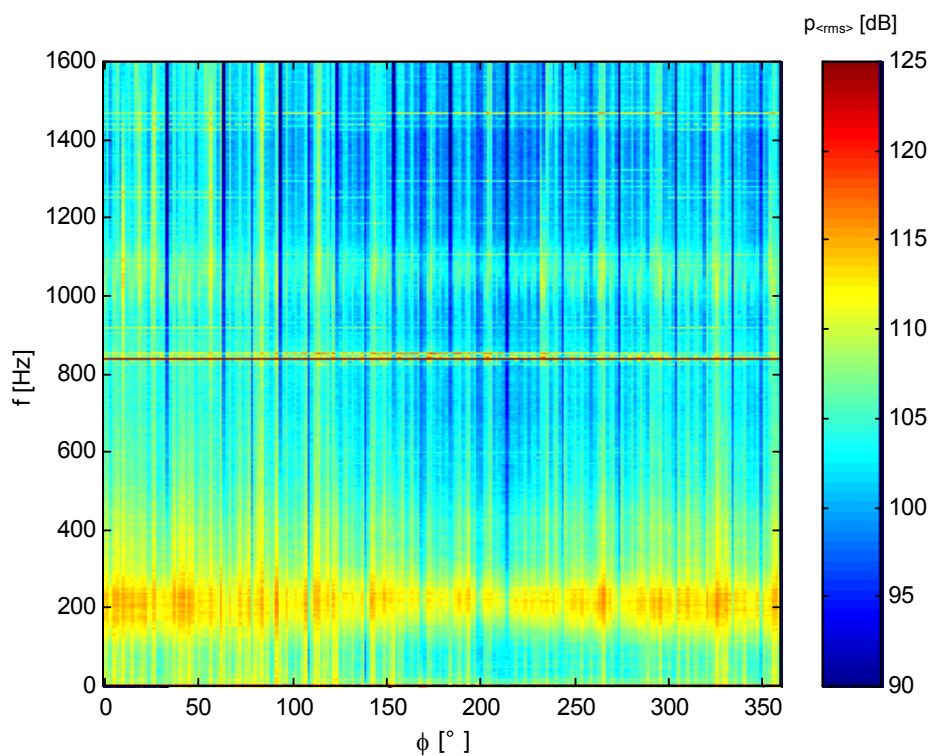
AI 5.5: Frequenzspektren für 144 äquidistante Aufnehmerpositionen dargestellt über die Umfangskoordinate ϕ . Betriebspunkt $\varphi \sim 0.49$, 1000 min^{-1} , $S = 5 \text{ mm}$.



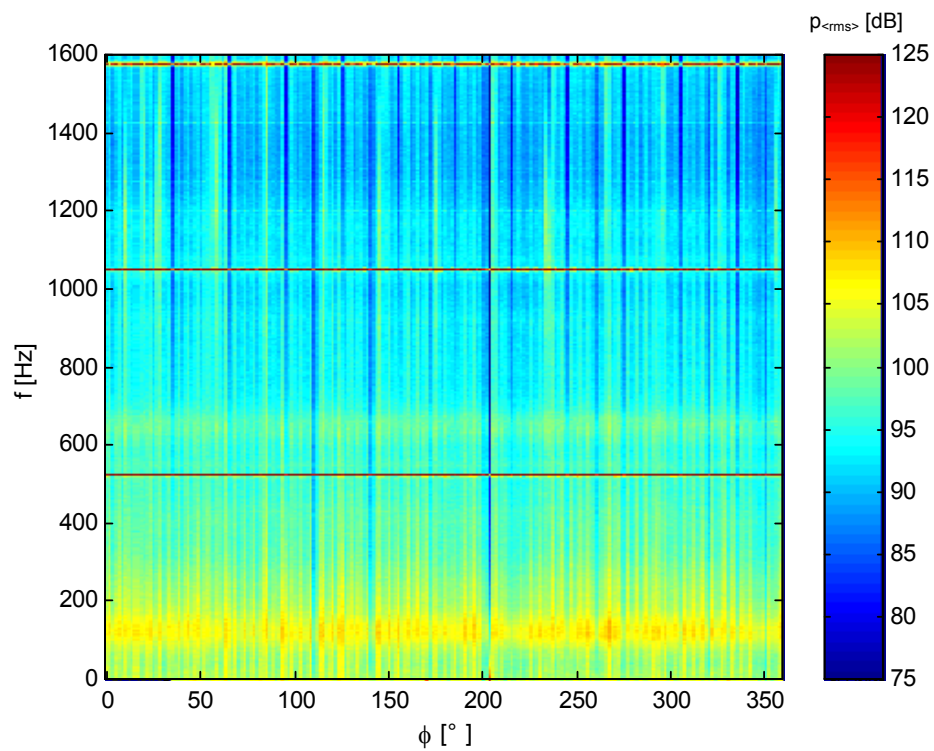
AI 5.6: Frequenzspektren für 144 äquidistante Aufnehmerpositionen dargestellt über die Umfangskoordinate ϕ . Betriebspunkt $\varphi \sim 0.5$, 1000 min^{-1} , $S = 5 \text{ mm}$.



AII 5.7: Frequenzspektren für 144 äquidistante Aufnehmerpositionen dargestellt über die Umfangskoordinate ϕ . Betriebspunkt $\varphi \sim 0.51$, 1000 min^{-1} , $S = 5 \text{ mm}$.

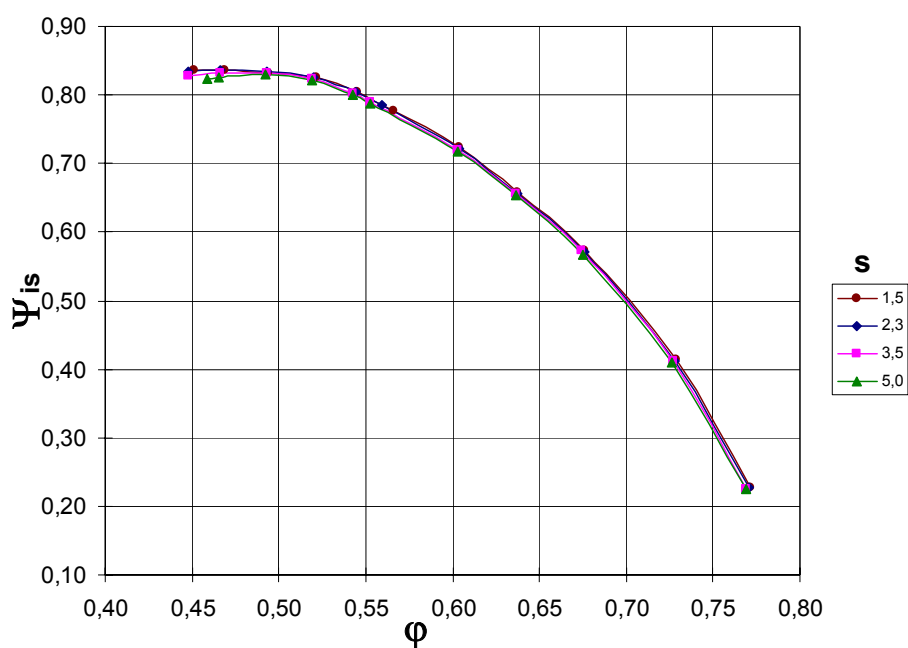


AII 5.8: Frequenzspektren für 144 äquidistante Aufnehmerpositionen dargestellt über die Umfangskoordinate ϕ . Betriebspunkt $\varphi \sim 0.44$, 800 min^{-1} , $S = 5 \text{ mm}$.

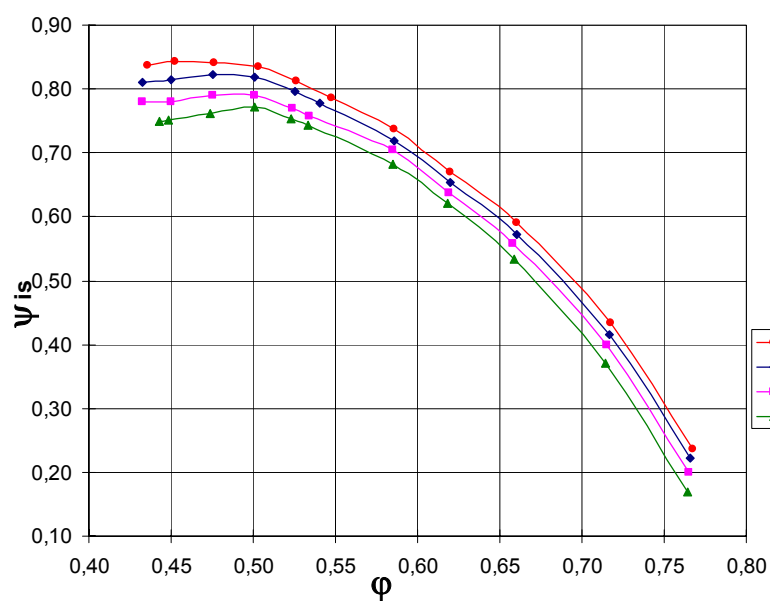


AII 5.9: Frequenzspektren für 144 äquidistante Aufnehmerpositionen dargestellt über die Umfangskoordinate ϕ . Betriebspunkt $\varphi \sim 0.44$, 500 min^{-1} , $S = 5 \text{ mm}$.

Anhang AII 1.5: Ergebnisse der aerodynamischen Untersuchungen



AII 6.1: Kennfeld des NGV bei Variation der Kopfspaltweite der 3. Stufe

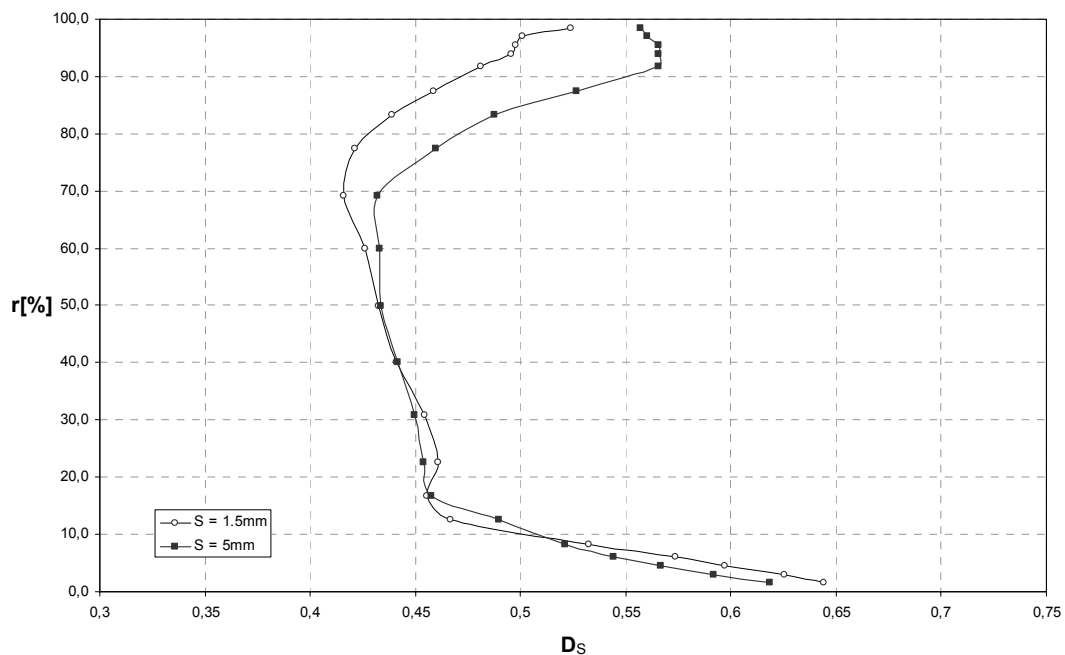


AII 6.1a: Kennfeld der 3. Stufe des NGV bei Variation der Kopfspaltweite der 3. Stufe.

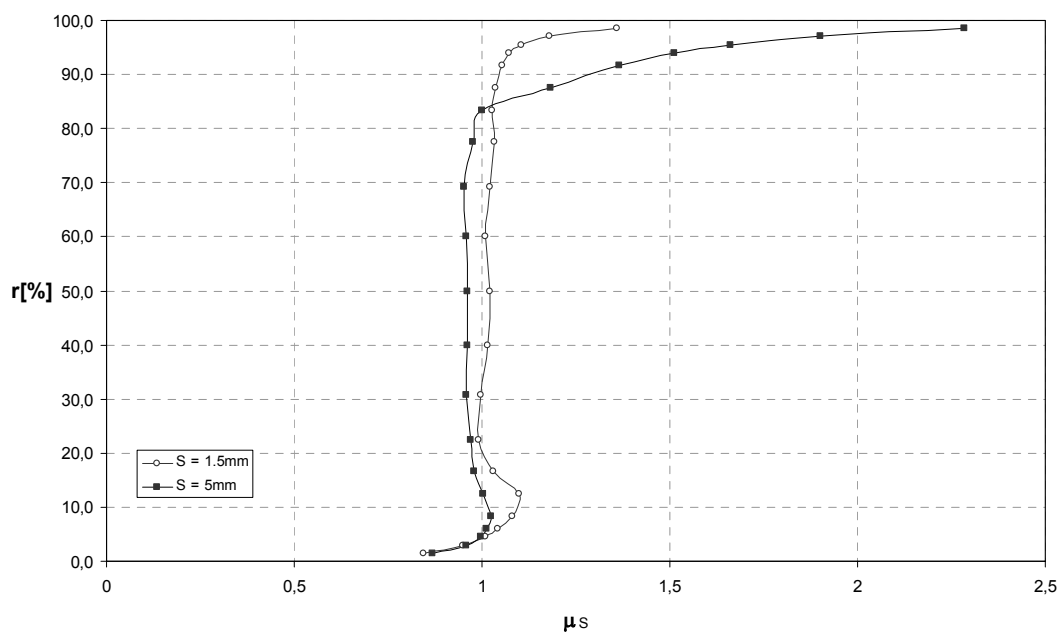
$$\Psi_{is} = 2 \cdot \frac{h_{t,2,13} - h_{t,2}}{u_m^2} \cdot \frac{1}{4}$$

$$\varphi = \frac{c_{ax,2}}{u_m}$$

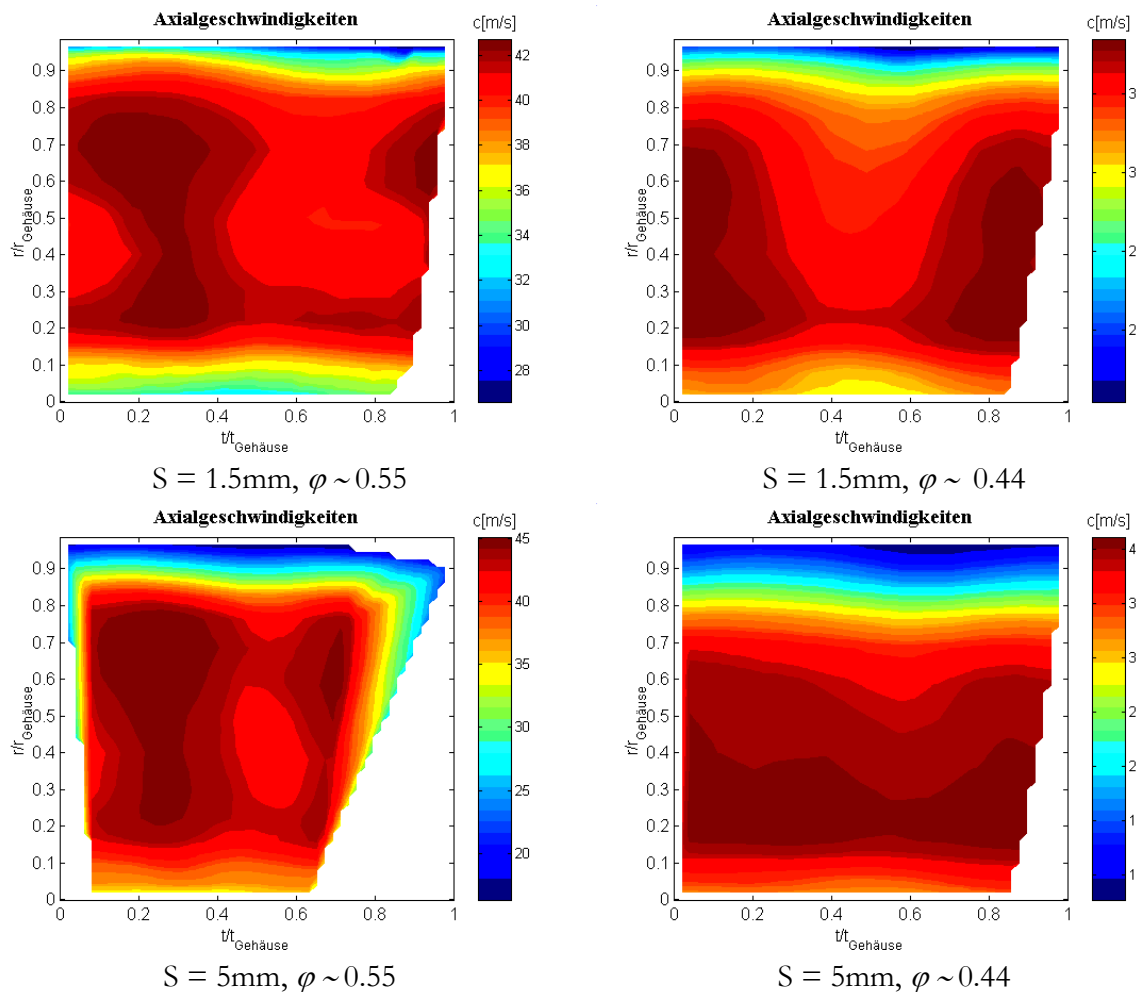
Formel AII 5.1: Kennfeldgrößen



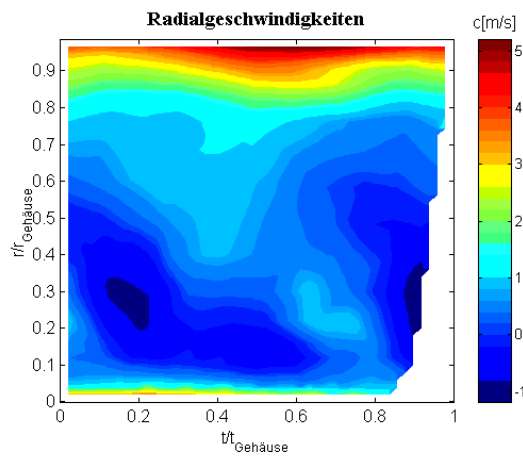
AII 6.2: Vergleich der Diffusionszahlverläufe D_s des Stators der 3. Stufe für die Spaltweiten 1.5mm und 5mm bei Auslegungsbetriebsbedingungen, 1000min^{-1} , $\varphi \sim 0.55$.



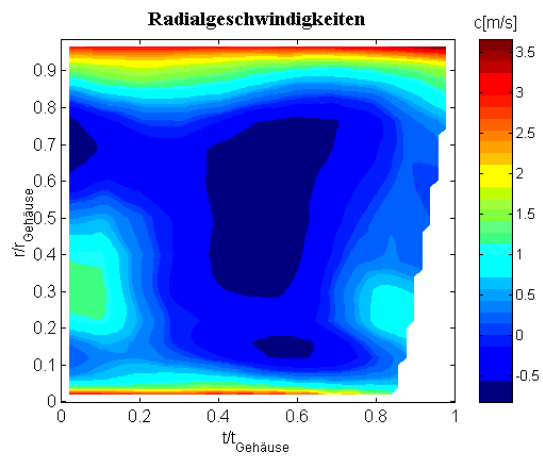
AII 6.3: Vergleich der Axialgeschwindigkeitsverläufe $d\mu_s = c_2/c_1$ des Stators der 3. Stufe für die Spaltweiten 1.5mm und 5mm bei Auslegungsbetriebsbedingungen, 1000min^{-1} , $\varphi \sim 0.55$.



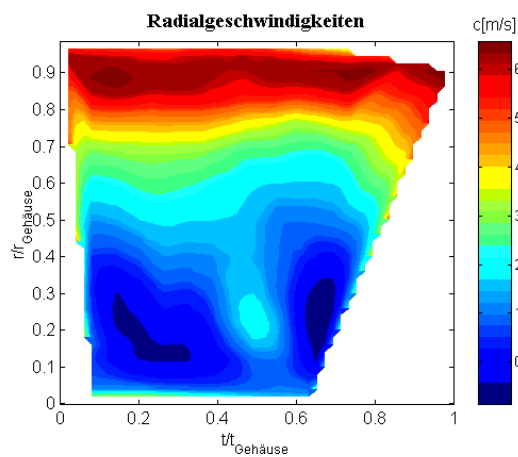
AI 6.4: Axialgeschwindigkeitsverteilung c_{ax} in der Meßebene hinter Rotor 3 traversiert über eine Laufradteilung, Aufgetragen über die bezogene Teilung am Gehäuse und der relativen Schaufelhöhe.



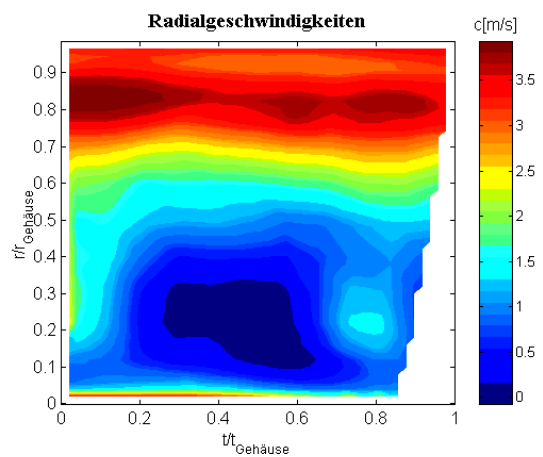
$S = 1.5\text{mm}, \varphi \sim 0.55$



$S = 1.5\text{mm}, \varphi \sim 0.44$

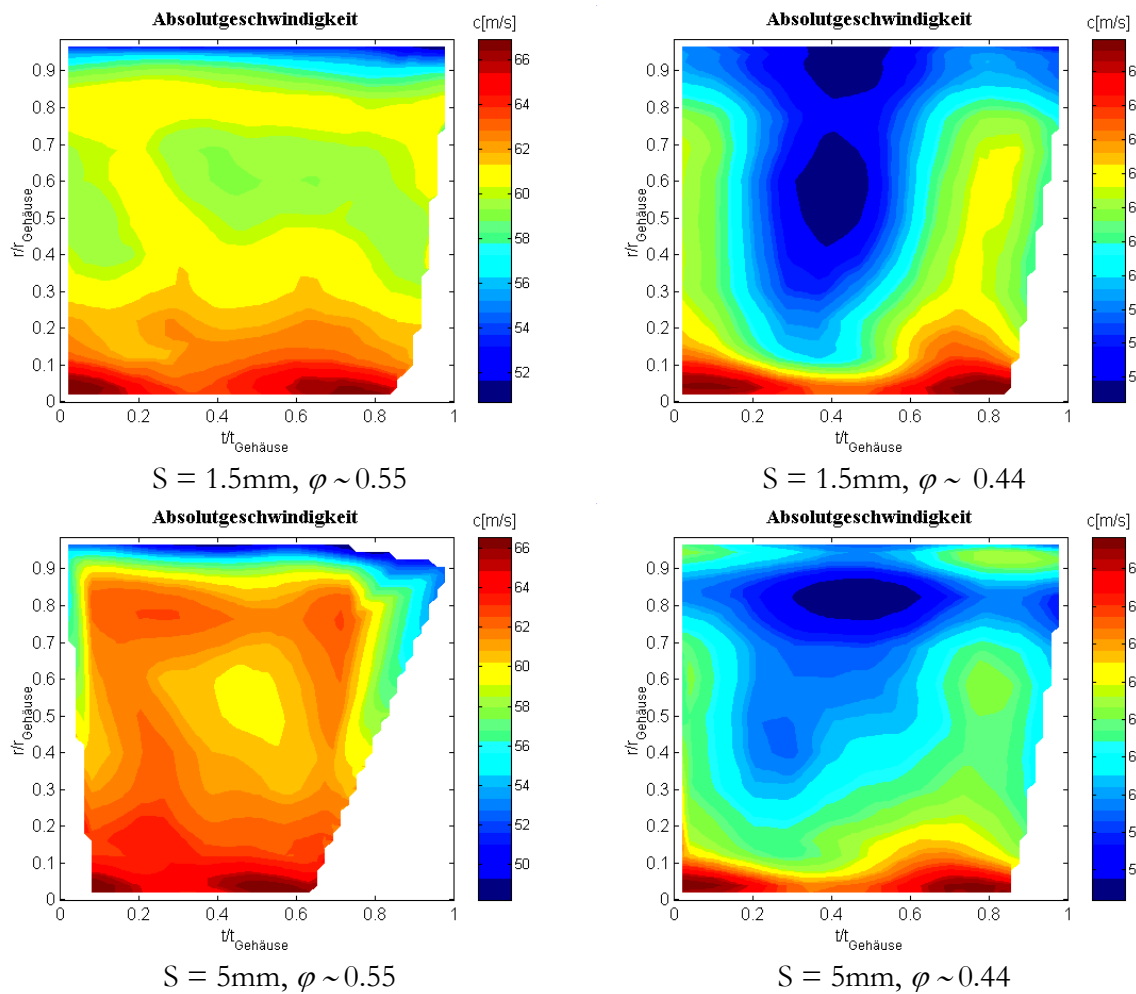


$S = 5\text{mm}, \varphi \sim 0.55$

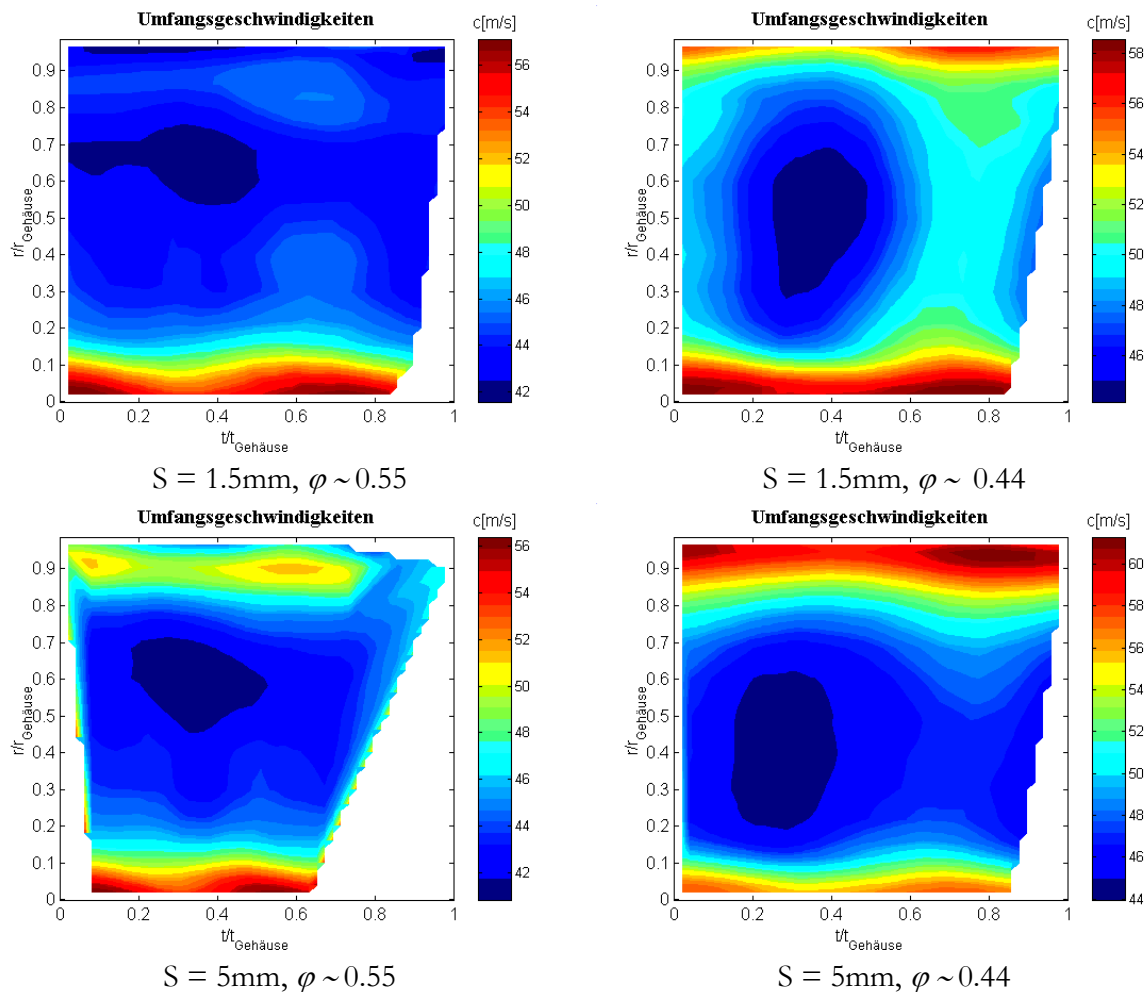


$S = 5\text{mm}, \varphi \sim 0.44$

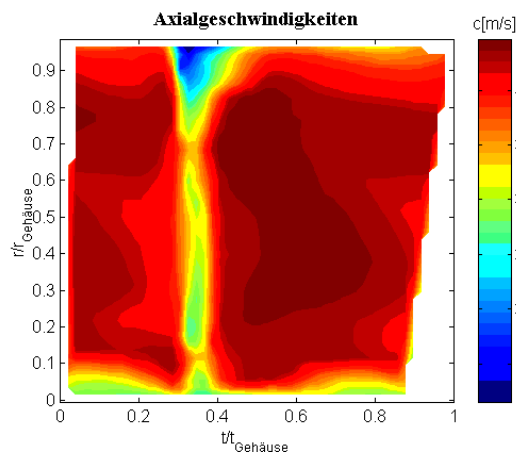
AII 6.5: Radialgeschwindigkeitsverteilung c_r in der Meßebeane hinter Rotor 3 traversiert über eine Laufradteilung, Aufgetragen über die bezogene Teilung am Gehäuse und der relativen Schaufelhöhe.



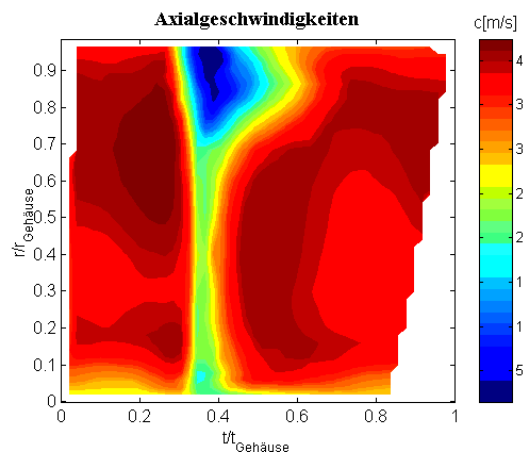
AII 6.6: Absolutgeschwindigkeitsverteilung c in der Meßebebene hinter Rotor 3 traversiert über eine Laufradteilung, Aufgetragen über die bezogene Teilung am Gehäuse und der relativen Schaufelhöhe.



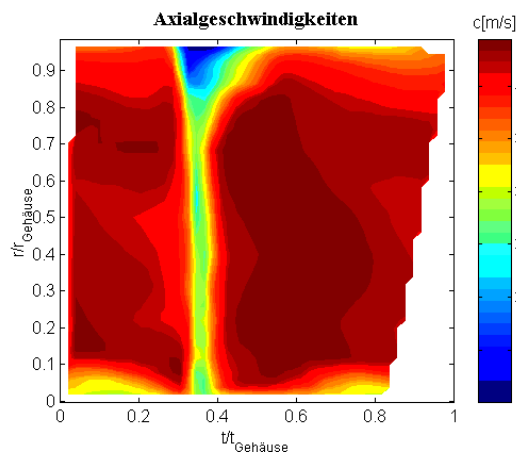
AII 6.7: Umfangsgeschwindigkeitsverteilung c_u in der Meßebene hinter Rotor 3 traversiert über eine Laufradteilung, Aufgetragen über die bezogene Teilung am Gehäuse und der relativen Schaufelhöhe.



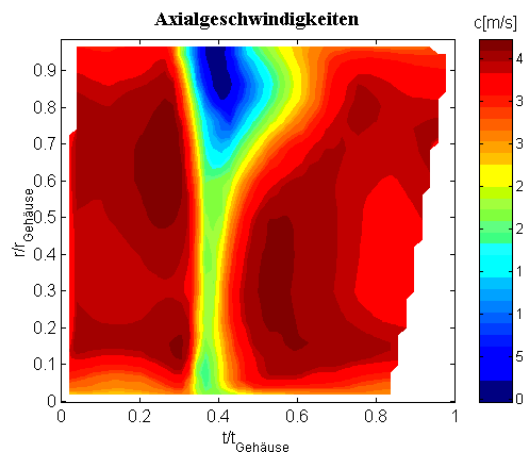
$S = 1.5\text{mm}, \varphi \sim 0.55$



$S = 1.5\text{mm}, \varphi \sim 0.44$

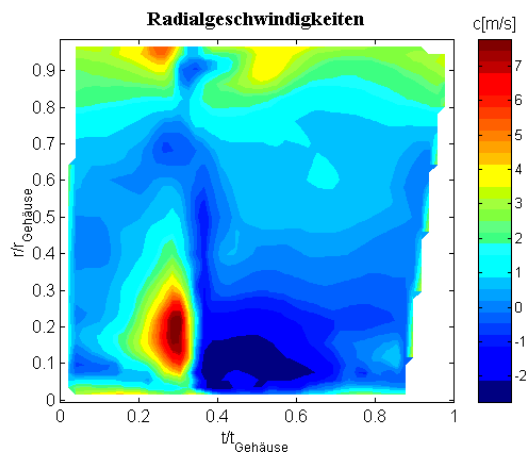


$S = 5\text{mm}, \varphi \sim 0.55$

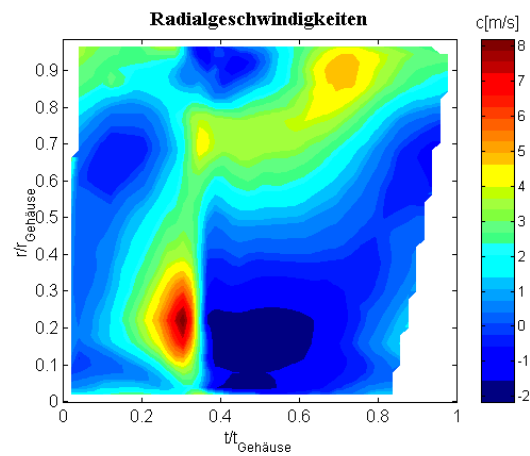


$S = 5\text{mm}, \varphi \sim 0.44$

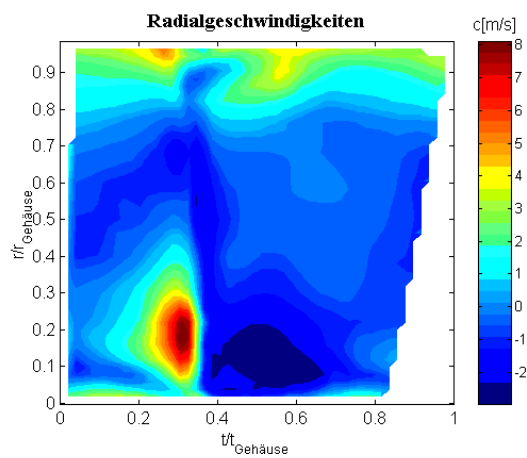
III 6.8: Axialgeschwindigkeitsverteilung c_{ax} in der Meßebeane vor Rotor 3 traversiert über eine Laufradteilung, Aufgetragen über die bezogene Teilung am Gehäuse und der relativen Schaufelhöhe.



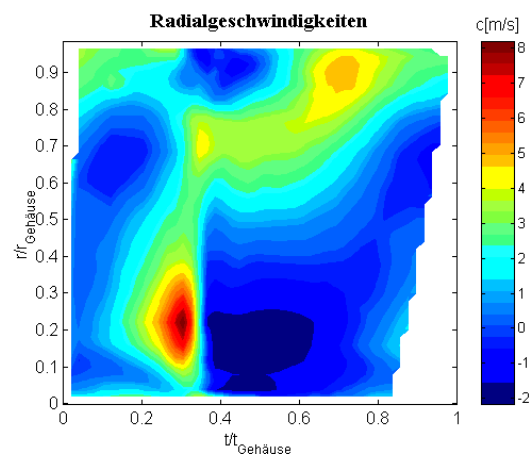
$S = 1.5\text{mm}, \varphi \sim 0.55$



$S = 1.5\text{mm}, \varphi \sim 0.44$

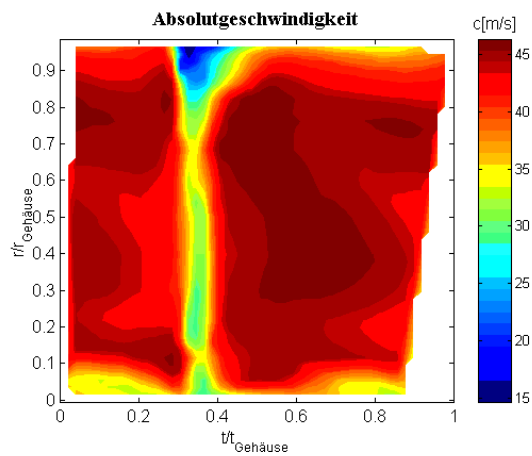


$S = 5\text{mm}, \varphi \sim 0.55$

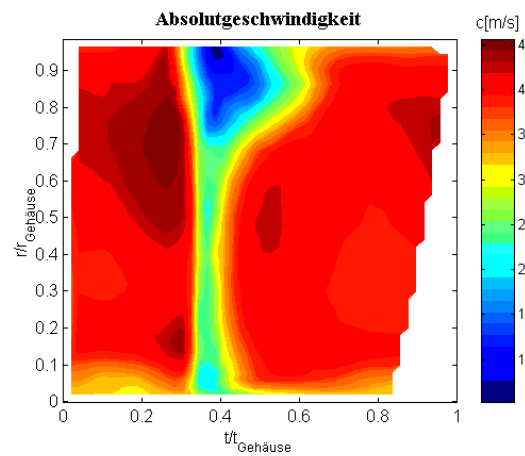


$S = 5\text{mm}, \varphi \sim 0.44$

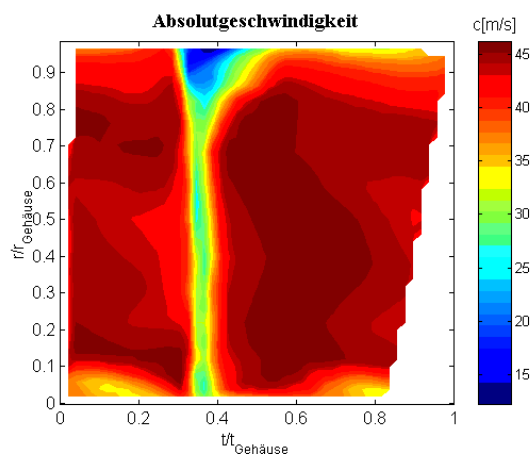
AII 6.9: Radialgeschwindigkeitsverteilung in der Meßebeane vor Rotor 3 traversiert über eine Laufradteilung, Aufgetragen über die bezogene Teilung am Gehäuse und der relativen Schaufelhöhe.



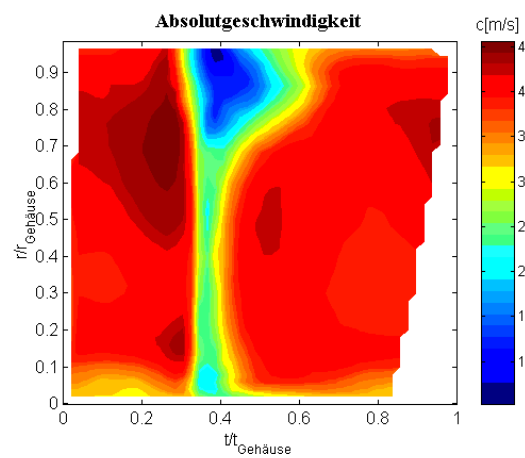
$S = 1.5\text{mm}, \varphi \sim 0.55$



$S = 1.5\text{mm}, \varphi \sim 0.44$

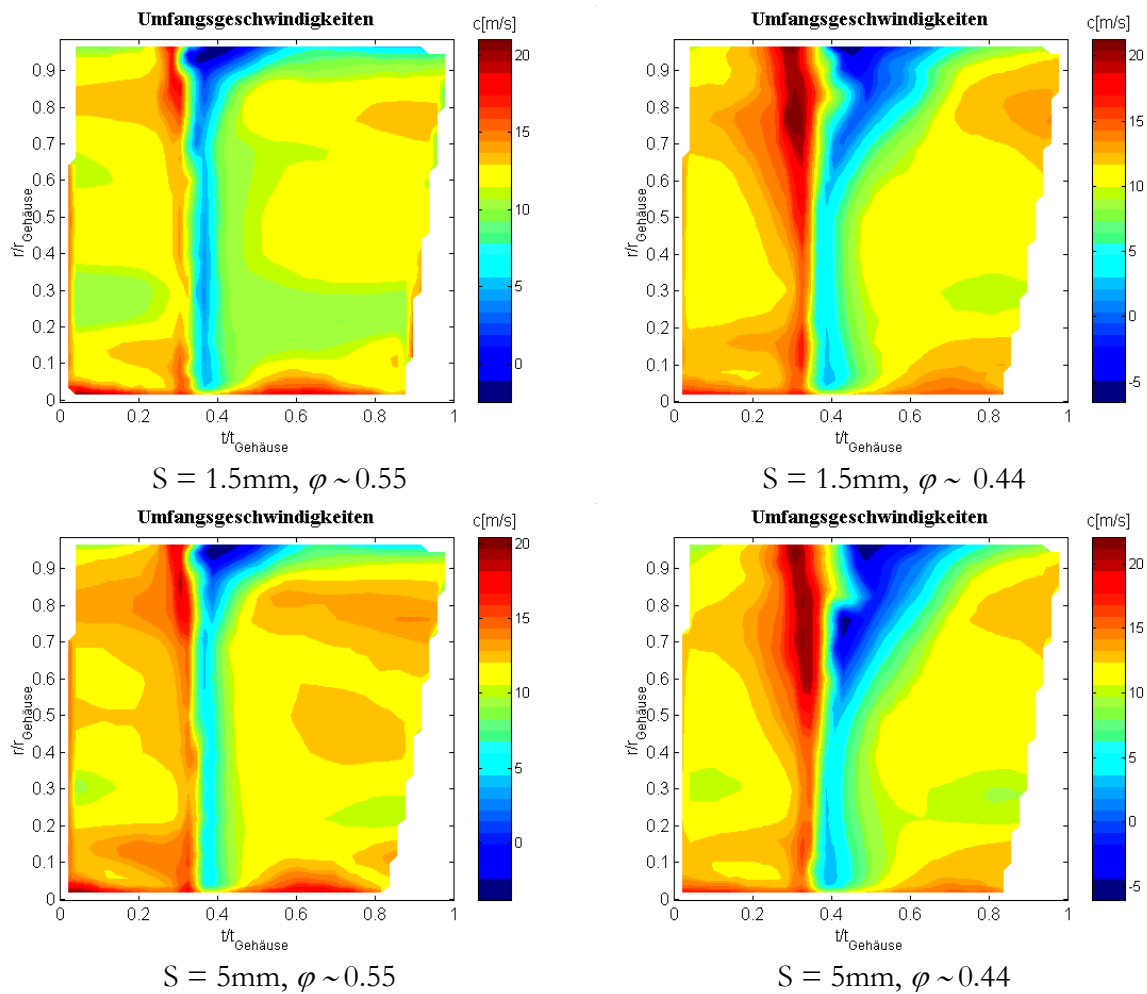


$S = 5\text{mm}, \varphi \sim 0.55$



$S = 5\text{mm}, \varphi \sim 0.44$

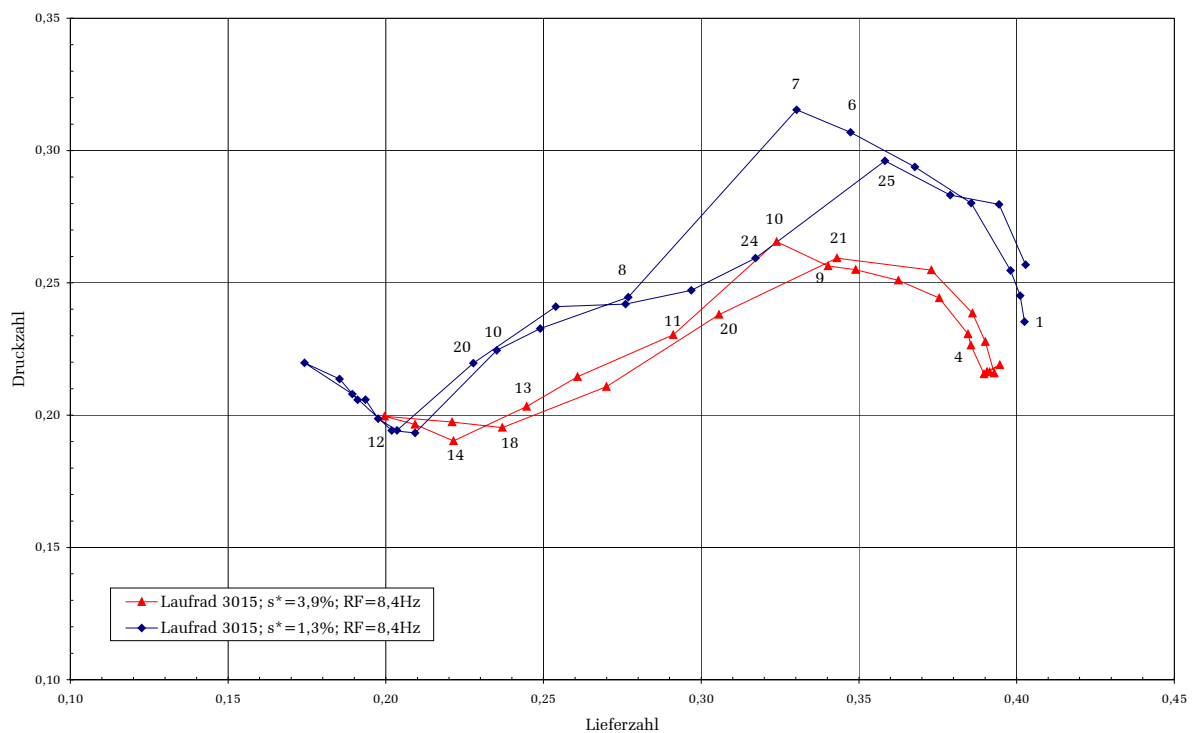
AII 6.10: Absolutgeschwindigkeitsverteilung c in der Meßebeane vor Rotor 3 traversiert über eine Laufradteilung, Aufgetragen über die bezogene Teilung am Gehäuse und der relativen Schaufelhöhe.



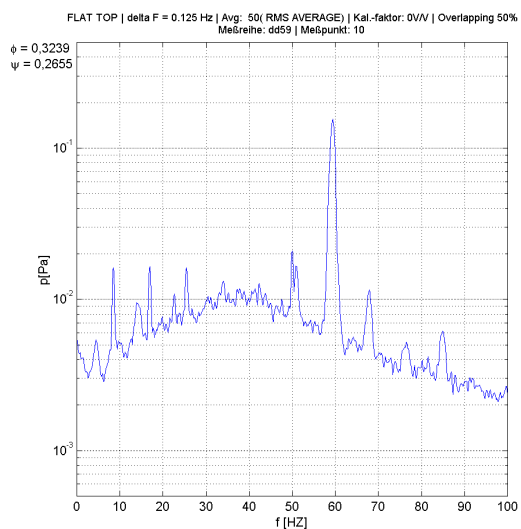
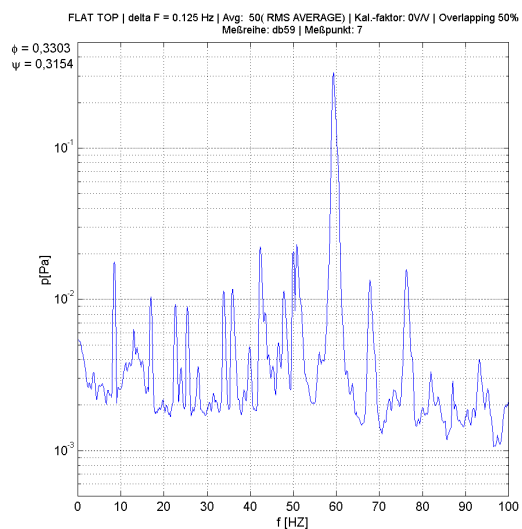
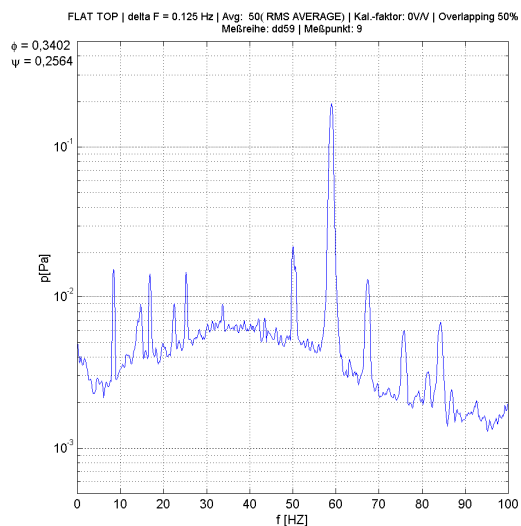
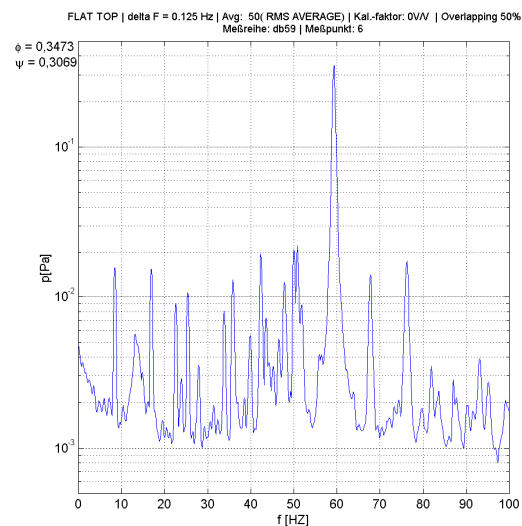
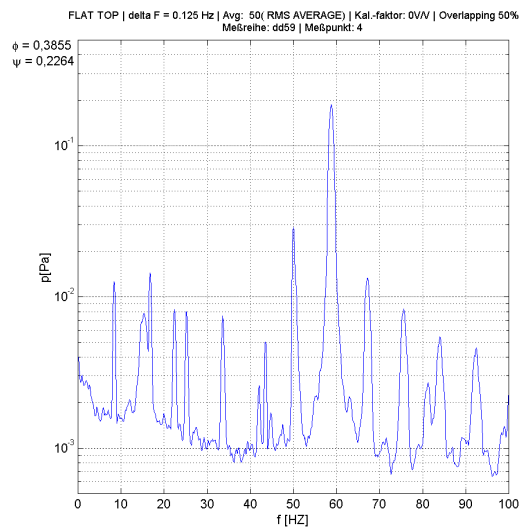
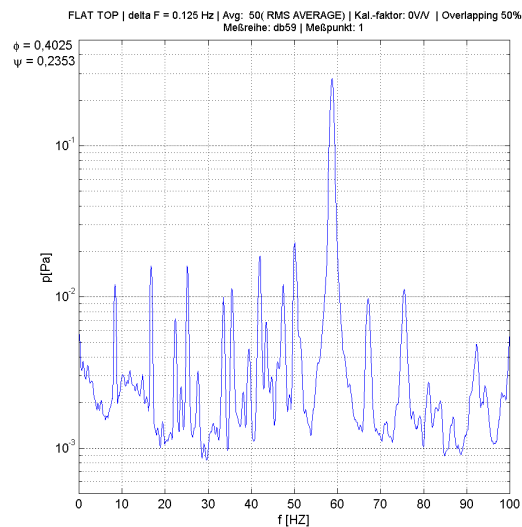
AII 6.11: Umfangsgeschwindigkeitsverteilung c_u in der Meßebebene vor Rotor 3 traversiert über eine Laufradteilung, Aufgetragen über die bezogene Teilung am Gehäuse und der relativen Schaufelhöhe.

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

Tabelle AII 6.1: Technische Daten der Pumpenbeschaufelung, Gabor1999.



AII 6.12: Kennlinien der Pumpe für $s^* = s/l = 1.3\%$ (blau) und $s^* = 3.9\%$ (rot). Die Punkte entsprechen Meßpunkten gemäß AII 6.13, Gabor 1999.



AII 6.13: Frequenzspektren für Betriebspunkte gemäß AII 6.12, links: $s^* = 1.3\%$, rechts $s^* = 3.9\%$. Gabor 1999.